

Центральноукраїнський національний технічний університет
Агротехнічний факультет
Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту”
Зав. кафедрою СГМ
к.т.н., професор
_____Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ
«_____» _____2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:

«Модернізація ротора дробарки зерна з обґрунтуванням раціональних параметрів молотків»

Виконав здобувач вищої освіти II курсу,
групи ГМ-24М-1
ОНП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

_____Свороба Анатолій Миколайович
«_____» _____2026 р.

Керівник роботи
доцент, канд. техн. наук
_____Володимир АМОСОВ
«_____» _____2026 р.

Рецензент
доцент, канд. техн. наук
_____Станіслав КАТЕРИНИЧ
«_____» _____2026 р.

м. Кропивницький

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет Агротехнічний

Кафедра Сільськогосподарського машинобудування

Рівень вищої освіти другий (магістерський) рівень

Галузь знань 13 «Механічна інженерія»

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітньо-професійна (освітньо-наукова) програма ОНП «Галузеве машинобудування»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ

« » 2026 року

**ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ
ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ**

Свороба Анатолій Миколайович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи (проекту) «Модернізація ротора дробарки зерна з обґрунтуванням раціональних параметрів молотків»
2. Керівник роботи (проекту) Амосов Володимир Васильович, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
3. Строк подання роботи до захисту 12.05.2026 р.
4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи (проекту) Підвищення ефективності роботи зернових молоткових дробарок шляхом обґрунтування раціональних конструктивних параметрів і режимів функціонування молоткового ротора з шарнірно закріпленими молотками
5. Перелік графічного матеріалу Мета та завдання. Огляд конструкцій подрібнювачів. Схема стенда для дослідження. Результати експерименту. Дробарка безрешітна ДБ-5. Ротор. Деталювання. Висновки і пропозиції.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1–6	Доцент Амосов В.В.		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Розробка та оформлення розділів 1 та 2	21.03.2026 р.	
2	Проведення необхідних розрахунків та оформлення розділу 3	04.04.2026 р.	
3	Проведення необхідних розрахунків та оформлення розділу 4	18.04.2026 р.	
4	Оформлення графічної частини КР	02.05.2026 р.	
5	Проведення необхідних розрахунків та оформлення розділів 5 та 6	09.05.2026 р.	
6	Захист КР на засіданні ДЕК	Згідно з графіком	

Дата видачі завдання

«___» _____ 2026 р.

Підпис керівника

_____ Амосов В.В.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийнято до виконання

«___» _____ 2026 р.

Підпис здобувача _____

Свороба А.М.
(прізвище та ініціали)

Анотації

Аршинов Іван Вікторович

Arshynov Ivan

Модернізація універсальної просапної сівалки з дослідженням пневмомеханічного висівного апарата

Modernization of the universal row-type seeder with the study of the pneumatic-mechanical sowing device

Проведено експериментальні дослідження впливу параметрів висівного диска ВПМВА на якість розподілу насіння по довжині рядка. Підтверджено теоретичний висновок про доцільність використання тороїдальної форми поверхні присмоктувального отвору висівного диска для підвищення якості висіву. Вдосконалена конструкція вакуумного пневмомеханічного висівного апарата. Проведені технологічні, кінематичні і енергетичні розрахунки сівалки, розрахунки на міцність. Запропоновано заходи по покращенню умов праці механізатора.

Experimental studies were conducted on the influence of the parameters of the VPMVA seeding disc on the quality of seed distribution along the row. The theoretical conclusion regarding the advisability of using a toroidal shape for the suction opening surface of the seeding disc to improve seeding quality has been confirmed. The design of the vacuum pneumatic-mechanical seeding unit has been improved. Technological, kinematic, and energy calculations for the seeder, as well as strength calculations, have been performed. Measures have been proposed to improve the working conditions of the operator.

просапна сівалка, висівний апарат, присмоктувальний отвір, якість висіву

row-crop seeder, seeding unit, suction opening, seeding quality

Аршинов, І. В. Модернізація універсальної просапної сівалки з дослідженням пневмомеханічного висівного апарата: кваліфікаційна магістерська робота : спец. 133 «Галузеве машинобудування» / наук. кер. В.В. Амосов; Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. – Кропивницький : ЦНТУ, 2026. – 60 с.

ЗМІСТ

	стор.
ЗМІСТ	5
1 ВСТУП	6
2 СТАН ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	7
3 НАУКОВА ЧАСТИНА.....	26
4 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ	43
5 ОХОРОНА ПРАЦІ	55
6 ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	58
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	59
ДОДАТКИ.....	61

1. ВСТУП

Перехід аграрного сектору до ринкових умов господарювання потребує не лише збільшення обсягів виробництва продукції тваринництва, але й зменшення її собівартості, що є важливим фактором підвищення конкурентоспроможності галузі. Для стабільного розвитку тваринництва необхідно забезпечити надійну кормову базу, впроваджувати комплексну механізацію виробничих процесів, підвищувати рівень обслуговування тварин та ефективно використовувати технічні засоби.

На сучасному світовому ринку постійно зростає потреба у якісному молоці та продуктах його переробки. У зв'язку з цим розвиток скотарства має важливе значення для сільськогосподарського виробництва та продовольчої безпеки країни.

Сьогодні в агропромисловому комплексі велика увага приділяється підвищенню ефективності та продуктивності тваринницької галузі шляхом удосконалення механізації основних технологічних процесів.

Одним із найбільш актуальних напрямків залишається вдосконалення технічних засобів для приготування кормів, оскільки якісна підготовка кормової маси безпосередньо впливає на продуктивність тварин і економічні показники господарства.

Метою даної кваліфікаційної роботи є підвищення ефективності роботи зернових молоткових кормодробарок з модернізацією дробарки безрешітної ДБ-5.

2 СТАН ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Сучасний стан питання про машину, яка модернізується

Подрібнення матеріалів може здійснюватися кількома способами: роздавлюванням, ударом, розколюванням та стиранням. У більшості випадків під час роботи одночасно поєднуються декілька видів подрібнення. Наприклад, процес стирання часто супроводжується розколюванням або роздавлюванням частинок матеріалу.

Під час стирання утворюється значна кількість пилу, а також може виникати надмірне подрібнення матеріалу, що в окремих виробничих умовах є небажаним.

Спосіб подрібнення обирають залежно від фізико-механічних властивостей матеріалу, а також розмірів його частинок. Крихкі та міцні матеріали найчастіше подрібнюють ударом або роздавлюванням. Для в'язких і міцних матеріалів ефективним є роздавлювання, а матеріали середньої міцності зазвичай подрібнюють стиранням, ударом чи розколюванням.

Процес подрібнення може виконуватись як за один етап, так і за декілька, причому використовують відкритий або замкнутий цикл роботи.

При роботі у відкритому циклі матеріал проходить через подрібнювач лише один раз. Якщо у вихідній сировині є дрібні фракції, їх попередньо відокремлюють просіюванням. Такий спосіб здебільшого застосовується для середнього та крупного подрібнення.

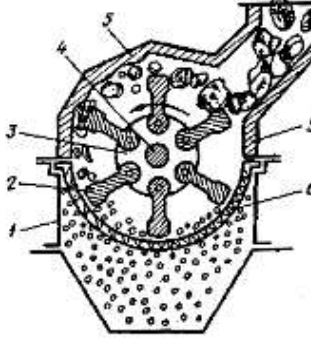
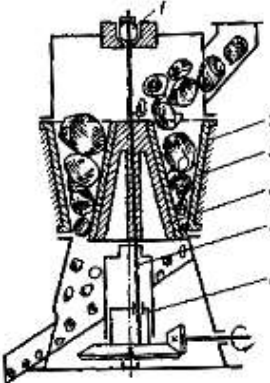
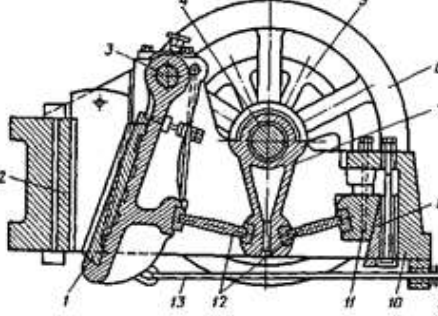
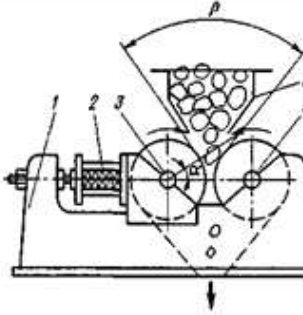
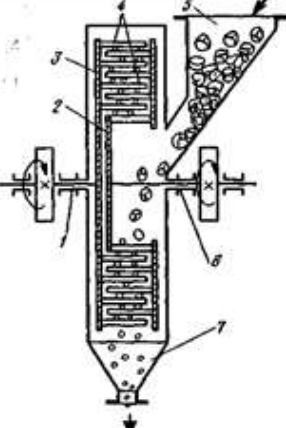
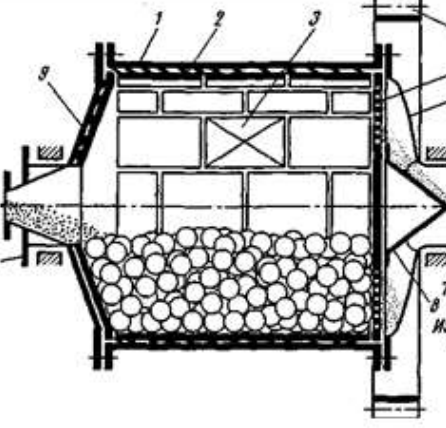
У замкнутому циклі після подрібнювача встановлюють класифікуючий пристрій. Частинки, розміри яких перевищують задані значення, повторно направляються на подрібнення, утворюючи систему рециркуляції.

Машини, що використовуються для подрібнення сипких і шматкових матеріалів, поділяють на декілька основних типів [1, 2]: шокові дробарки, конусні (гіраційні) дробарки, молоткові та роторні дробарки ударної дії, а також валкові млини (таблиця 2.1).

Для більш тонкого подрібнення застосовують протиральні машини, кульові та стрижневі млини, а також кільцеві, вібраційні й колоїдні млини (таблиця 2.1).

Таблиця 2.1

Основні типи конструкції машин для подрібнення

 Молоткова дробарка: 1 – корпус; 2 – молоток; 3 – диск; 4 – вал; 5 – броньова плита; 6 – решето	 Гіраційна дробарка: 1 – шарова опора; 2 – корпус; 3 – броньова плита; 4 – головка; 5 – вертикальний вал; 6 – ексцентрик	 Щокова дробарка: 1 – рухома щока; 2 – нерухома щока; 3 – вісь рухомої щоки; 4 – ексцентриковий вал; 5 – шків; 6 – маховик; 7 – шатун; 8, 11 – регулювальні клини; 9 – пружина; 10 – станина; 12 – важелі; 13 – тяга
 Валковий млин: 1 – станина; 2 – пружина; 3 – рухомий валок; 4 – бункер; 5 – нерухомий валок	 Дезінтегратор: 1, 6 – вали; 2, 3 – диски; 4 – пальці била; 5 – завантажувальний конус; 7 – розвантажувальний патрубок	 Кульовий млин: 1 – корпус барабана; 2 – броньова плита; 3 – люк; 4 – привідна шестерня; 5 – решітка; 6 – кришка; 7 – пустотілі цапфи; 8 – направляючий конус; 9 – кришка

Для переробки зернової маси та об'ємистих кормів на складах зберігання сировини і тваринницьких комплексах застосовується подрібнювальний агрегат ДКМ-5 (рис. 2.2), який функціонує в межах поточкових ліній приготування кормосумішей. Будова цієї установки представлена кожухом із розміщеною всередині подрібнювальною камерою, що оснащена молотковим ротором, накопичувальним бункером для зерна, завантажувальним пристроєм для стеблових матеріалів, гвинтовими транспортерами, електричним обладнанням та системою пиловловлювання з фільтрувальним елементом рукавного типу.

Вузол подачі грубої сировини, своєю чергою, складається з лотка приймання 1 (рис. 2.1) та двох конусоподібних шнеків — нерухомо зафіксованого внутрішнього 3 і рухомого зовнішнього 2.

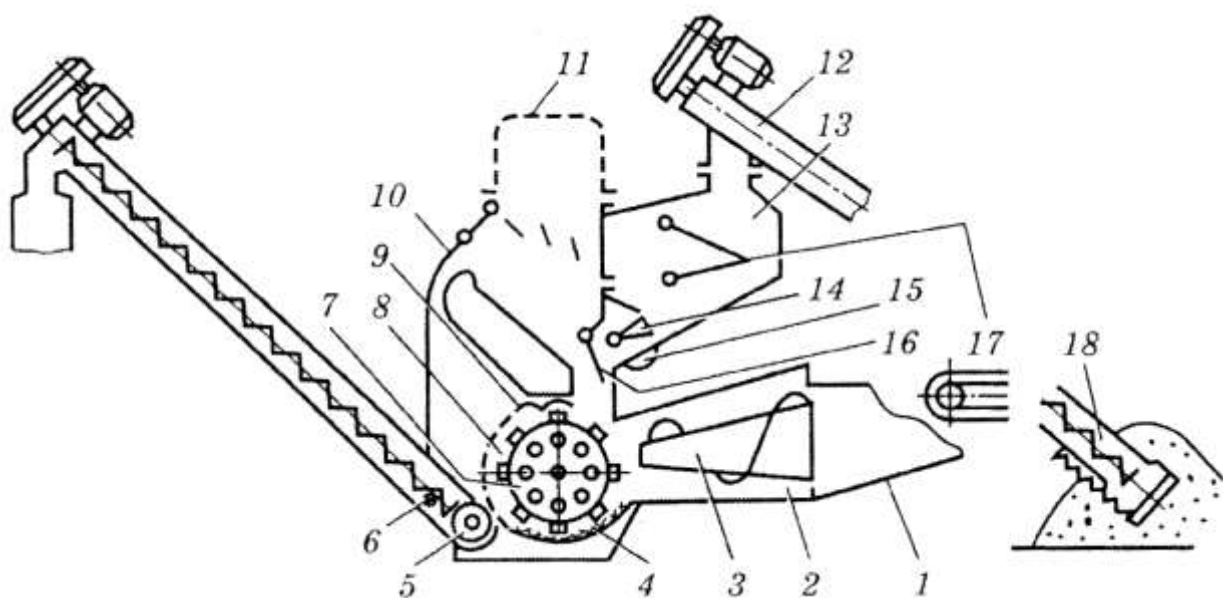


Рис. 2.1 Схема дробарки ДКМ-5:

1 — лоток приймальний; 2 — шнек зовнішній; 3 — шнек внутрішній; 4 — дека; 5 — шнек дробарки; 6 — шнек розвантажувальний; 7 — ротор молотковий; 8 — камера подрібнювання; 9 — решето; 10 — камера роздільна; 11 — фільтр; 12 — шнек завантажувальний; 13 — бункер; 14, 16 — заслонки; 15 — сепаратор магнітний; 17 — датчик рівня; 18 — забірник

Фіксація завантажувального пристрою на кожусі подрібнювального відсіку 8 реалізована через пару шарнірних петель та відкидне замкове

з'єднання. Завдяки такому конструктивному рішенню вузол можна відхиляти на кут, що не перевищує 90° , під час виконання сервісних робіт чи перевезення подрібнювача. Рух зовнішньому гвинтовому робочому органу живильника передається від мотор-редуктора за допомогою ланцюгового приводу.

Транспортування зернової маси до накопичувальної місткості 13 покладено на гвинтовий конвеєр 12. Стабільне і безперебійне надходження сировини підтримується допоміжним шнековим органом, який отримує обертальний момент від головного вала 12 через ланцюгове з'єднання.

Основу подрібнювального відсіку 8 становить зварний залізний кожух, всередині якого розміщено роторний механізм 7 із молотками. Зсередини на стінках змонтовано окремі робочі елементи - секторні деки. Корегування їхнього просторового розміщення щодо ротора виконується ексцентриковим пристроєм, що дає змогу виставити проміжок у межах 1,5 - 2 мм. Процедура налаштування передбачає послаблення фіксувальних болтів дек із наступним їх підведенням до дисків ротора за допомогою ексцентриків. Після цього регульовальні елементи зміщують проти ходу годинникової стрілки на кут $10 - 20^\circ$ і знову міцно затискають нарізне сполучення.

Вивантаження подрібненої суміші із зони під ситом здійснюється нижнім гвинтовим транспортером 5. Його кінематичний зв'язок із похилим шнеком реалізовано через рухомий фланець, завдяки чому можна змінювати просторову орієнтацію вузла, підлаштовуючись під висоту вивантаження переробленого продукту. Доступ до внутрішнього простору для оновлення чи обслуговування сит забезпечується через відкидне верхнє перекриття. Безпека експлуатації гарантується розміщенням на кожусі кінцевим вимикачем, який унеможливорює активацію агрегату, якщо це перекриття підняте. Безпосередньо над подрібнювальною зоною змонтовано накопичувач 13 із приймальною горловиною. Бічні панелі цієї місткості оснащені сенсорами 17 для відстеження верхнього та нижнього рівнів сировини, тоді як на її похилому дні закріплено магнітну пастку 15, що очищує зерновий потік від сторонніх металовмісних об'єктів.

Порційне надходження зерна з бункера до робочої камери регулюється шляхом зміни робочого зазору випускного каналу горловини. Корегування площі його поперечного перерізу може здійснюватися як у ручному режимі (із візуальним моніторингом навантаження силового агрегату за показниками амперметра-індикатора), так і в автоматизованому форматі.

Моніторинг функціонування подрібнювального пристрою здійснюється за допомогою вимірювального приладу (амперметра-індикатора), змонтованого в пульті управління. Цей вузол забезпечує роботу обладнання в раціональному силовому діапазоні, а у разі виникнення критичного перевантаження блокує надходження сировини. Як тільки робочі параметри стабілізуються і повернуться до норми, автоматика самостійно перезапускає процес подачі стеблових або зернових компонентів.

При переході на автоматичний формат управління задіяння механізму заслінки супроводжується звуковим сповіщенням, якщо припиняється завантаження зернової маси в накопичувальну місткість. Водночас інтегрована електромагнітна муфта гарантує екстрене опускання перегородки під впливом її власної маси у разі раптового знеструмлення мережі.

Підготовка агрегату до обробки зернових передбачає розміщення приймальної зони завантажувального гвинта безпосередньо в кагаті або спеціальному прямку із сировиною. У робочому просторі подрібнювача фіксують сито із чарунками, що відповідають бажаній дисперсності готового продукту. Отвір, призначений для подачі об'ємистих кормів, герметизують заглушкою, орієнтуючи деку всередину подрібнювального відсіку.

Подавальний шнековий транспортер переміщує зерно у накопичувальний бункер, звідки воно рівномірним тонким прошарком просіюється крізь проміжок, утворений регульованим затвором та нахиленою панеллю місткості. Проходячи цей етап, сировина звільняється від випадкових металовмісних включень за допомогою магнітного уловлювача, після чого переміщується безпосередньо до зони дезінтеграції. У цьому відсіку матеріал піддається інтенсивному роздробленню під ударами молотків рухомого ротора. Подрібнені фракції крізь перфорацію решета відсіваються у нижню порожнину,

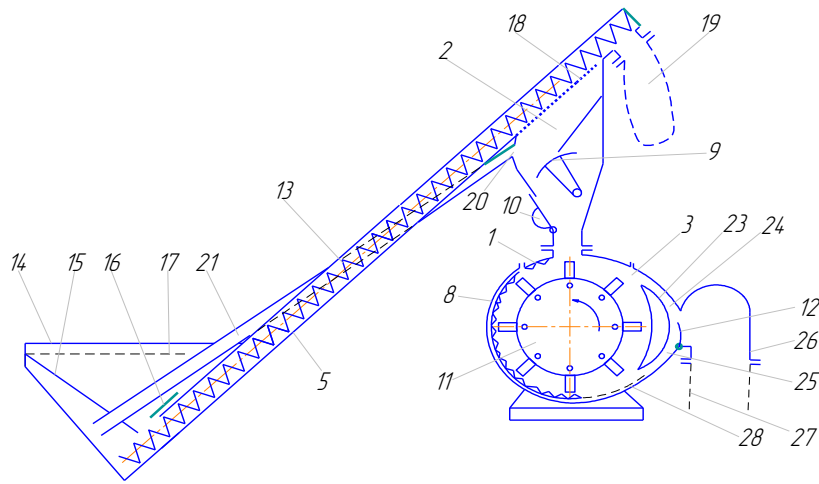
звідки забираються горизонтальним гвинтовим конвеєром. Останній перенаправляє сировину до похилого вивантажувального органу, призначеного для транспортування меленого продукту у накопичувальні ємності або безпосередньо в кузови машин.

Оскільки високообертовий молотковий ротор генерує надлишковий тиск повітря, цей повітряний потік спрямовується з-під ситового простору через сполучний патрубок до циклону-пиловловлювача. У цьому вузлі певна частка повітря очищується тканинним рукавом і скидається в атмосферу, тоді як решта повітряного об'єму разом із пилоподібними частинками рециркулює через завантажувальний отвір назад до робочої камери.

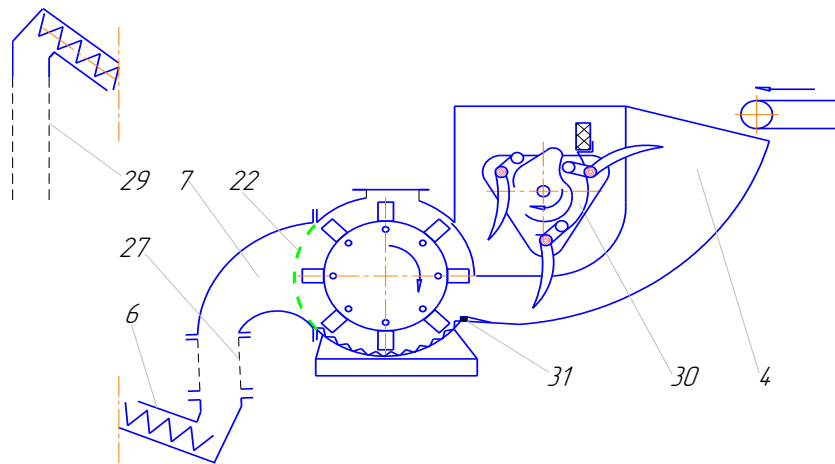
Для якісної переробки кормового зерна доцільно вибирати сита з діаметром перфорації 4, 6 або 8 мм. Якщо ж подрібнюються кукурудзяні качани чи овес, оптимальними будуть калібрувальні отвори розміром 8 та 16 мм, тоді як для подрібнення соломи чи сіна найкраще підійде 16-міліметрове решето. Граничний рівень вологості для зернової сировини обмежений 14 %, а для стеблових матеріалів, що переробляються на борошністу масу, цей показник не повинен бути вищим за 17 %.

Дробарка ДМ-Ф-4 (КД-4) виконана за блочно-модульним принципом. Її базовим елементом є подрібнювальна камера 1 (рис. 2.4) з молотковим барабаном, до якої можуть приєднуватися швидкознімні функціональні модулі: приймальний бункер 2, роздільна камера 3, живильник 4, завантажувальний конвеєр 5, розвантажувальний конвеєр 6, осадова камера 7, задня кришка 8 та електрощит. Залежно від комплектації дробарка може працювати у кількох модифікованих варіантах.

Конструктивна модифікація подрібнювача, призначена для переробки зернових культур (рис. 2.4, а), об'єднує такі базові вузли: шнековий живильник 5, накопичувальний відсік 2, укомплектований дозувальним затвором 9 та магнітним уловлювачем 10, дезінтеграційну камеру 1 із молотковим ротором 11, торцеву кришку 8, сепараційну порожнину з керованою перегородкою 12, а також евакуаційний транспортер 6.



a



б

Рис. 2.4. Конструктивно-функціональні схеми молоткової дробарки ДМ-Ф-4:

a – конструкція для подрібнення зерна; *б* – конструкція для подрібнення качанів кукурудзи та кормів; 1 – камера подрібнювальна; 2, 14 – бункери приймальні; 3 – камера роздільна; 4 – лоток живильника; 5 – конвеєр завантажувальний; 6 – конвеєр розвантажувальний; 7 – камера осадова; 8 – кришка; 9, 12 – заслонки регулювальні; 10 – уловлювач магнітний; 11 – барабан молотковий; 13 – шнек; 15 – перегородка; 16 – шибер; 17, 18, 22 – решето; 19 – мішок для збору крупних включень; 20 – патрубок; 21 – трубопровод зворотний; 23 – обтікач; 24 – канал зворотний; 25 – канал вивідний; 26 – патрубок; 27 – фільтр; 28 – рекатер решітний; 29 – рукав; 30 – живильник вилчатий; 31 – контрмолотки

Подавальний механізм сконструйований на основі гвинта 13 та приймальної місткості 14, внутрішній простір якої розділений перетинкою 15 і захищений сіткою 17. Гвинтовий орган 13 поміщений у кожух із трьома функціональними прорізами. Перший проріз знаходиться безпосередньо під місткістю 14 і забезпечений шибберною засувкою 16, що дозує надходження сировини. Другий проріз, розташований над накопичувальним відсіком 2, забезпечений додатковим ситом 18, діаметр вічок якого дещо перевищує граничні лінійні розміри часток зернової маси. Третій проріз винесений у кінцеву зону гвинта і слугує для сепарації великих сторонніх включень, які скидаються в спеціальний накопичувальний контейнер 19.

Керування обсягом зернового потоку, що спрямовується до робочої зони, здійснюється за допомогою встановленого в накопичувальному відсіку 2 затвора 9 із циліндричним профілем. У випадку неавтоматизованого налаштування його просторовий стан коригують, спираючись на амплітуду струму (яка за індикатором має становити приблизно 60 А). Автоматизований формат передбачає саморегульований («плаваючий») алгоритм роботи заслінки, переміщення якої забезпечує приводний вузол у складі мотор-редуктора, електромагнітної муфти, зубчастої пари та кінцевого датчика. Координація цієї системи покладена на мікропроцесорний блок.

У прямокутному прорізі нахилоного жолоба приймального відсіку, нижче за рівень розміщення циліндричного затвора 9, змонтовано залізозловлювач 10. Конструкція цього елемента містить ревізійне віконце, призначене для проведення профілактичного очищення від металодомішок. Верхня зона приймального відсіку обладнана скидним патрубком 20, який за допомогою рециркуляційного каналу 21 сполучається з ділянкою під внутрішньою перетинкою 15 завантажувальної місткості 14.

Конструкційну основу дезінтеграційного відсіку 1 становить зварна сталева коробка із розміщеним у ній роторним механізмом 11. Цей кожух жорстко зафіксований на тримальній станині подрібнювача та оснащений трьома фланцевими патрубками для впуску й випуску матеріалу: верхнім, до якого кріпиться приймальна місткість, та парою бічних.

До одного з бокових фланців при роботі з зерном під'єднується роздільна камера 3, а при переробці грубих кормів – осадова камера з решетом 22. До другого фланця при різних режимах роботи кріпиться задня кришка 8 (для зерна) або живильник 4 (для стеблових матеріалів).

На бокових поверхнях корпусу та на задній кришці встановлені сектори, положення яких відносно молотків ротора регулюється за допомогою ексцентрикових механізмів. Це дозволяє налаштовувати робочі зазори залежно від режиму подрібнення.

Внутрішня циліндрична поверхня корпусу облицьована рифленими деками, які спираються на сектори та фіксуються болтовими з'єднаннями. Після останньої деки камери подрібнення встановлено решітний рекаттер 28. Для забезпечення безпеки експлуатації передбачені кінцеві вимикачі, що виключають запуск дробарки при відкритій задній кришці або роздільній камері. У торцевій частині камери розміщено вибухорозрядний клапан.

Конструкція роторного вузла з молотками 11 утворена центральним валом, на якому змонтовано систему дисків, проміжних кілець та ударних елементів. Останні мають шарнірне кріплення на восьми підвісних стрижнях 21. Жорстка фіксація дискових і втулкових деталей на осі здійснюється за допомогою гайки, тоді як просторова орієнтація молотків уздовж стрижнів регулюється завдяки розпірним елементам.

Силовий агрегат приводу та роторний механізм змонтовані на одній осі, а передача крутного моменту між їхніми валами реалізована через муфту втулково-пальцевого типу.

До структури сепараційного відсіку 3 входять такі компоненти: напрямний обтікач 23, магістраль 25 для відведення суміші повітря та меленої маси, а також рециркуляційний тракт 24, що спрямовує недостатньо подрібнені фракції на вторинну обробку. Крім того, передбачено наявність керованої перегородки 12 та випускного патрубку 26, крізь який видається фінальна продукція.

Вектор руху матеріалу безпосередньо залежить від кута нахилу затвора 12. Якщо змістити його в бік дезінтеграційної зони, то потічна лінія вздовж краю перегородки перенаправить сировину до зворотного каналу 24. Відхилення ж у протилежну позицію скеровує потік суміші безпосередньо до випускного патрубку 26.

Знизу, на старті магістралі 25, встановлено додатковий подрібнювальний елемент сітчастого типу — рекаттер 28. Текстильний фільтр 27 інтегровано у простір між випускним каналом 26 та евакуаційним гвинтовим конвеєром 6. Для фінального відвантаження обробленої суміші до розвантажувального отвору транспортера 6 прикріплено матер'яний рукав 29.

Робочий цикл переробки зерна в агрегаті реалізується за такою схемою. Сировина з місткості 14 подавального транспортера 5 просипається крізь отвір у дні, пропускна здатність якого задається шибером 16, та потрапляє до гвинтового механізму 13. Цей вузол переміщує продукт до приймального відсіку 2 подрібнювача. Під час транспортування зернова маса проходить крізь сито 18, де здійснюється відсіювання габаритних домішок. Відбраковані частки подаються шнеком до верхнього каналу, звідки скидаються у спеціальний контейнер 19 і час від часу утилізуються після його наповнення.

Наступним етапом є порційне надходження зерна з накопичувача 2 безпосередньо до робочої камери 1, обсяг якого лімітується положенням керувального затвора 19. Якщо завантажувальний конвеєр 5 нагнітає занадто багато сировини, її надлишок акумулюється у верхній зоні відсіку. Щойно рівень маси сягає патрубку 20, вона рециркулює крізь поворотну трубу 21 назад до місткості 14, щоб бути повторно підхопленою гвинтом 13. При цьому наявність роздільної стінки 15 гарантує стабілізацію руху потоку, нейтралізуючи зайвий тиск зернового шару, що могло б стати перешкодою для вільної рециркуляції магістраллю 21.

Налаштування перегородки 9 виконують із розрахунком на те, щоб гарантувати номінальне навантаження на електродвигун роторного вузла. Водночас положення шибера 16 підбирають так, щоб підтримувати помірний зворотний рух сировини трубопроводом. Пройшовши етап дозування, зерновий потік перетинає зону магнітного сепаратора, який ефективно очищує масу від сторонніх металевих включень.

Опинившись усередині робочої камери, сировина піддається потужним ударам молотків об деки, внаслідок чого роздрібнюється та підхоплюється повітряним потоком, прямуючи до магістралі 25. Фракції великого розміру та недостатньо перемелена маса, завдяки високій силі інерції, проходять етап вторинної дезінтеграції на площині рекаттера. Згодом, поблизу випускного вікна сепараційного відсіку (на ділянці від затвора 12 до верхнього краю каналу 26), реалізується процес аеродинамічної класифікації частинок: дрібнодисперсні елементи концентруються ближче до патрубка 26.

Необхідний ступінь дисперсності фінального продукту досягається шляхом коригування просторового стану заслінки, тим часом як надто великі частки евакууються зворотним трактом 24 для повторного подрібнення. Тканинний фільтр 27 бере на себе функцію стравлювання надлишкового

повітря, після чого оброблена кормосуміш відвантажується назовні за допомогою шнекового конвеєра 6.

Сам конвеєр закріплений на опорах із розкосами та може змінювати кут нахилу за рахунок регулювання довжини однієї з опор, що дозволяє адаптувати процес вивантаження до різних умов роботи.

Дробарка ДМБ-М використовується для подрібнення всіх видів зернової сировини та зерноsumішей на корм, а також може переробляти гранули, макуху і олійні культури (зокрема сою та ріпак). Машина випускається у двох виконаннях: ДМБ-М(2-4) та ДМБ-М(5-7), які відрізняються продуктивністю – відповідно 2–4 т/год і 5–7 т/год.

Процес подрібнення в даній дробарці здійснюється без використання решіт і реалізується за прямоточним принципом. При цьому функціональні схеми всіх модифікацій є уніфікованими та не мають принципових конструктивних відмінностей (рис. 2.5).

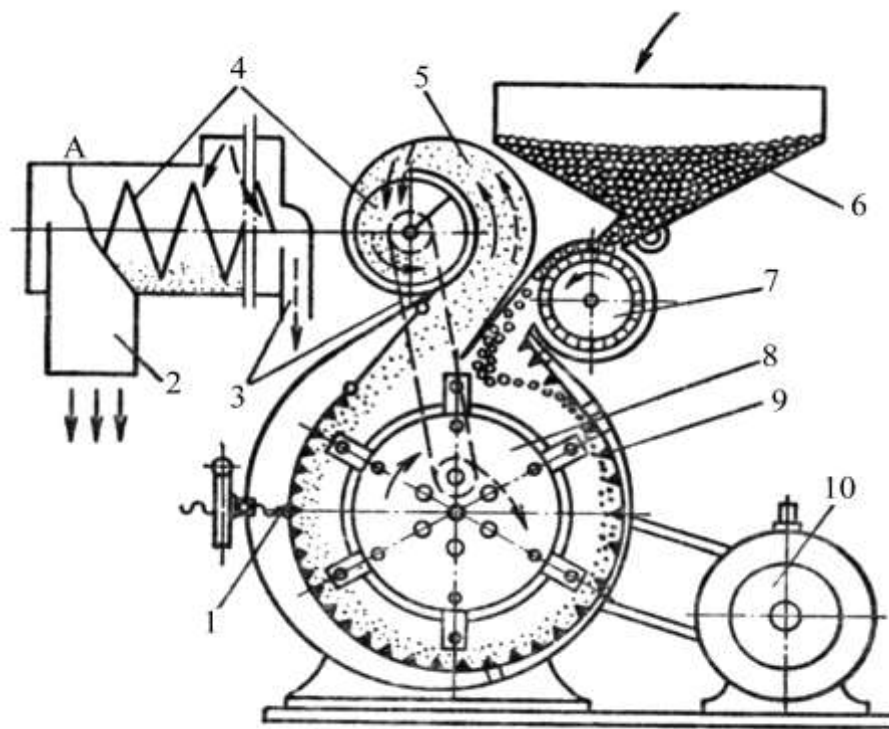


Рис 2.5. Технологічна схема дробарки ДМБ - М:

1 –регулятор ступеня подрібнення; 2 – рукав вивантажувальний; 3 – патрубок для циркуляції повітря; 4 – шнек вивантажувальний; 5 – циклон; 6 – бункер; 7 – дозатор; 8 – молотковий ротор; 9 – дека; 10 – електродвигун.

Дробарка складається з бункера 6, дозуючого пристрою 7, камери подрібнення з молотковим ротором 8, горизонтально розташованого циклона 5 та привідного механізму. Камера подрібнення має два розташовані поруч вікна: завантажувальне, яке з'єднане із завантажувальним лотком, та вивантажувальне, підключене до циклона.

На внутрішній поверхні камери встановлено секції рифлених дек 9, що відрізняються кроком рифів і відстанню до молотків ротора. Уздовж напрямку руху матеріалу зазор між декою та молотками поступово зменшується, що інтенсифікує процес подрібнення. Регулювання положення крайніх дек виконується механізмом налаштування ступеня подрібнення 1.

Вивідний канал циклона виконаний у вигляді спірального (завиткового) корпусу, при цьому осі циліндра циклона та вивантажувального шнека зміщені відносно одна одної. Циклон оснащений вивантажувальною горловиною 2 з тканинним рукавом, а з протилежного боку з'єднаний з камерою подрібнення патрубком 3, через який здійснюється циркуляція повітряного потоку.

Привід ротора виконується від електродвигуна 10 через клинопасову передачу. Для вилучення металевих домішок у нижній частині бункера 6 встановлено магнітний уловлювач. Подача зернової сировини з бортів, а також відведення готового продукту здійснюються за допомогою завантажувального та вивантажувального шнекових конвеєрів.

2.2 Зоотехнічні вимоги

Молоткова дробарка застосовується для подрібнення фуражного зерна з вологістю до 17% з метою отримання корму для різних видів і вікових груп тварин та птиці.

Обладнання використовується в різних кліматичних зонах України у складі комбінованих технологічних ліній та кормоцехів продуктивністю 4–6 т/год, а також на складах і у великих та середніх тваринницьких і птахівничих господарствах.

Подача зернової сировини до дробарки та відведення подрібненого продукту здійснюються як у складі технологічної лінії, так і за допомогою окремих транспортних пристроїв. Допустимий рівень запиленості робочої зони становить до 4 мг/м³.

Машина обладнана системою автоматичного регулювання завантаження, яка забезпечує стабільну роботу, а також очищення вихідного матеріалу від металевих домішок і сторонніх включень.

Експлуатація дробарки та її електрообладнання передбачена за температури навколишнього середовища від -35 до +35 °С та відносної вологості повітря до 98%.

Для ефективного використання кормів важливим є формування оптимального розміру частинок відповідно до виду тварин, а також способу використання кормової сировини (згодовування окремо або у складі сумішей, у розсипному вигляді чи у вигляді гранул або брикетів).

Відповідно до вимог стандарту ДСТУ 7693:2015 для комбікормів встановлено три ступені подрібнення за середнім розміром частинок (модулем помелу):

(0,2–1 мм) – дрібний;

(1–1,8 мм) – середній;

(1,8–2,6 мм) – крупний.

Встановлено, що для свиней доцільно застосовувати корми дрібного помелу, тоді як для великої рогатої худоби та птиці – переважно середнього і крупного.

Допустимий вміст у комбікормах мінеральних домішок становить не більше 0,3% для поросят, курчат і телят молочного періоду, 0,5% – для ВРХ молодняка і свиней, 0,7% – для овець і корів. Вміст металевих домішок розміром до 2 мм із незагостреними краями не повинен перевищувати 30 мг на 1 кг корму, а насіння отруйних бур'янів – до 0,25%.

2.3. Будова та технологічний процес роботи машини

Дробарка безрешітна ДБ-5 (рис. 2.3) призначена для подрібнення фуражного зерна вологістю до 17%.

Дробарка зерна ДБ-5 (ДЗ-3) – призначена для подрібнення всіх видів зерна. Дробарка (рис. 2.3) складається з таких основних частин: ротора

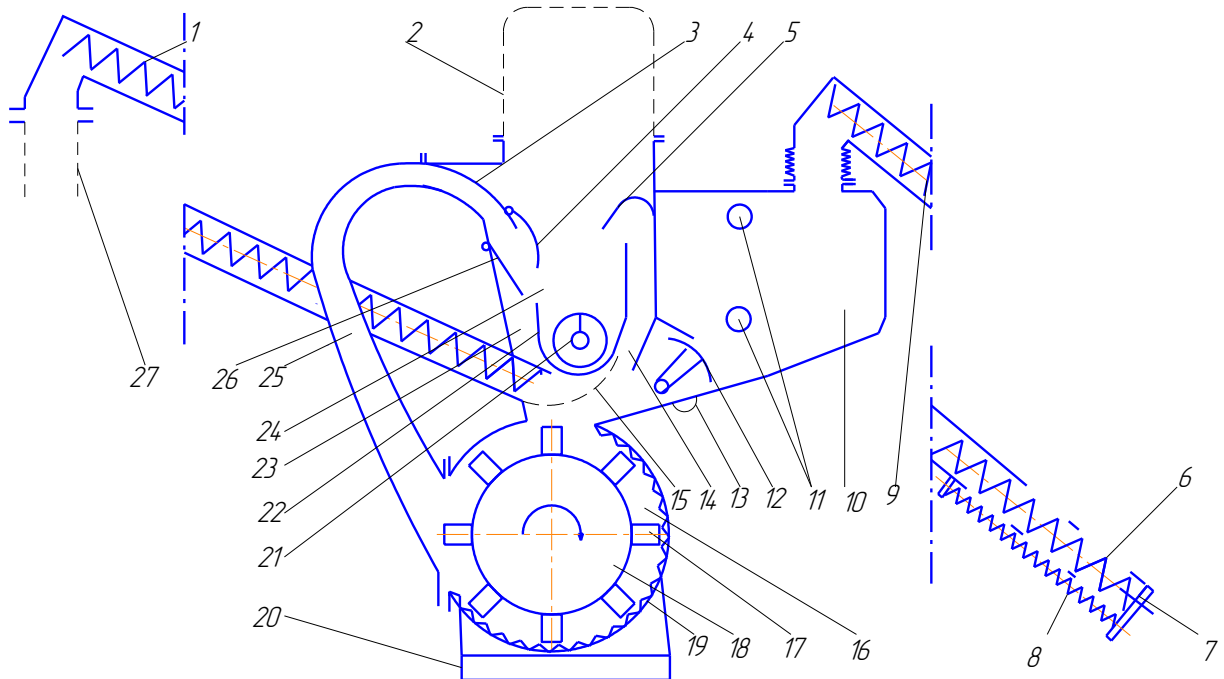


Рис. 2.3 Функціонально - конструктивна схема дробарки ДБ-5:

1 – вивантажувальний конвеєр; 2 – фільтруючий елемент; 3 – направляючий козирок; 4 – подовжувач козирка; 5 – заслінка пневмопотoku; 6 – вікно приймальне; 7 – привід підшнечника; 8 – підшнечник; 9 – конвеєр завантажувальний; 10 – зерновий бункер; 11 – датчики рівня насіннєвого матеріалу; 12 – заслонка подачі зерна; 13 – сепаратор нагнітний; 14 – зворотня подача повітря; 15 – лоток; 16 – подрібнювальна камера; 17 – молоток; 18 – ротор; 19 – дека; 20 – несуча рама; 21 – горизонтальний шнек; 22 – жолоб горизонтального шнека; 23 – зворотній канал недоподрібненого продукту; 24 – камера роздільна; 25 – пневмопровід; 26 – пластина регулювальна; 27 – рукав тканевий.

18, подрібнювальної камери 16, бункера 10, розподільної камери 24, рами 20, конвеєра завантажувального 9, конвеєра вивантажувального 1 та шафи управління.

Базовим елементом обертового механізму є вал, уздовж якого змонтовано систему дисків, розділених між собою проміжними кільцями. Надійне кріплення цих деталей на центральній осі гарантується шпонковим вузлом, тоді як спеціальна гайка запобігає їхньому поздовжньому зсуву. Ближче до зовнішнього краю дискових елементів просвердлено вісім наскрізних гнізд для монтажу опорних стрижнів. Саме на них реалізовано шарнірну фіксацію бичів 17. Завдяки використанню розпірних кілець ударні елементи просторово орієнтовані у вигляді спіралей, що сходяться до центральної зони. Передача крутного моменту до роторного вузла від силової електричної установки відбувається напрямку, із застосуванням пружної втулково-пальцевої муфти.

Основу дезінтеграційного відсіку становить суцільнозварний металевий кожух, обладнаний двома приєднувальними патрубками. Верхній отвір слугує для стикування з накопичувачем зерна та сепараційним блоком, тим часом як бічний канал призначений для інтеграції магістралі пневматичного транспортування 25.

Ізсередини циліндрична площа робочої зони облицьована гофрованими деками 19. Вони базуються на зовнішніх гранях сегментів та жорстко кріпляться за допомогою нарізних металовиробів. Щоб уникнути потрапляння незруйнованих зерен чи габаритних фракцій у проміжок між крайніми дисковими деталями та стінками кожуха, передбачено налаштування дистанції між ними та внутрішньою площиною сегментів. Ця операція виконується із залученням ексцентрикових механізмів. З міркувань охорони праці та для блокування несанкціонованого запуску агрегату в разі піднятої захисної кришки, конструкція кожуха доповнена кінцевим сенсором-перемикачем.

Накопичувальна ємність 10 облаштована парою функціональних прорізів. Перший є приймальним і призначений для стикування з гвинтовим конвеєром 9, тоді як другий відіграє роль ревізійного люка для візуального моніторингу робочого циклу. Знизу цієї місткості змонтовано керувальний шибєр 12. Одразу

за ним, на похилій площині дна, інтегровано магнітну пастку 13, головна функція якої полягає в очищенні зернової маси від сторонніх феромагнітних об'єктів. На різних висотних позначках бункера розміщено сигналізатори граничних рівнів заповнення 11 (верхнього та нижнього). Вони відповідають за автономну координацію функціонування подавального транспортера.

Зміна кута нахилу дозувальної заслінки підтримує два формати управління: мануальний та автоматизований. За умови ручного налаштування інтенсивність подачі сировини відстежується за амплітудою струму на вимірювальному приладі. Щойно досягається рівномірне навантаження, перегородку жорстко закріплюють у знайденій позиції. Якщо ж активовано автоматичний сценарій роботи, керування затвором делегується мотор-редуктору марки РД-09, який передає зусилля через систему зубчастих коліс та муфту електромагнітного типу.

У разі зникнення електроживлення муфта забезпечує миттєве опускання заслінки під дією власної маси, що перекриває подачу зерна до камери подрібнення.

У випадку припинення надходження зерна з бункера до робочої камери важіль заслінки впливає на кінцевий вимикач, який автоматично вмикає звукову сигналізацію.

Роздільна камера 24 призначена для розподілу подрібненого матеріалу за фракціями з подальшим направленням крупних частинок на повторне подрібнення. Усередині камери передбачено два основні канали: зворотний канал 23 для повернення недоподрібненої фракції назад у камеру подрібнення та канал 14 для циркуляції повітря.

Роздільна камера з'єднується з камерою подрібнення за допомогою пневмопроводу 25, поперечний переріз якого поступово звужується вздовж руху продукту. Таке конструктивне рішення дозволяє уникнути утворення застійних зон і запобігає забиванню каналу. Продовженням зовнішньої криволінійної поверхні пневмопроводу є напрямний козирок 3, по якому переміщується подрібнений матеріал.

Для регулювання якості кінцевого продукту роздільна камера обладнана двома регульовальними елементами: криволінійною заслінкою 4, яка виконує функцію подовжувача козирка 3, та регульовальною пластиною 26. Заслінка 26 використовується для налаштування процесу подрібнення зерна основних фуражних культур (ячмінь, пшениця, горох, кукурудза) та зерноsumішей стандартної вологості. Пластина 4 застосовується під час обробки вівса, а також некондиційного зерна інших культур (підвищеної вологості або з ознаками псування).

На зовнішній поверхні роздільної камери нанесено вісім фіксованих положень пластини 26, що слугують для орієнтації під час налаштування необхідного ступеня подрібнення (модуля помелу). Даний елемент забезпечує безступінчасте регулювання розміру частинок у межах, придатних для різних видів і вікових груп тварин.

У верхній частині роздільної камери встановлено тканинний фільтр, призначений для відведення надлишкового повітря в атмосферу. У нижній частині розміщено горизонтальний шнек 21, який працює в жолобі з передньою вертикальною стінкою 22. Залежно від положення регульовальних елементів 4 і 26 верхня кромка цієї стінки здійснює розподіл матеріалу на готовий продукт, що спрямовується на вивантаження, та недоподрібнену фракцію, яка через канал 23 повертається до камери подрібнення.

Козирок 5 виконує функцію зміни напрямку руху повітряного потоку після його відбиття від поверхні жолоба шнека.

Завантажувальний шнековий конвеєр у верхній частині шарнірно приєднується до зернового бункера, що дозволяє змінювати його положення як у горизонтальній, так і у вертикальній площинах. Це забезпечує можливість налаштування положення конвеєра відповідно до розташування зернового бурту відносно дробарки, а також його опускання під час забору матеріалу.

У нижній частині конвеєра встановлено допоміжний шнек (підшнечник) 8, який сприяє самоzagлибленню робочого органа у зернову масу. Обертання підшнечника здійснюється від основного шнека через ланцюгову передачу 7, яка має захисне кожухове закриття. Нижня частина циліндричного кожуха

шнека виконана з вирізом, що забезпечує доступ зерна до гвинта по всій його окружності. Привід підшнечника закріплений до кожуха за допомогою бокових пластин.

Вивантажувальний конвеєр 1 встановлений на гвинтовій опорі, яка дозволяє регулювати його висоту. Приймальна частина конвеєра з'єднана закритим лотком 15 із горизонтальним шнеком 21 роздільної камери, а до вихідного патрубку приєднано тканинний рукав 27, який зменшує пилоутворення під час вивантаження подрібненого продукту.

Технологічний процес роботи дробарки відбувається таким чином. Перед запуском нижній кінець завантажувального конвеєра опускають на зерновий бурт. Після цього послідовно вмикають вивантажувальний конвеєр, дробарку та завантажувальний конвеєр. Зерно, що подається, накопичується у бункері та дозовано надходить у камеру подрібнення відповідно до положення заслінки, попередньо проходячи очищення від металевих домішок.

Після подрібнення молотками та рифленими деками зернова маса по пневмопроводу подається до роздільної камери. У разі положення регулювальної пластини 26 з відхиленням вліво зворотний канал 23 повністю відкритий, і основна частина продукту разом із повітряним потоком спрямовується на повторне подрібнення. Дрібна фракція відокремлюється повітряним потоком через отвір, утворений між нижньою кромкою подовжувача козирка 4 та верхньою кромкою жолоба 22, після чого надходить до горизонтального шнека і виводиться з камери. Повітряний потік додатково перенаправляється козирком 5 назад у камеру подрібнення, а надлишкове повітря видаляється через фільтр 2. У цьому режимі забезпечується найтонший ступінь подрібнення.

При переміщенні пластини 26 вправо прохідність зворотного каналу 23 зменшується, а інтенсивність виходу продукту через сепараційне вікно зростає. Це сприяє швидшому виведенню частинок у зону дії горизонтального шнека та збільшенню їх середнього розміру.

У крайньому правому положенні пластина 26 повністю перекриває зворотний канал, і весь подрібнений матеріал без сепарації надходить до горизонтального шнека.

Під час переробки вівса або некондиційного зерна подовжувач козирка 4 встановлюють у крайнє ліве положення, що забезпечує інтенсивніше відведення матеріалу на повторне подрібнення.

2.4 Висновки. Постановка мети і задач досліджень

Забезпечення тваринницької галузі якісними комбікормами потребує наявності розвиненої сировинної бази, впровадження сучасних технологічних рішень і використання ефективних засобів механізації, що відповідають вимогам енерго- та ресурсозбереження, а також зоотехнічним нормам. Важливого значення на сучасному етапі набуває оснащення малих господарств компактними засобами механізації для приготування комбікормів із високими техніко-економічними показниками та належною якістю продукції.

Основна проблема полягає в тому, що під час подрібнення зернових матеріалів у молоткових дробарках утворюється до 20% пилоподібної фракції, що погіршує якість комбікорму та підвищує енерговитрати на виконання технологічного процесу приблизно до 40%.

Причиною цього є недосконалість конструкції робочих органів, які не забезпечують повного руйнування зернівки за один прохід від зони завантаження до вихідних отворів решета дробарки.

Унаслідок цього виникають порушення режиму подрібнення: частинки, що не проходять через отвори решета за розміром, здійснюють повторну циркуляцію в робочій камері. Це призводить до таких негативних явищ:

- частинки набувають значної колової швидкості, що зменшує енергію удару молотків і знижує пропускну здатність решета;
- при багаторазовому проходженні матеріал піддається додатковому сколюванню та перетиранню об деку і молотки, що підсилює утворення пилу;

- надмірне подрібнення та пиловиділення призводять до зростання витрат електроенергії під час роботи молоткових дробарок.

Аналіз сучасного стану проблеми зниження енергоємності сільськогосподарського виробництва, зокрема у сфері кормоприготування, дає змогу сформулювати робочу гіпотезу подальших досліджень. Встановлено, що покращення якості подрібнення зернових матеріалів та одночасне зменшення енергоспоживання можливе за рахунок удосконалення конструкції молоткового ротора кормодробарки. При цьому доцільним є дослідження динаміки руху молотка як фізичного маятника в полі відцентрових квазіпружних сил.

Виходячи з цього, метою магістерської роботи є підвищення ефективності роботи зернових молоткових дробарок шляхом обґрунтування раціональних конструктивних параметрів і режимів функціонування молоткового ротора з шарнірно закріпленими молотками.

Для досягнення поставленої мети визначено такі основні завдання дослідження:

- встановити закономірності відносного руху молотка як фізичного маятника в полі відцентрових квазіпружних сил, та на цій основі визначити оптимальні співвідношення елементів ротора з шарнірно закріпленими молотками;

- виконати порівняльний аналіз якості подрібнення та ефективності роботи удосконаленого молоткового ротора малогабаритної зернової дробарки відповідно до зоотехнічних вимог щодо гранулометричного складу продукту;

- провести експериментальну перевірку отриманих результатів і розробити практичні рекомендації щодо підвищення ефективності роботи дробарок із шарнірно закріпленими молотками.

3. НАУКОВА ЧАСТИНА

В результаті аналізу існуючих досліджень процесу роботи молоткових кормодробарок встановлено, що молотки здійснюють коливальні рухи відносно осі їх підвісу [1, 2, 8]. Відхилення молотків від радіального положення безпосередньо впливають на швидкість удару та величину зазору між робочою гранню молотка і декою дробарки. Крім того, у процесі експлуатації відбувається зношування робочих органів, що призводить до зміни геометричних параметрів, зменшення маси та зміщення центра мас молотка [4, 5]. Внаслідок цього змінюється момент інерції, а також порушується співвідношення між радіусом підвісу та приведеною довжиною молотка ротора, що негативно впливає на технологічний режим і якість подрібнення. Зміна приведеної довжини молотка порівняно з початковою призводить до збільшення коефіцієнта передачі ударних імпульсів на вал ротора, що, у свою чергу, суттєво зменшує ресурс роботи дробарки [5].

Результати попередніх досліджень не повною мірою розкривають зазначену проблему, тому для визначення раціональних технологічних параметрів процесу подрібнення зернових кормів у дробарках із шарнірно закріпленими молотками необхідне подальше поглиблене вивчення. Зокрема, актуальним є дослідження закономірностей руху молотка в системі «молоток – барабан – середовище».

Під час виконання теоретичних досліджень прийнято такі основні припущення:

- зерновий матеріал, що надходить у завантажувальний отвір, створює періодичну силу опору руху молотка, яка збуджує його коливання та діє один раз за оберт ротора;

- опір повітряно-продуктового кільцевого шару в камері подрібнення, де частинки перебувають у хаотичному русі, спричиняє затухання коливань, однак не впливає на їх частоту [9];

- при побудові графічної логіко-імітаційної моделі відносного руху молотка приймається відсутність затухання, оскільки інтервал між ударами

молотка по зерновій масі в зоні завантаження є дуже малим (приблизно 0,02–0,03 с у реальних умовах роботи дробарки) [2, 3, 6];

- переносна швидкість молотка вважається сталою і дорівнює кутовій швидкості ротора, оскільки шарнірне кріплення сприяє демпфуванню крутильних коливань;

- удар молотка по зерновій масі розглядається як удар по точковому тілу, оскільки маса молотка у 7–14 тисяч разів перевищує масу однієї зернівки злакових культур [3, 5].

3.1 Кінетична енергія молотка

Для руйнування зернівки необхідно прикласти певну кількість енергії, величина якої має перевищувати енергію її руйнування. Основною складовою, що забезпечує цей процес, виступає кінетична енергія.

Після здійснення удару кінетична енергія системи визначається як сума кінетичних енергій молотка та оброблюваної порції матеріалу [3, 7].

Кінетична енергія молотка E_{kl} після ударної взаємодії формується двома складовими [3]: кінетичною енергією його коливального руху відносно осі A та кінетичною енергією переносного обертального руху центра мас молотка відносно миттєвого центра обертання P (рис. 3.1).

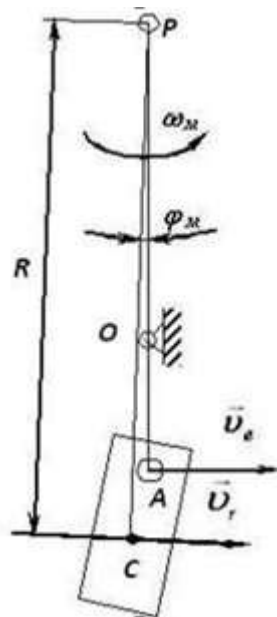


Рис.3.1 Схема для розрахунку миттєвої кутової швидкості молотка дробарки після удару

$$E_{\kappa 1} = \frac{J_A \cdot \omega_m^2}{2} + \frac{m \cdot u_r^2}{2}, \quad (3.1)$$

де J_A – момент інерції молотка;

ω_m – кутова швидкість молотка відносно миттєвого центра швидкостей, c^{-1} ;

u_r – швидкість центра мас молотка після удару, м/с.

Кутову швидкість точки ω_m визначаємо із залежності:

$$\omega_m = \frac{u_r}{R}, \quad (3.2)$$

де R – відстань від центра мас до миттєвого центра обертання молотка.

Миттєвий центр швидкостей R (рис. 3.1) визначається як точка перетину двох перпендикулярів, проведених до векторів швидкостей $\vec{v}_e$ і $\vec{v}_r$. Оскільки під час ударної взаємодії кут φ_m практично залишається незмінним, відстань до миттєвого центра швидкостей R буде зростати та прагнути до нескінченності за умови, що $\varphi_m \rightarrow 0$ [7].

Із формули (3.2), отримаємо

$$\lim_{\rho \rightarrow \infty} \omega_m = \lim_{\rho \rightarrow \infty} \frac{v_r}{R} = 0 \quad (3.3)$$

Підставляючи розраховане значення ω_m в залежність (3.2), отримаємо

$$E_{\kappa 1} = \frac{m \cdot u_r^2}{2} \quad (3.4)$$

Кінетична енергія порції матеріалу після удару, визначається за формулою

$$E_{\kappa 2} = \frac{m_3 u_3^2}{2}, \quad (3.5)$$

де m_3 – маса подрібнюваного матеріалу;

u_3 – швидкість порції матеріалу, що подрібнюється, після удару.

Загальне значення кінетичної енергії системи після удару

$$E_{\Sigma} = E_{\kappa 1} + E_{\kappa 2} + E_o,$$

де E_o – енергія витрачена на подолання сил опору середовища.

Якщо врахувати, що E_o – це частина від всієї енергії, то отримаємо:

$$E_{\Sigma} = E_{\kappa 1} + E_{\kappa 2} + k_o E_{\Sigma},$$

де k_o – коефіцієнт опору середовища.

Енергію удару E_y можна визначити, як різницю між енергією до взаємодії і після удару:

$$E_y = \frac{J_A \omega_e^2}{2} (1 - k_o) - \frac{J_A \omega_m^2}{2}$$

З урахуванням того, що швидкість ударної взаємодії формується як сума переносної швидкості, зумовленої обертанням барабана, та відносної швидкості коливального руху молотка, які у випадку прямого удару розташовані вздовж однієї лінії, можна записати:

$$\omega_m = \frac{\omega_e (r_o + l_c) - u_r}{l_c},$$

де l_c – лінійний розмір від осі закріплення молотка до його центра мас;

r_o – радіус закріплення осі молотка на барабані (рис.3.2).

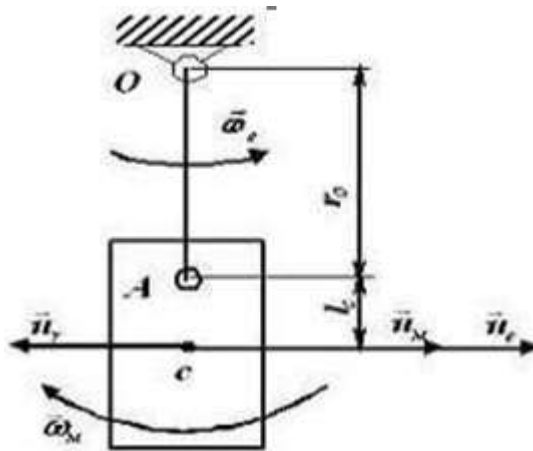


Рис.3.2 Розрахункова схема системи барабан – молоток

Після підстановки, перетворень і спрощень отримаємо

$$E_y = \frac{J_A u_r^2}{2 l_c} \quad (3.6)$$

Швидкість молотка після удару, врахувавши теорію удару можна записати:

$$u_r = v_r - (1 - k_e) \cdot \frac{m_{z1}}{m + m_{z1}} \cdot (v_r + v_z) \quad , \quad (3.7)$$

де u_r – швидкість молотка після удару;

v_r – швидкість молотка до удару;

v_z – швидкість порції зерна в момент удару;

k_e – коефіцієнт відновлення, залежить від матеріалу тіл, що співударяються: для пшениці $k_e=0,8,0,4$; для гороху $k_e= 0,77...0,4$; для кукурудзи $k_e=0,7...0,34$.

m – маса молотка;

m_{z1} – маса порції зерна, що попадає на молоток в момент удару.

Тоді вираз для знаходження енергії удару молотка запишемо:

$$E_y = \frac{(v_r \cdot (1 - \frac{m_{z1}(1 - k_e)}{m + m_{z1}}))^2 \cdot J_A}{2 \cdot l_c^2} \quad . \quad (3.8)$$

Отримане рівняння дозволяє виконувати теоретичне визначення кінетичної енергії молотка під час квазіпружної ударної взаємодії з часткою матеріалу масою m . Використання цієї теоретичної залежності дає можливість оцінити основні енергетичні параметри процесу, зокрема визначити критичну швидкість руйнування матеріалу та потужність, необхідну для здійснення його подрібнення.

3.2 Розрахунок критичної швидкості для руйнування зернових матеріалів

Як зазначалося раніше, для опису процесу руйнування матеріалів, що характеризуються пружно-в'язкими властивостями, доцільно застосовувати енергетичний критерій міцності. Основний зміст цієї теорії полягає в тому, що під час деформування частина підведеної енергії втрачається внаслідок внутрішнього тертя, тоді як інша її частина накопичується у вигляді

потенціальної енергії пружної деформації Π , аналогічно до енергії, запасеної пружиною:

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot E \cdot \varepsilon^2 \cdot V, \quad (3.9)$$

де E – модуль пружності матеріалу;

ε – відносна деформація зразка матеріалу,

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l},$$

де Δl – приріст довжини зразка матеріалу;

l – довжина зразка матеріалу;

V – об'єм зразка матеріалу.

Трансформуючи цей вираз, одержимо значення питомої роботи руйнування для даного матеріалу:

$$A_n = \frac{\Pi}{V} = \frac{1}{2} E \cdot \varepsilon^2,$$

де A_n – значення питомої роботи.

Оскільки напругу σ в зразку можна виразити

$$\sigma = E \cdot \varepsilon,$$

то вираз для визначення роботи на руйнування зразка матеріалу набуде вигляду:

$$A_{кр} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma_{кр}^2}{E}, \quad (3.10)$$

Руйнування відбувається, якщо значення накопиченої енергії досягає величини критичної питомої роботи, тобто коли напруга у зразку сягає межі міцності для даного матеріалу [6]

$$\sigma_{кр} = \sqrt{2EA_{кр}}, \quad (3.11)$$

де $\sigma_{кр}$ – критична напруга у зразку.

Таким чином, молоток для руйнування деякого об'єму матеріалу V повинен виконати критичну роботу $A_{кр}$, тому праві частини виразів (3.8) і (3.10) будуть дорівнювати одна одній:

$$\frac{v_{кр}^2 \cdot \left(1 - \frac{m_3 \cdot (1 - k_e)}{m + m_3}\right)^2 \cdot J_A}{2 \cdot l_c^2} = \frac{\sigma_{кр}^2}{2 \cdot E}$$

Звідси можемо знайти критичну швидкість удару молотка, при якій відбудеться руйнування зернівки:

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{\sigma_{кр}^2 \cdot l_c^2 \cdot V}{J_A \cdot \left(1 - \frac{m_3(1 - k_e)}{m + m_3}\right)^2 \cdot E}} \quad (3.12)$$

Момент інерції молотка знаходиться з виразу [11]:

$$J_A = m \cdot l_c \cdot l_{зв} \quad (3.13)$$

де $l_{зв}$ – зведена довжина молотка,

l_c – відстань від осі підвісу до центра мас молотка.

m – маса молотка.

Об'єм порції, що потрапляє під удар молотка для зернових матеріалів запишемо:

$$V = \frac{\pi \cdot a \cdot b \cdot h}{6} \cdot z,$$

де a, b, h – довжина, ширина і висота зернівки відповідно;

z – кількість зернівок, що потрапили під удар одного молотка.

Для інженерних розрахунків можна спростити (3.12), оскільки:

$$\left(\frac{m + m_3 \cdot k_e}{m + m_3}\right)^2 \approx 1$$

Тоді вираз для знаходження критичної швидкості удару:

$$v_{кр} = \sigma_{кр} \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot l_c \cdot a \cdot b \cdot h \cdot z}{6 \cdot m \cdot l_{зв} \cdot E}}$$

або:

$$v_{кр} = \frac{\sigma_{кр} \cdot l_c}{k_e} \sqrt{\frac{V}{J_A \cdot E}} \quad (3.14)$$

Таким чином, отримано рівняння для знаходження критичної швидкості руйнування зернових матеріалів, яке враховує фізико-механічні властивості

сировини (модуль пружності E , $\sigma_{кр}$ – критичну напругу руйнування, k_e – коефіцієнт відновлення, m_z – масу, розмір зернівки $a \times b \times h$,) та параметри робочого органу (J_A – момент інерції молотка, m – масу молотка; l_c – відстань від осі підвісу до центра мас молотка, $l_{зв}$ – зведену довжину молотка).

3.3 Визначення потужності на подрібнення зернових матеріалів

Одержане рівняння для визначення критичної швидкості руйнування зернових матеріалів дає можливість теоретично визначити потужність, необхідну для подрібнення зернового матеріалу

$$P_n = v_{кр} \cdot F \cdot \eta \quad (3.15)$$

де P_n – потужність на подрібнення матеріалу;

$v_{кр}$ – критична швидкість ударного руйнування матеріалу;

F – зусилля руйнування зразка матеріалу;

η – коефіцієнт корисної дії робочого органу.

Підставляючи вираз для визначення критичної швидкості руйнування, і

враховуючи, що $\sigma_{кр} = \frac{F}{S}$, одержимо:

$$P_n = \frac{F^2}{S} \cdot \eta \cdot \sqrt{\frac{l_c \cdot m_z \cdot z}{m \cdot l_{зв} \cdot E \cdot \rho}} \cdot Z;$$

або:

$$P_n = \frac{F^2 \cdot l_c}{S \cdot k_e} \cdot \sqrt{\frac{V}{J_A \cdot E}} \quad (3.16)$$

де S – площа поперечного перерізу зразка;

F – зусилля руйнування зразка матеріалу;

E – модуль пружності зернівки;

ρ – питома вага зернового матеріалу;

m_z – маса зернівки;

z – кількість зернівок, що потрапили під удар одного молотка;

V – об'єм порції зерна;

Z – кількість молотків, що подрібнюють;

m – маса молотка;

l_c – відстань від осі підвісу до центра мас молотка;

J_A – момент інерції молотка.

Дана залежність (3.16) дозволяє визначити корисну потужність на подрібнення будь-якого виду зернового матеріалу, якщо відомі його параметри, які характеризують здатність до руйнування, і параметри робочого органу, причому з урахуванням ступеню зношування молотків.

3.4 Мета і програма експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є перевірка, підтвердження або спростування теоретичних положень, сформульованих у роботі, зокрема закономірностей відносного руху молотка кормодробарки, впливу досліджуваного параметра на технологічний режим подрібнення, а також встановлення характеру його зміни внаслідок зношування молотків під час експлуатації дробарки.

Для експериментальної перевірки висунутої гіпотези було підібрано відповідні методики лабораторних досліджень, необхідне вимірювальне обладнання та засоби контролю параметрів. Програма експериментальних досліджень передбачала оцінку достовірності отриманих теоретичних залежностей між відотною швидкістю руху молотка та лінійними співвідношеннями конструктивних елементів ротора шляхом зіставлення розрахункових і експериментально отриманих результатів.

Оскільки під час теоретичного обґрунтування раціональних технологічних параметрів процесу подрібнення зернових кормів були прийняті певні спрощення, виникла необхідність їх уточнення. У зв'язку з цим для реалізації програми експериментальних досліджень визначено таке положення та напрям проведення лабораторних і виробничих випробувань:

проведення математичної обробки експериментальних даних з метою встановлення інтервалу раціональних значень параметрів ротора з шарнірно закріпленими молотками малогабаритної зернової кормодробарки.

Для виконання експериментів використовувалося зерно пшениці з вологістю 12,5–14,5 %, вмістом смітних домішок до 5 % та пилюватих часток на рівні 0,26 % від загальної маси.

3.5 Методика визначення енергетичних показників роботи молоткової кормодробарки

Для визначення енергетичних витрат на процес подрібнення зернових кормів було модернізовано експериментальний стенд для дослідження роботи молоткової кормодробарки (рис. 3.3). Запропонована установка дозволяє встановлювати раціональні параметри фізичного маятника за кутом його відхилення під час взаємодії із шаром зернового матеріалу, а також одночасно реєструвати витрачену потужність [1].

i

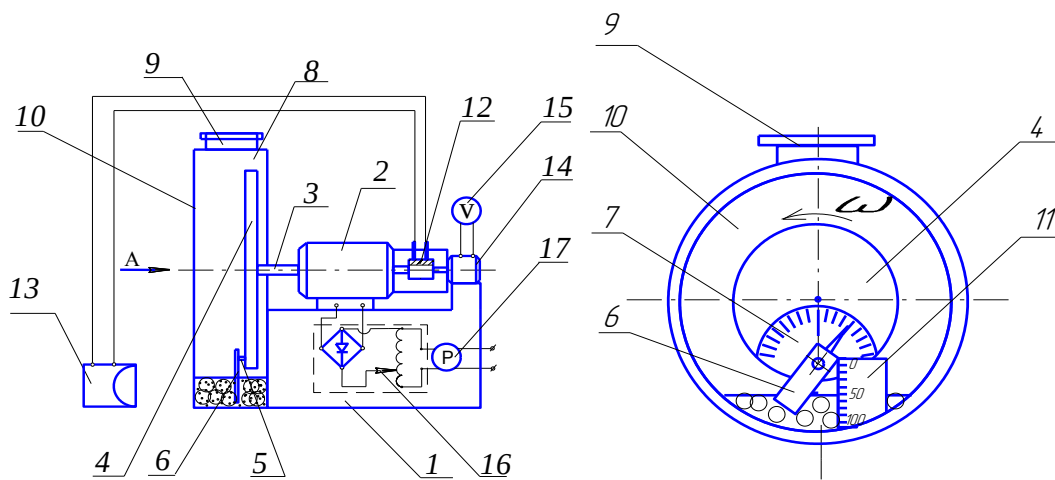


Рис.3.3 Схема експериментального стенду молоткової дробарки:

1 – корпус, 2 – двигун, 3 – вал, 4 – диск, 5 – вісь маятника, 6 – молоток, 7 – шкала кутових відхилень, 8 – кожух, 9 – горловина, 10 – передня стінка, 11 – шкала товщини шару, 12 – механізм замикання контактів, 13 – стробоскоп, 14 – тахогенератор, 15 – вольтметр, 16 – джерело живлення, 17 – прилад К-505

Застосування фізичного маятника у вигляді сталевого пластинчастого молотка дає змогу усунути похибки, пов'язані з пружністю підвісу, що забезпечує більш адекватне моделювання реальних умов роботи молотка у кормодробарці. Удосконалення системи живлення дозволяє точно вимірювати потужність, яка витрачається в процесі роботи, а встановлення прозорої передньої стінки захисного кожуха забезпечує візуальний контроль параметрів процесу подрібнення зернового матеріалу.

Конструктивно стенд для дослідження роботи молоткової дробарки (рис. 3.3) включає корпус 1, в якому встановлено електродвигун постійного струму 2. На одному кінці вала 3 закріплено диск 4 з віссю 5, на якій шарнірно підвішений фізичний маятник у вигляді пластинчастого молотка 6. На диску 4 нанесено шкалу 7 для визначення кутових відхилень молотка 6.

Робоча зона обертання диска 4 захищена циліндричним кожухом 8, який має завантажувальну горловину 9 у верхній частині для подачі кормового матеріалу та прозору передню стінку 10. На цій стінці розміщено шкалу 11, що використовується для визначення товщини шару зернових кормів.

На вільному кінці вала 3 встановлено механізм замикання контактів 12, який забезпечує синхронну роботу стробоскопічної лампи 13 та тахогенератора 14. Останній через вольтметр 15 використовується для визначення частоти обертання вала електродвигуна 2, що живиться від джерела постійного струму 16.

Джерело живлення дозволяє регулювати напругу, а отже й частоту обертання ротора, а також за допомогою вимірювального приладу 17 визначати потужність, що витрачається на процес подрібнення при різних значеннях показника лінійного співвідношення $k_L = 2,25$ та $k_L = 4$.

Фізичний маятник у вигляді пластинчастого молотка 6 шарнірно закріплений на осі 5. При подачі напруги від джерела 16 на електродвигун 2 встановлюється необхідна частота обертання диска 4 відповідно до програми експерименту. Контроль швидкості обертання здійснюється за показаннями вольтметра 15, який включений у коло тахогенератора 14. Кутові відхилення

молотка 6 під час взаємодії із шаром зернового матеріалу, завантаженого в циліндричний кожух 8 з прозорою стінкою 10, визначаються за шкалою 7 із застосуванням стробоскопічного освітлення 13.

Положення точки зняття показань відносно зони контакту «молоток – матеріал» регулюється шляхом повороту механізму вмикання 12 навколо осі обертання вала 3 електродвигуна 2.

Витрати потужності під час роботи стенда за різних технологічних режимів вимірюються приладом 17. Наявність прозорої передньої стінки 10 забезпечує можливість візуального спостереження за динамікою руху фізичного маятника (пластинчастого молотка 6) та дозволяє фіксувати його кутові відхилення при взаємодії з зерновим шаром під час обертання диска 4. Використання вимірювального приладу 17 дає змогу визначати споживану потужність у різних режимах роботи експериментальної установки.

3.6 Методика визначення якості подрібнення зернового матеріалу

Якість подрібнення зерна визначали відповідно до вимог ГОСТ 134986.8-72 [2]. При цьому для проби масою 100 г допустимі втрати не повинні перевищувати 1 %, а розбіжність результатів в межах одного зразка становить $\pm 0,1$ %, тоді як між контрольними та арбітражними вимірюваннями – $\pm 0,2$ %.

З метою оцінювання якості роботи дробарки та порівняння ефективності процесу подрібнення при різних значеннях коефіцієнта лінійних співвідношень використовувався ситовий класифікатор.

Ситовий аналіз для визначення ефективності подрібнення та основних параметрів процесу зерна виконувався у такій послідовності:

1. Із кожної партії відбирали пробу в поліетиленові стаканчики. Маса кожної проби становила 0,100 кг. Зважування здійснювали на лабораторних вагах типу ВЛКТ-500 г.

2. Підбирали комплект сит для класифікатора: перше сито – Ø1 мм, друге – Ø2 мм, третє – Ø3 мм.

3. На класифікатор встановлювали піддон, послідовно розміщували сита та закривали кришкою, після чого весь пакет жорстко фіксували.

4. На верхнє сито засипали підготовлену пробу подрібненого зерна, закривали кришкою та здійснювали струшування протягом 5 хвилин.

5. Кожну отриману фракцію, що залишилась на ситах, а також прохід через нижнє сито зважували на лабораторних аналітичних вагах типу ВЛКТ-500 г.

6. Отримані результати гранулометричного складу фракцій заносили до таблиці.

7. Розраховували масову частку кожної фракції у відсотках відносно вихідної навіски за показниками «схід» і «прохід». Середній діаметр частинок $d_{i\text{cp}}$ визначали як середнє арифметичне між діаметрами верхнього та нижнього сит.

$$d_{i\text{cp}} = \frac{d_{j.\text{cum}} + d_{j+1\text{cum}}}{2} \quad (3.17)$$

8. Робимо розрахунок ступеню подрібнення i по формулі:

$$i = \frac{d_{\text{cp}}^{\text{исх}}}{d_{\text{cp}}^{\text{изм}}} = \frac{D_{\text{э}}}{M}; \quad (3.18)$$

де $d_{\text{cp}}^{\text{исх}}$ – середній розмір часток вихідного продукту;

$d_{\text{cp}}^{\text{изм}}$ – середній розмір часток подрібненого продукту;

$D_{\text{э}}$ – еквівалентний діаметр зернівки:

$$D_{\text{э}} = \sqrt{\frac{6V_{\text{э}}}{\pi}} = 1,24\sqrt[3]{V_{\text{э}}} \quad (3.19)$$

і модуля помелу M за формулою

$$M = \frac{0,5m_o + 1,5m_1 + 2,5m_2 + 3,5m_3}{100} \quad (3.20)$$

де M – модуль помелу;

m_o – маса матеріалу на дні класифікатора;

m_1, m_2, m_3 – маса матеріалу відповідно на першому, другому і третьому ситі.

На основі отриманих дослідних даних графічно відображається взаємозв'язок між відсотковою часткою окремих фракцій, що дозволяє проаналізувати відповідність ступеня диспергування матеріалу нормативному модулю крупності та встановленим зоотехнічним критеріям.

З метою всебічного аналізу продуктивності функціонування подрібнювача кормів виправданим є застосування інтегрованого критерію, який охоплює як концентрацію стандартних компонентів у загальному обсязі переробленої сировини, так і питому енергомісткість робочого процесу. Останній параметр, як зазначено у наукових джерелах [7,8], розраховується таким чином:

$$\Pi_E = \frac{N \cdot t}{m}, \quad (3.21)$$

де N – потужність на привод дробарки,

t – час роботи дробарки,

m – маса зерна, що була подрібнена.

Ефективність роботи кормодробарки можна оцінити відносним показником ефективності роботи ротора:

$$E_p = \frac{\Pi_E}{K_{opt}} \quad (3.22)$$

Показник ефективності роботи кормодробарки перебуває у прямій залежності від енергоємності процесу та обернено залежить від коефіцієнта якості подрібнення. Він характеризує витрати потужності на отримання 1 кг подрібненого продукту з кондиційним гранулометричним складом і вимірюється у кВт·год/кг. Раціональним вважається такий режим роботи, за якого значення відносного показника ефективності є мінімальним.

Для проведення порівняльного аналізу було використано експериментальний стенд.

Методика досліджень передбачала таку послідовність:

- підключення вимірювального приладу К-505 до електродвигуна дробарки;
- завантаження в бункер проби зерна масою 1 кг;
- запуск дробарки та визначення за допомогою приладу К-505 потужності холостого ходу електродвигуна (N_{xx});
- відкриття дозуючої заслінки 2 та одночасний запуск секундоміра з фіксацією потужності електродвигуна в робочому режимі;
- зупинка секундоміра в момент завершення процесу подрібнення.

На основі отриманих даних виконували розрахунок питомих енерговитрат на подрібнення, після чого будували графічні залежності продуктивності та питомої витрати енергії для значень коефіцієнта лінійного співвідношення ротора $k_L = 2,25$ та $k_L = 4$.

Обробка результатів експериментальних досліджень, зокрема коливань молотка кормодробарки, здійснювалася відповідно до загальноприйнятих методик статистичної обробки експериментальних даних [6].

3.8 Результати визначення раціональних режимів роботи молоткових кормодробарок

Як було визначено попередніми дослідженнями, енерговитрати та якість подрібнення залежать від показника лінійних співвідношень ротора молоткової дробарки [4]:

$$k_L = r_o / l_{зв}$$

де r_o – радіус підвісу молотка;

$l_{зв}$ – зведена довжина молотка.

За результатами теоретичних досліджень оптимальним вважається значення коефіцієнта $k_L = 2,25$. Для підтвердження цього висновку було проведено експериментальні випробування на лабораторній молотковій дробарці зі змінними роторами при значеннях $k_L = 2,25$ та $k_L = 4$.

Результати експериментів подано у вигляді графічних залежностей витрат потужності, необхідної для подрібнення зерна пшениці, при продуктивності

агрегату в межах 60–120 кг/год. Згідно з графіками (рис. 3.5), при $k_L=2,25$ споживана потужність на всьому діапазоні режимів роботи є нижчою порівняно з варіантом $k_L=4$. Середня різниця у витратах енергії на дослідженому інтервалі продуктивності становить приблизно 13 %.

Під час роботи дробарки з ротором $k_L=4$ при подачі понад 90 кг/год спостерігалася спрацювання системи автоматичного захисту через перевантаження електродвигуна. Натомість дробарка з ротором $k_L=2,25$ стабільно працювала при продуктивності 100 кг/год без ознак перегріву електродвигуна та без підвищеного шуму. Однак при збільшенні подачі до 120 кг/год і вище також відбувалося спрацювання електромагнітного захисту пульта керування.

За підсумками проведених випробувань для малогабаритної зернової молоткової дробарки зі змінним ротором побудовано залежності енергоємності процесу подрібнення при $k_L=2,25$ та $k_L=4$ у діапазоні подачі 30–125 кг/год (рис. 3.5).

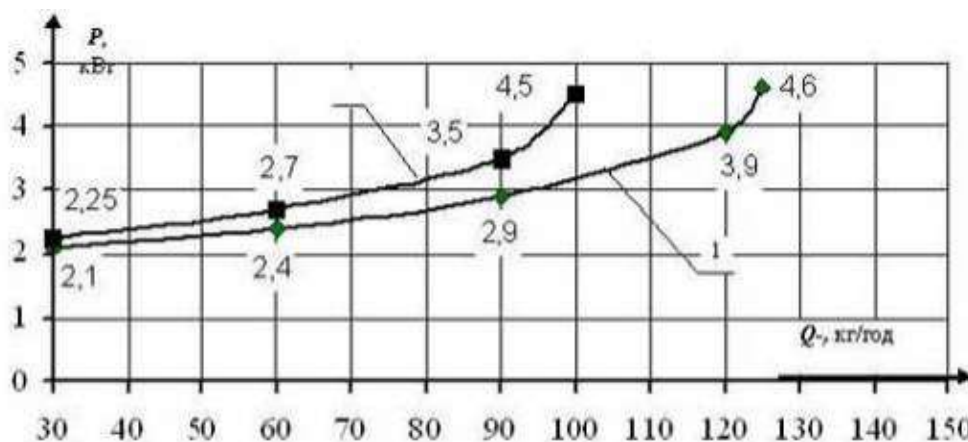


Рис.3.5 Залежність потужності на подрібнення (P) від подачі (Q) при значенні параметра ротора: 1 – $k_L=2,25$; 2 – $k_L=4$.

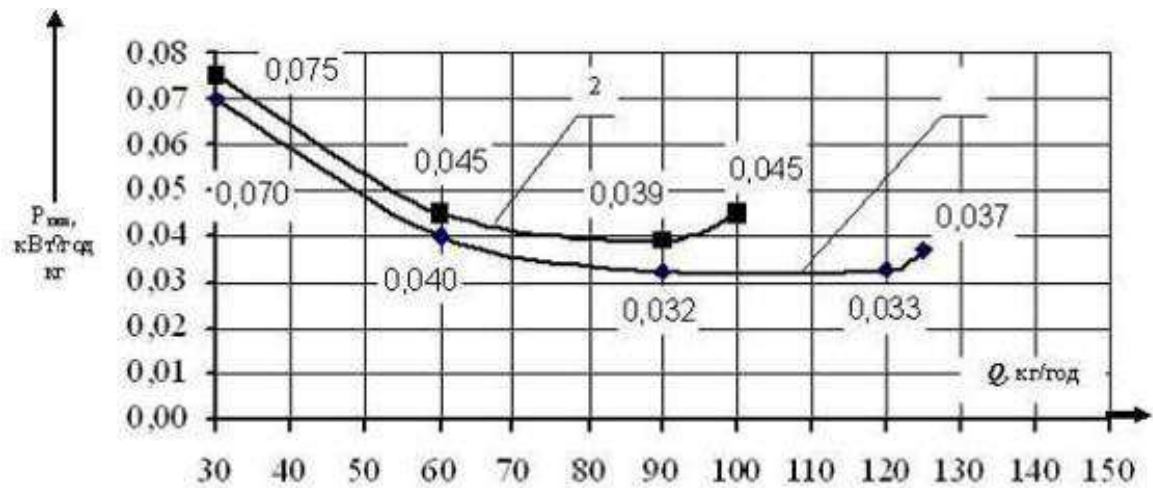


Рис.3.6 Енергоємність роботи дробарки ($P_{\text{пит}}$) при значенні параметра ротора: 1 – $\kappa_L=2,25$; 2 – $\kappa_L=4$.

В таблиці 3.1 систематизовано усереднені показники енергомідкості подрібнювального агрегату, що використовуються для обчислення коефіцієнта результативності його функціонування та обґрунтування оптимальної величини лінійного співвідношення.

Таблиця 3.1

Результати випробувань малогабаритної молоткової дробарки зі змінним ротором

Показник лінійного співвідношення ротора	Подача, кг/год					
	30	60	90	110	120	125
	Енергоємність, кВт·год/кг					
$\kappa_L=2,25$	0,070	0,040	0,032	–	0,033	0,037
$\kappa_L=4$	0,075	0,045	0,039	0,041	–	–

4 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Розрахунок елементів конструкції дробарки

Показники ефективності роботи дробарки значною мірою визначаються конструктивними характеристиками ротора, який є основним робочим органом подрібнення. Також суттєвий вплив мають фізико-механічні властивості матеріалу, що подрібнюється, ступінь подрібнення, а також параметри кінематичного й динамічного режимів роботи машини. Окремо слід відзначити, що якість процесу та його енергоефективність істотно залежать від руйнівної швидкості частинок [9].

$$V_{руш} = \sqrt{K_D \cdot \delta_{вст} \cdot \ln\left(\frac{a}{V_1}\right) / \rho},$$

де $K_D \approx 1,4 \dots 2,0$ коефіцієнт пропорційності;

$\delta_{вст}$ – межа міцності зерна в статичних умовах, МПа;

a – довжина зерна, мм;

V_1 – розмір недеформованої частини зерна, мм;

ρ – густина подрібнюваного матеріалу, кг/м^3 .

Вказаний вираз запишемо у наступному вигляді[9]

$$V'_{руш} = \sqrt{K_3(0,81 + 2,3 \lg \lambda)},$$

де $K_3 = K_D \cdot \delta_{вст} / \rho$ – характеристика фізико-механічних властивостей матеріалу;

λ – ступінь подрібнення.

$$V'_{руш} = 31,2 \sqrt{0,81 + 2,3 \lg 3,06} = 43,3 \text{ м/с}$$

Швидкість молотків знаходимо за формулою[9]

$$V_M = V_{руш} / (1 - \beta_{сл}),$$

де $\beta_{сл} = V_{сл} / V_M = 0,4 \dots 0,5$.

$$V_M = 43,3 / (1 - 0,4) = 72,2 \text{ м/с}$$

Число ударів, які потрібно нанести зерну, щоб досягти заданого ступеня подрібнення λ , дорівнює[9]

$$Z_{yo} = \lambda(\lambda - 0,445)$$

$$Z_{y\partial} = 3,06(3,06 - 0,445) \approx 8$$

4.2. Розрахунок елементів ротора дробарки

Ефективність роботи дробарки прийнято оцінювати за такими основними показниками, як продуктивність, якість подрібнення, питома енергоємність та металоємність конструкції. Значення цих параметрів значною мірою визначається конструктивними характеристиками ротора, зокрема його діаметром D і довжиною L .

Зв'язок розрахункової секундної продуктивності з геометричними розмірами ротора виражається через показник питомого навантаження g' .

Величина питомого навантаження, у свою чергу, залежить від частоти обертання ротора: для дробарок зі швидкістю робочих органів $V_m = 70 \dots 80$ м/с – $g' = 3 \dots 6$ кг/с·см³ значення g' становить приблизно $3 \dots 6$ кг/с·см³.

Діаметр ротора знаходимо за формулою[9]

$$D = \sqrt{\frac{K \cdot g}{g'}}$$

де $K=D/L$ – коефіцієнт пропорційності,

для дробарок I типу – $K=D/L=1 \dots 2$

$$D = \sqrt{\frac{0,135 \cdot 9,8}{5}} = 0,5 \text{ м.}$$

Слід враховувати, що розташування молотків по ширині дробильної камери має забезпечувати дотримання умов статичної та динамічної урівноваженості ротора під час роботи.

Після вибору схеми компоновки молотків визначають їх необхідну кількість [9].

$$Z = (L - \Delta L) K_z / \delta ,$$

де L – довжина ротора, мм;

ΔL – сумарна товщина дисків, яку не перекривають молотки, мм;

K_z – число молотків, які ідуть по одному сліду ($K_z = 1 \dots 6$);

δ – товщина молотків, мм.

$$Z = (363 - 7)^{1/4} \approx 80$$

4.3 Розрахунок енергетичних показників

Потужність, яка використовується на процес подрібнення, знаходимо за формулою[9]

$$N_{\text{нод}} = g_p \cdot \Psi \cdot D \cdot L (1 + f_{\text{сл}}) V_{\text{від}}^2, \quad (4.14)$$

де g_p – розрахункова продуктивність, кг/с;

$\Psi = Z \cdot n \cdot t \cdot \pi \cdot h_{\text{сн}} \cdot \rho \cdot \mu_3 / 120$ – коефіцієнт, який характеризує процес подрібнення[9];

Z – число молотків;

n – частота обертання ротора, хв.⁻¹;

t – час знаходження матеріалу в дробильній камері, с;

$h_{\text{сн}}$ – товщина повітряно-продуктового шару, м;

μ_3 – масова доля частинок матеріалу в шарі, кг/кг;

$f_{\text{сл}}$ – опір шару матеріалу, який проходить в зазорі між кінцями молотків і декою;

$V_{\text{від}}$ – швидкість молотків відносно шару, м/с.

$$N_{\text{нод}} = 0,463 \cdot 4,5 \cdot 0,5 \cdot 0,37 (1 + 1,7) 77,5^2 = 6250,8 \text{ Вт}$$

Приблизно повну витрату енергії на роботу дробарки знаходимо за виразом[9]

$$N = (1,15 - 1,20) N_{\text{нод}} \quad (4.15)$$

$$N = 1,15 \cdot 6250,8 = 7188,42 \text{ Вт}$$

Розрахункову продуктивність знаходимо за формулою[9]

$$g_p = K_{\text{нод}} \cdot D \cdot L \cdot q_p; \quad (4.16)$$

$$g_p = 2,5 \cdot 0,5 \cdot 0,37 = 0,463 \text{ кг/с}$$

де $K_{\text{нод}} = \pi \cdot h_{\text{сн}} \cdot \rho \cdot \mu_3 / t$ – коефіцієнт пропорційності, який характеризує вихід готового продукту з 1 м² площі діаметричного розрізу дробильної камери, кг (с·м²). Для зернових дробарок $K_{\text{нод}} = 2,4 \dots 2,6$.

Виходячи з цього, продуктивність дробарок можна розрахувати за

емпіричною формулою[9]

$$Q = 7,2 \cdot 10^{-2} \rho \cdot D^2 \cdot L \cdot \omega, \quad (4.17)$$

де Q – продуктивність дробарки, кг/год.;

ω – частота обертання ротора, хв^{-1} .

$$Q = 7,2 \cdot 10^{-2} \cdot 1320 \cdot 0,25 \cdot 0,37 \cdot 2960 = 2602,2 \text{ кг / год}$$

Питому енергоємність робочого процесу дробарки з врахуванням степені подрібнення розраховуємо за формулою[9]

$$W = \frac{N}{Q \cdot \lambda}; \quad (4.18)$$

де N – потужність, яка витрачається на роботу дробарки з урахуванням затрат енергії на весь технологічний процес, кВт;

Q – продуктивність, т/год.

Енергоємність самого процесу подрібнення, тобто без врахування $N_{\text{х.х}}$, $N_{\text{ц}}$ і $N_{\text{вент}}$, розраховуємо за формулою[9]

$$E_u = \frac{N_{\text{нод}}}{Q \cdot \lambda} \quad (4.19)$$

$$E_u = \frac{6250,8}{2,6022 \cdot 3,09} = 771,7 \text{ Вт/год}$$

4.4 Кінематичні розрахунки

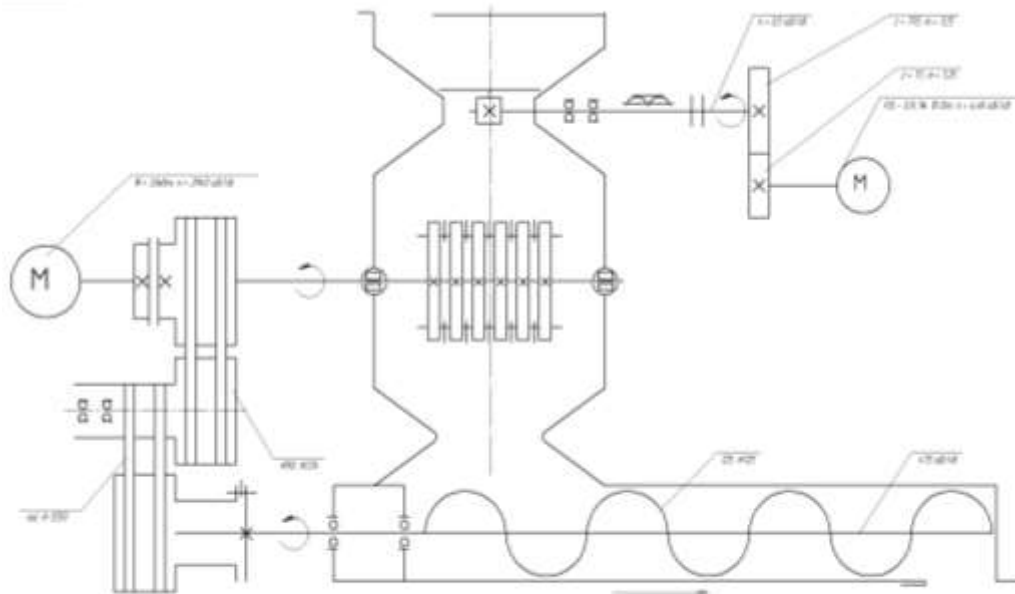


Рис.4.1 Кінематична схема дробарки.

Розраховуємо передаточне відношення клинопасової передачі від двигуна на блок шківів[10]

$$U_{n_1} = \frac{D_{10}}{D_8}, \quad (4.20)$$

де D_{10} – діаметр ведучого шківа, $D_{10} = 90$ мм;

D_8 – діаметр веденого шківа, $D_8 = 224$ мм.

$$U_{n_1} = \frac{90}{224} = 0,4$$

Визначаємо передаточне відношення клинопасової передачі від блока шківів на вивантажувальний шнек[10]

$$U_{n_2} = U_{n_1} \frac{D_9}{D_8} \quad (4.21)$$

де D_8 – діаметр ведучого шківа, $D_8 = 224$ мм;

D_9 – діаметр веденого шківа, $D_9 = 90$ мм.

$$U_{n_2} = 0,4 \frac{90}{224} = 0,16$$

Частота обертання IV вала

$$n_{IV} = n_{\partial\partial} \cdot U_{n_1} \quad (4.22)$$

де $n_{\partial\partial}$ – частота обертання вибраного електродвигуна, $n_{\partial\partial} = 2940$ об/хв.

$$n_{IV} = 2940 \cdot 0,4 = 1176 \text{ об/хв}$$

Частота обертання III вала

$$n_{III} = n_{IV} \cdot U_{n_2} \quad (4.23)$$

$$n_{III} = 1176 \cdot 0,4 = 470,4 \text{ об/хв}.$$

Кутова швидкість вала електродвигуна [10]

$$\omega_{\partial 6} = \frac{\pi \cdot n_{\partial 6}}{30} \quad (4.24)$$

$$\omega_{\partial 6} = \frac{3,14 \cdot 2940}{30} = 307,7 \text{ c}^{-1}$$

Кутова швидкість IV вала

$$\omega_{IV} = \frac{\pi \cdot n_{IV}}{30} \quad (4.25)$$

$$\omega_{IV} = \frac{3,14 \cdot 1176}{30} = 123 \text{ c}^{-1}$$

Кутова швидкість III вала

$$\omega_{III} = \frac{\pi \cdot n_{III}}{30} \quad (4.26)$$

$$\omega_{IV} = \frac{3,14 \cdot 470,4}{30} = 49,2 \text{ c}^{-1}$$

4.5 Розрахунок на міцність

4.5.1 Розрахунок клинопасової передачі

Швидкість пасу визначаємо за формулою [10]

$$V = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3) \leq [V], \quad (4.27)$$

де d_1 – діаметр ведучого шківa, мм;

n_1 – частота обертання ведучого шківa, об/хв.;

$[V]$ – допустима швидкість, м/с; $[V] = 25 \text{ м/с}$.

$$V = 3,14 \cdot 90 \cdot 2940 / (60 \cdot 10^3) = 13,8 \text{ м/с}$$

Згідно таблиці 5.5 [10] $[P_0] = 1,75 \text{ кВт}$

Знаходимо допустиму потужність, яка передається одним клиновим пасом [10]

$$[P_n] = [P_0] C_p \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_Z \quad (4.28)$$

де C_p, C_α, C_l, C_Z – відповідно поправочні коефіцієнти. Згідно таблиці

5.2 [10] $C_p = 0,8; C_\alpha = 0,95; C_l = 1; C_Z = 0,95$

$$[P] = [1,75] \cdot 0,8 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 0,95 = 1,26 \text{ кВт}$$

Визначаємо силу тиску на вал одного клинового паса [10]

$$F_{on} = 2F_o Z \sin \frac{\alpha_1}{2}; \quad (4.29)$$

$$\text{де } F_o = \frac{850 P_{ном} C_l}{Z \cdot V \cdot C_\alpha \cdot C_p}; [10]$$

Z – число клинових пасів;

α_1 – кут обхвату пасом ведучого шківів;

$$F_o = \frac{850 \cdot 30 \cdot 1}{1 \cdot 13,8 \cdot 0,95 \cdot 0,8} = 2431 \text{ Н}$$

$$F_{on} = 2 \cdot 2431 \cdot 1 \cdot \sin \frac{14^\circ}{2} = 4569 \text{ Н}$$

Визначаємо колову силу [10]

$$F_t = \frac{2M}{d}; \quad (4.30)$$

де M – момент на валу;

d – діаметр кола, на якому просвердлені отвори для встановлення осей.

Момент на валу [10]

$$M = \frac{P_{\partial\partial}}{\omega}; \quad (4.31)$$

де $P_{\partial\partial}$ – потужність двигуна; $P_{\partial\partial} = 32,2 \text{ кВт}$;

ω – кутова швидкість вала.

$$\varpi = \frac{\pi n_{\partial\partial}}{30}; \quad (4.32)$$

де $n_{\partial\partial}$ – частота обертання вала

$$\varpi = \frac{3,14 \cdot 2940}{30} = 309,8 \bar{c}'$$

$$M = \frac{32,2 \cdot 10^3}{309,8} 104 H \cdot m$$

Тоді

$$F_t = \frac{2 \cdot 104 \cdot 10^3}{340} = 612 H$$

Визначаємо радіальну силу за формулою[10]

$$F_r = m_1 \cdot g \quad (4.33)$$

де m_1 – маса барабана; $m_1 = 52,6$ кг.

$$F_r = 52,6 \cdot 10 = 526 H$$

4.5.2. Розрахунок вала

Визначаємо реакцію опор в площині XZ:

$$R_{AX} = \frac{F_{on}(a + e + c) - F_t \cdot c}{e + c}; \quad (4.34)$$

$$R_{AX} = \frac{4569(155 + 264 + 266) - 612 \cdot 266}{264 + 266} = 5591 H$$

$$R_{BX} = \frac{F_{on} \cdot a + F_t \cdot c}{e + c}; \quad (4.35)$$

$$R_{BX} = \frac{4569 \cdot 155 + 612 \cdot 266}{264 + 266} = 1643 H$$

Перевірка:

$$F_{on} - R_{AX} - F_t = R_{BX} = 0 \quad (4.36)$$

$$4569 - 5591 - 612 + 1643 = 0$$

Визначаємо реакції опор в площині YZ

$$R_{BY} = \frac{F_2 \cdot e}{c + e}; \quad (4.37)$$

$$R_{BY} = \frac{526 \cdot 264}{530} = 262H$$

$$R_{AY} = \frac{F_2 \cdot c}{e + c}; \quad (4.38)$$

$$R_{AY} = \frac{526 \cdot 266}{530} = 264H$$

$$R_{AY} - F_2 + R_{BY} = 0 \quad (4.39)$$

$$264 - 526 + 262 = 0$$

Визначаємо сумарну реакцію

$$F_{r_2} = R_A = \sqrt{R_{XA}^2 + R_{YA}^2}; \quad (4.40)$$

$$F_{r_2} = R_A = \sqrt{5598^2 + 264^2} = 5604H$$

$$F_{r_1} = R_B = \sqrt{R_{XB}^2 + R_{YB}^2}; \quad (4.41)$$

$$F_{r_1} = R_B = \sqrt{1641^2 + 262^2} = 1662 H$$

Виконуємо перевірочний розрахунок вала.

Проаналізувавши зусилля на валу, бачимо, що найнебезпечніший переріз буде у місці посадки барабана.

Визначаємо момент опору перерізу, мм^3

$$W = \frac{\pi d^3}{32}; \quad (4.42)$$

$$W = \frac{3,14 \cdot 65^3}{32} = 26,9 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

Амплітуда нормальних напружень визначається за формулою

$$\delta_\sigma = \delta_{\max} = \frac{M_{\text{заг}}}{W}; \quad (4.43)$$

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності по нормальним напруженням

$$n_\delta = \frac{\delta_{-1}}{\frac{R_\delta}{\varepsilon_\delta} \delta\sigma} \quad (4.44)$$

де $\frac{R_\delta}{\varepsilon_\delta} \approx 2,15$ (табл. 6.7 [10]);

$$\delta_B = 610 \text{ Н/мм}^2 \text{ (табл. 3.3 [10])}.$$

$$\delta_{-1} = 0,35\delta_B + (70 + 120),$$

$$\delta_{-1} = 0,35 \cdot 610 + 120 = 333,5 \text{ Н/мм}^2$$

$$n_\delta = \frac{333,5}{2,15 \cdot 68,6} = 2,26$$

Визначаємо полярний момент опору[10]

$$W_p = \frac{\pi d^3 n_1}{16} = 2W \quad (4.45)$$

$$W_p = 2W = 2 \cdot 26,9 \cdot 10^3 = 53,8 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

Амплітуда і середнє напруження циклу дотичних напружень визначаємо за формулою[10]

$$\tau_\sigma = \tau_{\max} = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{II}}{W_p} \quad (4.46)$$

$$\tau_\sigma = \frac{1}{2} \cdot \frac{104 \cdot 10^3}{53,8 \cdot 10^3} = 0,97 \text{ Н/мм}^2$$

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності по дотичних напруженнях[10]

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{R_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_\sigma + \psi_r \cdot \tau_m} \quad (4.47)$$

де $\frac{R_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1,7$ (табл. 6.7 [10]);

$$\psi_r = 0,1;$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \delta_{-1} = 0,58 \cdot 333,5 = 193,43 \text{ Н/мм}^2.$$

$$n_\tau = \frac{193,43}{1,7 \cdot 0,97 + 0,1 \cdot 0,97} = 110$$

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності[10]

$$n = \frac{n_\delta \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\delta^2 + n_\tau^2}}; \quad (4.48)$$

$$n = \frac{2,26 \cdot 110}{\sqrt{2,26^2 + 110^2}} = 2,3 > [n] = 1,3 \dots 1,5$$

Отже, міцність вала задовольняє.

4.5.3 Розрахунок підшипників на довговічність

Визначаємо осьову складову радіальних реакцій підшипників [10]

$$S_2 = 0,83 \cdot e \cdot F_{r_2}; \quad (4.49)$$

$$S_2 = 0,83 \cdot 0,383 \cdot 5604 = 1781 \text{ Н}$$

$$S_1 = 0,83 \cdot e \cdot F_{r_1}; \quad (4.50)$$

$$S_1 = 0,83 \cdot 0,383 \cdot 1662 = 528 \text{ Н}$$

Визначаємо осьові навантаження підшипників (табл. 7.6 [10])

$$\text{При } S_2 > S_1 \quad F_a < S_2 - S_1$$

$$\text{Отже, } F_{a2} = S_2 = F_{a1} = 1781 \text{ Н}$$

Розглянемо лівий з підшипників:

$$\frac{F_{a2}}{F_{r_2}} = \frac{1781}{5604} = 0,32 < e, \text{ тому осьові навантаження не враховуємо.}$$

Еквівалентне навантаження визначаємо по формулі

$$P_{\Sigma} = F_{r_2} \cdot V \cdot K_{\delta} \cdot K_{\tau}, \quad (4.51)$$

де V – коефіцієнт, який враховує обертання кілець,

$$V = 1,0 \text{ (ст. 117 [10])};$$

$$K_{\delta} \text{ – коефіцієнт безпеки, } K_{\delta} = 1 \text{ (табл. 7.2 [10])};$$

$$K_{\tau} \text{ – коефіцієнт температурний, } K_{\tau} = 1 \text{ (табл. 7.1 [10])}.$$

$$P_{\Sigma} = 5604 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 5604 \text{ Н} = 5,6 \text{ кН}$$

Розрахунок на довговічність, млн. об. [10]

$$L = \left(\frac{C}{P_{\Sigma}} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{C}{P_{\Sigma}} \right)^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{C}{P_{\Sigma}}} \quad (4.52)$$

$$L = \left(\frac{98,4}{5,6} \right)^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{98,4}{5,6}} = 14104,6 \text{ млн. об.}$$

Розрахункова довговічність, год. [10]

$$L_n = \frac{L \cdot 10^6}{60n} \quad (4.53)$$

$$L_n = \frac{14104,6 \cdot 10^6}{60 \cdot 2940} = 79958 \text{ год.}$$

Розглянемо правий з підшипників.

Відношення $\frac{F_{a_1}}{F_{r_1}} = \frac{1781}{528} = 3,73 > e$, тому потрібно враховувати осьове

навантаження.

Еквівалентне навантаження визначаємо за формулою [10]

$$P_{\Sigma} = (x \cdot V \cdot F_{r_1} + Y \cdot F_{a_1}) \cdot K_{\delta} \cdot K_{\tau}, \quad (4.54)$$

де x – коефіцієнт радіального навантаження,

$x = 0,4$ (табл. 7.4 [10]);

Y – коефіцієнт осьового навантаження, $Y = 1,565$ (Д 12 [10]).

$$P_{\Sigma} = (0,4 \cdot 1 \cdot 1662 + 1,565 \cdot 1781) \cdot 1 \cdot 1 = 3452H = 3,452kH$$

Розрахунок на довговічність, млн. об. [10]

$$L = \left(\frac{C}{P_{\Sigma}} \right)^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{C}{P_{\Sigma}}}; \quad (4.55)$$

$$L = \left(\frac{98,4}{3,452} \right)^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{98,4}{3,452}} = 70644$$

Розрахункова довговічність, год. [10]

$$L_n = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n}; \quad (4.56)$$

$$L_n = \frac{70644 \cdot 10^6}{60 \cdot 2940} = 400476 \text{ год.}$$

Найдена довговічність задовольняє.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1. Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які можуть виникнути при експлуатації дробарки ДБ-5

Відповідно до вимог ГОСТ 12.0.003-74 під час експлуатації дробарки ДБ-5 можуть виникати такі небезпечні та шкідливі виробничі фактори [11]:

- наявність рухомих елементів і деталей робочих органів, що обертаються;
- підвищений рівень шуму на робочому місці оператора, джерелами якого є привідний механізм та ротор дробарки;
- підвищена запиленість повітря робочої зони;
- ризик ураження електричним струмом у разі контакту зі струмопровідними частинами обладнання;
- пожежна небезпека, що може виникати внаслідок короткого замикання або порушення правил пожежної безпеки;
- вибухонебезпечні умови роботи;
- вплив шкідливих речовин, зокрема паливо-мастильних матеріалів, що використовуються під час технічного обслуговування (солідол Ж-СКа 2/6-2 згідно ГОСТ 1033-79).

5.1. Розробка заходів по покращенню умов праці і усуненню небезпечних та шкідливих виробничих факторів

5.1.1. Заходи по створенню нормальних нешкідливих санітарно-гігієнічних умов

Рівень шуму на робочому місці та в робочій зоні оператора відповідає вимогам ГОСТ 12.1.003. Організаційно-технічні заходи щодо зниження впливу шуму на персонал передбачені технічними умовами та узгоджуються з вимогами зазначеного стандарту. Рівень вібрації також відповідає вимогам ГОСТ 12.1.012 [11].

Температура поверхонь, що знаходяться в зоні постійного перебування оператора, не перевищує 35 °С.

Розміщення елементів робочого місця та параметри зон моторного поля забезпечують раціональну робочу позу та зручність виконання операцій керування і відповідають вимогам ГОСТ 12.2.032 та ГОСТ 12.2.033 [11].

Загальна кількість робочих рухів оператора не перевищує 10 рухів за хвилину.

Кольорове оформлення та фарбування обладнання виконано відповідно до таких вимог [11]:

- загальний колір дробарки контрастує з кольором приміщення, в якому вона експлуатується;
- зовнішні поверхні машини, що знаходяться в полі зору оператора, пофарбовані матовими фарбами, які запобігають утворенню відблисків у робочій зоні;
- елементи конструкції та панелі пульта керування виконані в контрастних кольорах відносно основного фону обладнання, що покращує візуальне сприйняття органів керування.

5.1.2. Заходи по забезпеченню безпечних умов праці

Компоновка машини в цілому, а також розміщення приводних механізмів і складальних одиниць виконані з урахуванням вимог зручного доступу, безпеки під час монтажу, експлуатації, технічного обслуговування та ремонту і відповідають ГОСТ 22903 [11].

Робочі органи, які в процесі роботи можуть забиватися технологічним матеріалом, мають вільний і зручний доступ для очищення. Привід оснащений пристроями аварійної зупинки, що забезпечують оперативне вимкнення обладнання в небезпечних ситуаціях.

Система змащування спроектована таким чином, щоб забезпечити безпечний і зручний доступ до точок змащення. У важкодоступних місцях застосовується одноразове (закритого типу) мастило.

Машина обладнана системою передпускової сигналізації, яка попереджає персонал про запуск обладнання.

Вимоги електробезпеки відповідають ГОСТ 12.2.007 та ГОСТ 12.1.009. Виконання електрообладнання та електропривода враховує умови мікроклімату приміщення, де здійснюється приготування кормів, і відповідає чинним «Правилам» експлуатації електроустановок.

Електрична схема передбачає захист від перевантажень та коротких замикань.

Для захисту персоналу і тварин від ураження електричним струмом у разі порушення ізоляції передбачено захисне заземлення та автоматичне вимкнення живлення.

Огородження механізмів, що потребують регулярного огляду, налагодження та ремонту, шарнірно приєднані до нерухомих елементів машини та мають надійну фіксацію у відкритому положенні. Зусилля для їх ручного відкривання не перевищує 60 Н. Захисні огороження небезпечних вузлів оснащені блокуванням, яке унеможлиблює роботу приводу при відкритих елементах захисту.

Система попереджувальної сигналізації синхронізована із запуском машини таким чином, що тривалість звукового сигналу становить 15 с, після чого сигнал автоматично вимикається.

У разі спрацювання аварійної зупинки повторний пуск обладнання можливий лише після повернення органу екстреної зупинки у вихідне положення.

5.3. Висновки по розділу

В даному розділі запропоновані заходи щодо зменшенні дії небезпечних та шкідливих факторів на працюючих відділення приготування кормів.

6. ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У процесі виконання кваліфікаційної роботи науково обґрунтовано модернізацію дробарки безрешітної ДБ-5, в результаті якої її змінна продуктивність на подрібненні зерна має збільшитись на 10–12%.

Зміна конструкції молотка обґрунтована теоретичним дослідженням, підтверджена експериментально та розрахунками.

Запропоновано заходи по покращенню умов праці персоналу, обслуговуючого дробарку.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Шеремета Р. Б. Обґрунтування параметрів та режимів роботи малогабаритної зернової дробарки : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / Львів. нац. агр. ун-т. Львів, 2021. 213 с.
2. Олексієнко В.О. Підвищення ефективності роботи малогабаритних зернових молоткових кормодробарок : автореферат дис... канд. техн. наук. Мелітополь, 2006. 20 с.
3. Бойко А.І., Новицький А.В. Структурний аналіз надійності подрібнювачів та кормодробарок. *Тези доповідей міжнародної науково-технічної конференції*. Глеваха: ІМЕСГ, ІТС УААН. 1996. С.59.
4. Бойко А.І., Новицький А.В. Підвищення надійності кормодробарок та подрібнювачів. *Механізація сільськогосподарського виробництва*. К.: НАУ. 1997. Т. III. С.6–8.
5. Сиротюк С.В. Механізація переробки та зберігання продукції рослинництва. Курс лекцій. Львів : ЛДАУ, 2000. 250 с.
6. Рожківський М.Ф. Удосконалення технології подрібнення зернових матеріалів. *Вісник с.- г. науки*. 1975. № 12. С.67–71.
7. Семкович О., Коруняк П. Теорія і розрахунок вилуку сили опору робочого середовища на рух молотка дробарки. *Вісник Львівського державного аграрного університету*. 2001. №5. С.166.
8. Гогунський О.В. Обґрунтування маси "циркулюючого" шару молоткової дробарки. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2000. Вип.83. С.227–230.
9. Дацишин О.В., Ткачук А. І, Чубов Д.С. та ін. Машини та обладнання переробних виробництв : навч. посібник / За ред. О.В. Дацишина. К.: Вища освіта, 2005. 159 с.
10. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин : підручник. 2-е вид., переробл. Кривий Ріг : Видавець ФОП Чернявський Д.О., 2015. 492 с.

11. Войналович О.В., Білько Т.О., Марчишина Є.І. Охорона праці у сільському господарстві : навч. посібник. Київ : Центр учбової літератури, 2020. 424 с.

ДОДАТКИ