

Міністерство освіти і науки України  
Вінницький національний аграрний університет  
Факультет механізації сільського господарства  
Кафедра сільськогосподарських машин

Допущений до захисту:  
завідувач кафедри  
к.т.н., доцент Пришляк В.М.

---

(підпис, вчене звання, прізвище, ініціали)

« \_\_\_\_ » грудня 2018 р.

Дослідження роботи та обґрунтування параметрів  
малогабаритної дробарки зернових кормів

Робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр»  
за спеціальністю 208 Агроінженерія

Виконав: студент групи 61-АІ  
Завірюха Богдан Олександрович

---

Керівник: к.с.-г.н., доцент  
Грицун Анатолій Васильович

---

## Зміст

Анотація	5
Вступ	7
1 Стан питання і завдання досліджень	9
1.1 Зоотехнічні вимоги до подрібнення зернових кормів	9
1.2 Аналіз конструкцій основних видів машин	9
1.3 Властивості перероблюваного матеріалу та аналіз факторів, що обумовлюють на процес подрібнення	12
1.4 Основні теорії подрібнення матеріалів	14
1.5 Тенденції покращення роботи молоткових дробарок	18
1.6 Обґрунтування напрямку досліджень	22
2 Теоретичні дослідження процесу подрібнення кормів зернодробарками	25
2.1 Теоретичні передумови досліджень роботи молоткових дробарок	26
2.2 Умови взаємодії молотків дробарок з матеріалом в системі “молоток – барабан – середовище”	33
2.3 Закономірності руху молотка кормодробарки	35
2.4 Критична швидкість руйнування зернових матеріалів	39
2.5 Визначення потужності на подрібнення зернових матеріалів	45
2.6 Умови розділення продуктів подрібнення на класифікаторі	46
2.7 Висновки по розділу	49
3 Програма та методика експериментальних досліджень	51
3.1 Програма експериментальних досліджень	51
3.2 Умови проведення експериментальних досліджень	52
3.3 Обладнання і методика дослідження характеристик молотків	52
3.4 Методики проведення досліджень	57
3.5 Обробка експериментальних даних	69

4	Результати теоретичних та експериментальних досліджень	72
4.1	Теоретичні дослідження відносного руху молотка	72
4.2	Зміна розмірів молотків та моменту інерції в процесі зношення	77
4.3	Визначення раціональних параметрів ротора кормодробарки	79
4.4	Раціональні режими роботи молоткових дробарок	83
4.5	Порівнюючий аналіз якості подрібнення зернових кормів	86
4.6	Висновки по розділу	90
5	Економічна ефективність використання модернізованої дробарки	92
5.1	Економічне обґрунтування модернізації існуючого обладнання	92
5.2	Обґрунтування економічної ефективності організації лінії по виробництву комбікормів	95
5.3	Висновки по розділу	97
	Загальні висновки	98
	Список літератури	100
	Додатки	107

#### Анотація

Дипломна магістерська робота з механізації тваринництва на тему, - “ Дослідження роботи та обґрунтування параметрів малогабаритної дробарки зернових кормів ”, - виконана студентом денної форми навчання факультету механізації сільського господарства ВНАУ

Завірюхою Богданом Олександровичем.

Робота нараховує 107 сторінки машинописного тексту і 10 листів графічної частини формату А1.

Магістерська робота присвячена вдосконаленню робочого органу малогабаритних дробарок зернових кормів з шарнірно закріпленими на роторі молотками. Метою роботи є підвищення якості і зменшення енергоємності процесу подрібнення за рахунок покращення процесу ударного руйнування зернових матеріалів.

В процесі досліджень визначено діапазон оптимальних значень показника

лінійного співвідношення молотків і ротора, при якому ударне руйнування зерна найефективніше. Розроблено робочу формулу для визначення критичної швидкості удару молотка по зернові для створення напружень які досягають межі міцності для даного матеріалу. Приведено результати досліджень зміни параметрів молотка в результаті зношення.

Розроблено рекомендації по підвищенню якості і зниженню енергоємності подрібнення зернових кормів малогабаритними молотковими дробарками.

За результатами економічної оцінки використання вдосконаленого робочого органу обґрунтовано використання малогабаритних зернових дробарок у тваринницьких господарствах з поголів'ям в 100 голів.

Ключові слова: молоток, зернова дробарка, подрібнення, лінійне співвідношення молоткового ротора, критична швидкість удару, руйнування зерна, вісь підвісу молотків.

## Вступ

Реформування агропромислового комплексу України створило необхідні передумови функціонування нових економічно ефективних форм організації виробництва, зокрема: фермерські господарства, сільськогосподарські виробничі агроформування, приватні підприємства і т.д.

Проблема забезпечення цих організаційних формувань засобами виробництва на даний час є досить актуальною, оскільки існуючі прототипи обладнання не завжди задовольняють як необхідні так і достатні умови його використання. При невеликих обсягах виробництва досить важко забезпечити високий коефіцієнт завантаження і рівномірність роботи високопродуктивного обладнання.

Актуальність теми

Для забезпечення потреб тваринницької галузі на Україні виробляється біля 2 млн. тон комбикормів на рік, причому біля 40 % з них – в умовах малих фермерських господарств. Приготування кормів складає 45- 50 відсотків у собівартості готової продукції тваринництва. Витрати енергії по операціям розподіляються таким чином: транспортування – 20%, дозування – 15%, на подрібнення припадає біля 65 % загальних витрат, що складає майже 33% собівартості готової продукції .

Серед засобів механізації для подрібнення зернових матеріалів найбільш поширені універсальні дробарки ударного типу з шарнірно підвішеними молотками. Вони здатні подрібнювати різноманітні види сировини, порівняно прості по конструкції та зручні в обслуговуванні та експлуатації.

Разом з тим, сучасні дробарки мають значні недоліки: висока металоємність та енергоємність, нерівномірність гранулометричного складу та підвищений вміст

пиловидних часток, а також інтенсивне зношування робочих органів та пов'язане з цим зниження продуктивності та якості подрібнення.

Підвищення якості подрібнення матеріалу та зниження енергоємності технологічного обладнання є важливим завданням виробництва.

Мета дослідження полягає у підвищенні ефективності роботи малогабаритних зернових молоткових кормодробарок та встановлення раціональних параметрів і режимів роботи ротора з шарнірно закріпленими молотками.

Завдання, що вирішувались при виконанні роботи:

- встановити закономірності відносного руху молотка під дією відцентрової сили ;
- обґрунтувати інтервал раціональні співвідношення розмірів та елементів молоткового ротора дробарки, які забезпечать максимальну руйнівну здатність молотків і найменшу металоємність конструкції;
- встановити залежність енергетичних показників процесу подрібнення від параметрів молотків ;
- провести порівняльний аналіз якості подрібнення і ефективності роботи вдосконаленого молоткового ротора малогабаритної зернодробарки відповідно до зоотехнічних вимог ;

Об'єкт дослідження – процес подрібнення зернових матеріалів дробарками з шарнірно закріпленими молотками.

Предмет дослідження – закономірності, які пов'язують конструктивні параметри молоткового ротора дробарки і кінематичні, енергетичні та якісні показники процесу подрібнення зернових матеріалів.

Методи дослідження. Поставлені задачі вирішувалися з використанням теоретичних методів дослідження, що дозволили досягти основних результатів роботи і підтвердити їх експериментально

Наукова новизна одержаних результатів. Одержано теоретичні залежності для визначення критичної швидкості удару і потужності, необхідної для подрібнення, які пов'язують фізико-механічні властивості зернових матеріалів та розмірно-масові параметри молотків .

## 1 Стан питання і завдання досліджень

Розмір часток зернового матеріалу для приготування комбікормів залежить від фізіологічних особливостей тварин. Для максимально ефективного засвоєння поживних речовин системою травлення недопустимі як надмірно подрібнені (пиловидні), так і надто крупні частки [56]. Тому подрібнення визначає придатність часток до засвоєння системою травлення тварин і залежить від технічних можливостей машин. Також, до обладнання висуваються експлуатаційні вимоги: універсальність, простота і надійність конструкції, низькі питомі енерговитрати [8,23]. Отже, на вибір типу конструкції подрібнювача впливають експлуатаційні вимоги і відповідність кінцевого продукту зоотехнічним вимогам щодо крупності часток корму [7,28,34].

Отже, необхідно встановити розміри часток, які найбільш придатні до засвоєння основними віковими та статевими групами тварин, та обґрунтувати відповіді за технічними можливостями тип машини для подрібнення зернових матеріалів.

### 1.1 Зоотехнічні вимоги до подрібнення зернових кормів

Для визначення зоотехнічної якості подрібнення зернових матеріалів, які входять до складу комбікормових сумішей, необхідно визначити розміри часток, найбільш придатних до засвоєння тваринами.

Аналіз зоотехнічних нормативів крупності часток корму [1, 19, 20, 29, 30] для різних груп свиней і великої рогатої худоби показав, що для годування практично для всіх оглянутих категорій тварин використовуються частки розміром від 0,7 до 2 мм . Даний інтервал можна визначити, як раціональні зоотехнічні розміри часток (рис. 1.1).

### 1.2. Аналіз конструкцій основних видів машин

Поживні речовини засвоюються організмом тварин тільки у розчинному вигляді, а швидкість обробки часток корму шлунковим соком прямо пропорційна площі їх поверхні.

Подрібнення матеріалів відбувається роздавлюванням, розколюванням, ударом і стиранням. При здрібнюванні звичайно мають місце кілька супутніх видів

подрібнення.

Машини для подрібнення шматкових та сипучих матеріалів підрозділяються на такі типи [17,23,30, 31]: шокові дробарки, конусні (гіраційні), молоткові та роторні дробарки ударної дії; валкові млини (див рис. 1.2).

Також, для тонкого подрібнення використовують протиральні машини, кульові і стрижневі млини, кільцеві, вібраційні, колоїдні млини (таблиця 1.1).

До подрібнювальних машин висувають загальні вимоги [ 18, 43, 60] а саме:

- рівномірність часток здрібненого матеріалу;
- зведення до мінімуму пилоутворення;
- видалення здрібнених часток з робочого простору .
- можливість регулювання ступеню подрібнення;
- можливість легкої зміни швидкозношуваних частин;
  - мінімальні питомі витрати енергії на одиницю продукції.

Для подрібнення сипучих матеріалів використовують наступні типи подрібнювачів.

Молоткові дробарки застосовують для подрібнення шматкових і сипучих малоабразивних матеріалів, зокрема при виробництві комбікормів [1, 6, 29, 30, 62].





Ця дробарка (таблиця 1.1, а) є машиною ударної дії, що має диск із шарнірно прикріпленими до нього молотками, який швидко обертається. Матеріал надходить у дробарку через бункер і подрібнюється молотками, а також при ударі об плити або рифлену деку. Подрібнений матеріал видаляється через сито. Розміри отворів сита визначають розміри здрібненого матеріалу.

Загальні технічні вимоги до конструкції, безпеки роботи, санітарно гігієнічні та ін. [12] визначають придатність даного типу до використання при подрібненні зернових матеріалів. Суттєвим недоліком даної конструкції є утворення надмірної кількості пиловидних часток та викликана надмірним подрібненням підвищена енергоємність процесу

Конусні дробарки [22, 47, 48] застосовують для крупного, середнього і дрібного подрібнення. Процес відбувається шляхом безперервного роздавлювання і зламу шматків матеріалу між конічною голівкою, що дробить, і корпусом, що має форму усіченого конуса. Голівка встановлена в корпусі дробарки з ексцентриситетом, у результаті чого вона робить ексцентричний обертальний рух (таблиця 1.1, б). Коли голівка наближається до однієї сторони корпусу, здрібнений матеріал випадає з протилежної сторони через кільцеву щілину, що розширюється в цей час, між корпусом і голівкою.

Даний тип дробарки є малопродуктивним і металоємним, тому практично не використовується для подрібнення зернових матеріалів.

Щоківі дробарки [22, 31, 61] подрібнюють матеріал шляхом роздавлювання і розколювання в конічній камері, утвореною нерухомою і рухливою плитами, що періодично зближаються (таблиця 1.1, в). Роздавлений матеріал випадає з дробарки під час зворотного ходу рухливої плити.

Щоки дробарки оснащені схемними ребристими плитами зі зносостійкої сталі. Рухлива щока встановлена на нерухомій осі і приводиться в коливальний рух від ексцентрикового валу за допомогою шатуна, шарнірно зв'язаного важелями з цією щокою і регулювальними клинами. Переміщенням клинів за допомогою болтів регулюють ширину випускної щілини і, отже, ступінь подрібнення матеріалу. За допомогою тяги і пружини забезпечується зворотний

рух щоки. Колінчатий важіль, утворений шатуном і розпірними плитами, є основою конструкції дробарки і дозволяє одержувати дуже велику силу стиску.

Щокова дробарка проста і надійна в роботі, однак наявність у ній невірноважених хитних мас вимагає установки її на важких фундаментах. Робота дробарки супроводжується сильним пилоутворенням і шумом, а процес дроблення – утворенням надмірно дрібних часток. Для приготування комбікормів на дрібних фермерських господарствах практично не використовується.

Вальцеві млини служать для середнього, дрібного і тонкого подрібнення [24, 61]. Вони застосовуються в харчовій промисловості для дроблення і помелу зерна, солоду, плодів, макухи і т.д. Робочі органи валкового млина – горизонтальні валки (таблиця 1.1, г). Дробарка може мати один валок, що обертається навколо горизонтальної осі паралельно нерухомій робочій щоці, або два валки. У першому випадку роздавлювання матеріалу відбувається між нерухомою щокою й обертовим валком. Парні валки обертаються назустріч одне іншому, і роздавлювання відбувається між валками. Поверхня валків може бути гладкою, рифленою і зубцюватою. Розмір шматків продукту визначається шириною щілини між валками. Млин завантажується безпосередньо з бункера. При обертанні валків шматки матеріалу захоплюються валками і роздавлюються, причому, найбільший розмір здрібнених шматків у 20...25 разів менше діаметра валків. Окружна швидкість валків коливається в межах від 3 до 6 м/с.

Для подрібнення зернових матеріалів у процесі приготування комбікормів даний тип мало використовується, тому що хоча і дає більш високу однорідність подрібнення, але має більшу матеріалоемність, енергоємність та складнішу конструкцію, що знижує експлуатаційні якості машин типу валкового млина.

Дискові, кульові млини, дезінтегратори і дисмембратори застосовують для дрібного і тонкого дроблення зерна, солоду, макухи, сухарів та ін.[31, 48, 64], (таблиця 1.1 д, е). Кульові і стрижневі, а також вібраційні млини призначені для тонкого подрібнення матеріалу. Колоїдні млини використовують для дуже тонкого подрібнення суспензій. Названі типи не використовуються для подрібнення часток з кінцевим розміром від 0,7 до 2 мм, а також мають більш

складну конструкцію, вони менш зручні в обслуговуванні та ремонті.

Таким чином, серед машин для подрібнення, які відносяться до класу дробарок, найбільш відповідним за технічними можливостями типом є молоткова кормодробарка з шарнірно підвішеними молотками, за умови зменшення кількості надмірно подрібнених часток і пов'язаних із цим завищених енерговитрат.

### 1.3 Властивості перероблюваного матеріалу та аналіз факторів, що обумовлюють на процес подрібнення

При вивченні процесу подрібнення найбільш важливими є фізико – механічні властивості зернових матеріалів, які характеризують здатність зерна до руйнування. До таких властивостей слід віднести: зусилля руйнування, розмір, форма, маса та коефіцієнт відновлення зернівки, що характеризує її пружні якості. Важливим показником, що впливає на енергоємність процесу та якість подрібнення, є вологість матеріалу, що подрібнюється, але, згідно вимог [19,20], вона повинна знаходитися в досить вузьких межах від 12% до 14 %, тобто є фіксованою. При визначенні енергетичних і якісних показників процесу подрібнення необхідно враховувати характерні особливості кожного з основних видів зернових матеріалів.

Аналіз досліджень, проведених раніше [1, 46] дає змогу систематизувати середні значення вказаних основних параметрів основних зернових матеріалів, які використовуються для приготування комбікормів. Результати досліджень по вивченню фізико – механічних властивостей приведені у таблиці 1.2.

Згідно класифікації, запропонованої Мельниковим С.В., Альошкіним В.Р., Рощиним П.М. [36] сукупність факторів, які впливають на ефективність роботи молоткових кормодробарок, умовно можна розділити на технологічні, механічні та конструктивні (рис. 1.3).

При ранжируванні 42 факторів виявлено, що суттєво впливають лише 11. Серед них є фактори, фіксовані для даної конструкції: кількість молотків, конструкція деки, кут обхвату решета і т. п. Також, від крупності помелу

залежить діаметр



отворів решета, а вологість матеріалу обмежена вимогами стандарту [1, 19, 20]. Основними змінними факторами, що визначають витрати енергії та якість подрібнення є подача матеріалу, зазор між молотками і декою, швидкість молотків. Змінні фактори можна поділити на регульовані – подача матеріалу в камеру подрібнення, установочний зазор між молотками та декою, швидкість обертання ротора, і нерегульовані – ті, що змінюються внаслідок відносного коливального руху молотків: зміна зазору та швидкості удару молотків внаслідок їх відхилення від радіально – рівноважного положення.

Таким чином, коливання шарнірно підвішених молотків спричиняє зміну основних факторів, що впливають на параметри процесу подрібнення, отже є змінним нерегульованим фактором. Подальшими дослідженнями необхідно визначити закономірності відносного руху з метою ефективного використання відносної швидкості і енергії удару молотків.

#### 1.4 Основні теорії подрібнення матеріалів

Об'ємна теорія виходить з того, що при здрибнюванні робота витрачається на деформації матеріалу до досягнення граничної деформації, що руйнує. Звідси випливає, що робота, необхідна для подрібнення, пропорційна зменшенню обсягу шматків матеріалу перед їх руйнуванням.

Поверхнева теорія П.Ріттингера (1867р.) [1] розглядає процес подрібнення, як процес утворення нових поверхонь, тим самим даючи змогу припустити, що робота, яка витрачається на подрібнення тіл, пропорційна площі знову утворених поверхонь.

Поверхнева теорія виявилася більш прийнятною для оцінки процесів тонкого подрібнення, коли одержуємо продукт з дуже розвинутою питомою площею поверхні.

Об'ємна теорія розроблена російським вченим-механіком В.П. Кірпічовим у 1874 році, а пізніше стосовно-процесів подрібнення корисних копалин німецьким вченим Ф. Кіком у 1885 році [36].

На підставі закону подоби деформації частки матеріалу при подрібненні розпадаються на геометрично подібні частки подібні до себе.

З позиції атомно-молекулярної будови речовин для руйнування будь якого тіла необхідно, щоб прикладені до нього зовнішні сили, переборюючи сили міжмолекулярного зчеплення, збільшили в небезпечному перерізі відстань елементарними частками до таких меж, при котрих вони не можуть повернутися на відстань, властиву одному тілу. Напруження у матеріалі, властиві цьому, називаються межею міцності. У сільськогосподарських матеріалів молекулярні зв'язки усередині, зруйнувати важче, ніж міжмолекулярні зв'язки, тому процес подрібнення рослинної сировини необхідно розглядати як процес розділення молекул [ 49].

Для більшості матеріалів експериментальні значення межі міцності на 3...4 порядку менш розрахункових сил між часткових з'єднань. Сучасною фізичною теорією руйнування це пояснюється дислокаціями та наявністю у тілах різноманітних пороків - мікрощілин, домішок та інше.

Основи сучасної дислокаційної теорії руйнування були розроблені

А.Гріффітсом, котрий у 1920 році вперше встановив енергобаланс процесу

виникнення тріщин. У подальшому ця теорія була уточнена та доповнена

Е.Орвіном, Г.Р.Ірвіном, Г.Р.Баренблаттом, П.А.Ребіндером, І.І. Ревенко та

іншими дослідниками [49]. По дислокаційній теорії основними етапами

процесу руйнування під впливом зовнішніх сил являються:

- 1) виникнення та накопичення осередків дислокації;
- 2) виникнення нових та збільшення існуючих мікро тріщин, у результаті чого виникають біля їх меж локальні концентрації напруги;
- 3) розвиток на базі мікротріщин основних магістральних тріщин; руйнування тіла по магістральним тріщинам, що призводить до з'явлення нових поверхонь у тих перетинах, в котрих напруження від зовнішніх сил досягли межі міцності.

## 1.5 Тенденції покращення роботи молоткових дробарок

В своїх роботах автори пропонують різний підхід до вирішення проблеми підвищення ефективності використання молоткових дробарок у сільськогосподарському виробництві.

Одним зі шляхів підвищення ефективності роботи є конструкторсько-технологічні методи підвищення безвідказності та надійності на основі структурного аналізу кормодробарок [ 5, 38]. В результаті досліджень розроблено ряд організаційно-технічних заходів, що включають внесення змін у схему термічної обробки молотків та конструкцію кормопровода. Також рекомендовано уточнення по номенклатурі запасних частин та розрахунок введення до їх складу дек, підшипників. Обґрунтовано періодичність технічного обслуговування для механізмів і кормодробарки в цілому. Ці рекомендації частково вирішують проблему безвідказної експлуатації існуючих моделей молоткових кормодробарок на крупних підприємствах, проте на сучасному етапі виникає проблема забезпечення засобами механізації дрібних приватних фермерських господарств, у яких гостро стоїть питання подрібнення кормів безпосередньо на місці виробництва.

Проведений аналіз результатів наукових досліджень роботи молоткових дробарок показав, що одним із способів підвищення показників їх роботи є використання пружного підвісу, на якому встановлюється дисбаланс. Внаслідок цього виникає вібрація, яка сприяє руйнуванню продуктово-повітряного шару, тим самим збільшуючи відносну швидкість удару робочих органів, а також покращує умови відводу готового продукту з камери подрібнення. Таким чином зменшується середні витрати потужності на подрібнення у молоткових дробарок, а також розподіл продуктів подрібнення за фракціями стає більш рівномірним.

На основі одержаних реологічних і реологічно-хвильових залежностей та нових технічних рішень розроблені наукові основи і прогресивна технологія переробки концентрованих та інших сипких кормових і харчових матеріалів,



створено нове покоління вискоєфективних модульних прямоточних молоткових безрешітних дробарок продуктивністю від 0,2 до 15 т/год. Такі дробарки серійно випускаються з 1993 року “ВАТ” Могилів – Подільський машинобудівний завод Вінницької області. Дані моделі можуть бути використані для оснащення будь яких типорозмірів комбікормових заводів, цехів, агрегатів, розмельно – змішувальних установок, тваринницьких і птахівничих комплексів, колективних, а також фермерських і приватних господарств. Проте при розробці конструкцій недостатньо розкриті питання основних конструктивних співвідношень системи “барабан - молоток”, а отже існують перспективи зниження питомої енергоємності процесу подрібнення матеріалів за рахунок покращення динамічних показників роботи молоткового апарату кормодробарок.

Для підвищення ефективності роботи молоткових кормодробарок існують наступні тенденції:

1) проведення сервісно-технологічних заходів по підвищенню безвідказності та надійності роботи кормодробарок (внесення змін у схему термічної обробки молотків, обґрунтування періодичності ТО, уточнення номенклатури запасних частин);

2) модернізація дробарки шляхом встановлення додаткових пристроїв на існуючі конструкції (пружний підвіс корпусу, дисбаланс ротора);

3) розробка нових конструкцій на основі підбору раціональних режимів роботи залежно від реологічних властивостей сировини;

4) ведення енергозберігаючих режимів роботи шляхом встановлення систем управління приводу.

Як відомо [ 56], якість подрібнення фуражного зерна визначається зоотехнічними вимогами до розміру часток після подрібнення для максимально ефективного засвоєння корму організмом тварини.

Фракційний склад подрібненого зерна оцінюють за допомогою ситового аналізу [16], який характеризує розподілення часток по фракціям. Згідно ОСТ

70.19.2 – 83 [42], якість подрібнення оцінюється процентним вмістом у загальній кількості подрібненого корму часток, розміри яких не перевищують граничних значень, регламентованих зоотехнічними вимогами [19, 20]. У відповідності до цього А. Я. Еллі та В. А. Ермічев запропонували оцінювати якість подрібнення показником якості

$$K_{\theta} = \frac{m_{\phi}}{m_3}, \quad (1.5)$$

де  $m_{\phi}$  – маса часток, що не крупніші заданого розміру;

$m_3$  – загальна маса проби.

Однак відомо, що надмірно подрібнені частки не тільки погано поїдаються тваринами, що призводить до перевитрат кормів, але й викликають зниження приросту ваги, небажані розлади дихальної функції і кишково – шлункового тракту, що впливає на здоров'я тварини в цілому [47, 56]. Також, при надмірному подрібненні знижується продуктивність дробарки, швидше відбуваються зношування робочих органів та збільшуються питомі витрати енергії на виробництво кормів.

В. А. Скользаєвим та А. Е Ліпатовим було запропоновано оцінювати якість подрібнення трьома значеннями, що вказують вміст фракцій з надмірно подрібненими (дрібними), частками заданого розміру (оптимальними), і недостатньо подрібненими (крупними). Така оцінка дає наявне уявлення про придатність корму до споживання, що важливо для зоотехніків, однак містить непотрібну інформацію для експлуатаційників машин, тим самим утруднюючи уявлення про якість роботи подрібнювача.

Тому було введено безрозмірний показник, що характеризує якість здрібнення продукту [33]

Серед оглянутих показників [ 42, 47, 57] найбільш об'єктивним для порівняльної оцінки якості подрібнення є показник  $K_{opt}$ , що характеризує

відношення маси фракцій з кондиційними розмірами (регламентовані зоотехнічними вимогами) до загальної маси проби:

Даний показник автори називають коефіцієнтом якості подрібнення, оскільки він показує частку якісно подрібненого корму до загальної кількості здрібноної маси. За наявності даних по витратах енергії, коефіцієнт  $K_{\text{омт}}$  дає змогу обґрунтувати вибір раціональних режимів роботи кормодробарки [67].

. Еталоном точності розділення фракцій вважається розбирання вручну. Наприклад, визначення гранулометричного складу грубих кормів навіски масою 100 г займає 10 – 12 годин робочого часу. Проте навіть при цьому відносна похибка визначення вмісту окремих фракцій коливається у межах від 2,5 до 16 % . Тому проблемою створення ефективного класифікатора займалися і продовжують займатися вчені і наукові установи як в нашій країні, так і за кордоном [15, 52, 73, 74].

#### 1.6 Обґрунтування напрямку досліджень

Особливого значення на сучасному етапі розвитку тваринництва набуває оснащення малих господарських організаційних формувань малогабаритними засобами механізації для приготування комбикормів з високими техніко-економічними і якісними показниками.

Суть існуючої проблеми в тому, що під час подрібнення зернових матеріалів молотковими кормодробарками утворюється близько 20 % пиловидних часток, що знижує якість комбикорму і до 40 % збільшує витрати енергії на виконання операції.

Причиною цього є недосконалість конструкції робочого органу, який не забезпечує умов гарантованого руйнування зернівки за один цикл від зони завантаження до вихідних отворів решета кормодробарки.

Негативними наслідками є порушення режиму подрібнення, коли частки, не пройшовши по розмірам через отвори вихідного решета, здійснюють повторні цикли у робочій камері, при цьому:

- частки набувають колової швидкості, що зменшує кінетичну енергію

удару молотка і пропускну здатність вихідного решета;

– при повторних циклах частки зазнають сколювання і перетирання об деку та молотки, що сприяє підвищеному пилоутворенню;

– надмірне подрібнення і пилоутворення спричиняє додаткові витрати електроенергії при роботі молоткових кормодробарок.

Аналіз нормативних документів, результатів досліджень, проведених раніше і досвіду роботи тваринницьких господарств дозволяє сформулювати вихідні положення для проведення подальших досліджень.

Аналіз стану народногосподарської проблеми зниження енергоємності сільськогосподарського виробництва в області кормоприготування дозволяє сформулювати робочу гіпотезу подальших досліджень:

– підвищення якості та зниження енергоємності процесу подрібнення зернових матеріалів можливе шляхом вдосконалення молоткового ротора кормодробарки на базі дослідження динаміки руху молотка, як фізичного маятника у полі відцентрової квазіупругої сили.

Тому метою даної роботи є підвищення ефективності роботи малогабаритних зернових молоткових кормодробарок встановленням раціональних параметрів і режимів роботи молоткового ротора з шарнірно закріпленими молотками.

Відповідно до мети поставлені задачі, які необхідно вирішити на етапах дослідження:

– встановити закономірності відносного руху молотка як фізичного маятника у полі відцентрової сили, а на їх основі – ряд переважних значень лінійного співвідношення елементів ротора з шарнірно закріпленими молотками;

– обґрунтувати інтервал раціональних значень співвідношення лінійних розмірів елементів молоткового ротора кормодробарки, який забезпечить найбільшу руйнівну здатність молотків і найменшу металоємність конструкції;

– встановити залежність енергетичних показників процесу подрібнення від

розмірно-масових параметрів молотків, в тому числі при зношуванні під час роботи;

– провести порівняльний аналіз якості подрібнення і ефективності роботи вдосконаленого молоткового ротора малогабаритної зернової кормодробарки відповідно до зоотехнічних вимог розміру часток після подрібнення;

– виконати виробничу перевірку і розробити рекомендації щодо підвищення ефективності роботи кормодробарок з шарнірно закріпленими молотками.

## 2 Теоретичні дослідження процесу подрібнення кормів зернодробарками

В результаті аналізу результатів досліджень процесу роботи молоткових дробарок було виявлено, що молотки під час роботи здійснюють коливальні рухи відносно осі підвісу [34, 35]. Відомо, що відхилення молотків від радіального положення впливають на швидкість удару і зазор між гранню молотка та решетом або декою дробарки. У процесі роботи відбувається зношування молотків, що змінює їх геометричну форму, масу, та положення центра маси. В результаті цього змінюється момент інерції молотка, а також співвідношення радіуса підвісу до приведеної довжини молотка ротора, що спричиняє порушення технологічного режиму та якості подрібнення[68].

При вивченні літературних джерел ми бачимо, що дослідження не достатньо висвітлювали дане питання, тому для встановлення раціональних технологічних параметрів процесу подрібнення зернових кормів дробарками з шарнірно закріпленими молотками необхідно вивчити ряд питань. Це стосується вивчення закономірностей руху молотка кормодробарки в системі “молоток – барабан – середовище” та визначення енергетичних показників процесу подрібнення.

При проведенні теоретичних досліджень були висунуті наступні допущення:

– продукт, що поступає у завантажувальний отвір, створює силу опору руху молотка, яка збуджує його коливання і діє один раз за один оберт ротора;

- опір кільцевого циркуляційного шару матеріалу в камері подрібнення, де частки рухаються хаотично, спричиняє затухання коливань і не впливає на частоту коливань молотка; [14];
- на етапі створення графічної логіко-імітаційної моделі відносного руху молотка вважається, що згасання коливань немає, тому що час між ударами молотка об порцію зерна в зоні завантаження дуже малий (0,02 – 0,03 с) [30, 49];
- переносна швидкість молотка є незмінною і дорівнює кутовій швидкості ротора, оскільки шарнірна установка молотка гасить крутильні коливання ротора ;
- удар молотка по зерну в камері подрібнення вважається квазіпружним ударом по точковому тілу тому, що маса молотка у 7 – 14 тисяч раз більша маси зернівки злакових культур [ 46, 68].

## 2.1 Теоретичні передумови досліджень роботи молоткових дробарок

Коли розглядати рух молотка як складний рух обертання разом з барабаном і поворот навколо осі молотка та зневажати дією за час удару кінцевих сил, то рівняння руху центра маси молотка під дією прикладеного імпульсу удару  $S_y$  і імпульсу ударної реакції пальця (осі молотка підвісу)  $S_n$  буде[45]:

$$m\varphi'l_c = S_y - S_n,$$

та рівняння моменту кількості руху

$$y\varphi' = Sl_y$$

а величина імпульсу удару, переданого від молотка на його вісь підвісу (отже, і на барабан):

в нуль, тобто удар не передається на барабан, у випадку якщо [12]:

$$J_A/l_y = ml_c \quad (2.1)$$

де  $J_A = m \cdot \rho^2$  – момент інерції маси молотка щодо осі підвісу, яку можна

визначити як добуток маси  $m$  молотка на квадрат радіуса  $\rho$  інерції;  
 $l_c$  і  $l_y$  – відстань від осі підвісу до центра маси молотка і до центра удару  
 матеріалу, що подрібнюється, об молоток, відповідно;  
 $\varphi$  і  $\varphi'$  – кут і похідна від кута відхилення молотка від радіально-  
 рівноважного напрямку відповідно.

Підставивши значення  $J_A$  у рівняння (2.1) отримаємо умову попередження  
 передачі імпульсу ударів молотка на барабан, тобто теорему М.М. Гернета

$$[13]: \rho^2 = l_c \cdot l_y$$

Якщо допустити, що удар зосереджений і в прямокутних молотків  
 розташований на середині їхніх торців, то М.М. Гернет одержує наступні  
 залежності для визначення розміру  $l_c$  у молотків з одним отвором

$$l_c = \frac{a^2 + b^2}{12},$$

і з двома отворами :

$$l_c^2 + \left( \frac{a^2 b^2}{\pi d^2} - \frac{a}{2} \right) l_c - \frac{ab(a^2 + b^2)}{6\pi d^2} + \frac{d^2}{8} = 0,$$

де  $a$ , і  $b$  – довжина і ширина молотка відповідно;

$d$  – діаметр отворів молотка.

Ударні навантаження на підшипники вала є найбільш руйнівними. Усунення  
 їх шляхом використання при розрахунку і проектуванні молоткових  
 барабанів дозволить збільшити зносостійкість і коефіцієнти корисної дії  
 молоткових дробарок [45,68, 69].

Коливальний рух молотків з безупинно зростаючими амплітудами при будь-  
 якій швидкості барабана визначають як нестійкий [44]. Аналізуючи рішення  
 диференціального рівняння кількості руху молотка щодо його осі підвісу

$$m l_c \varphi'' = \sum m,$$

можна встановити, що зрівноважений на удар молоток втрачає стійкість, якщо відстань від осі пальця молотка до його торця дорівнює відстані між осями вала барабана і пальця, тобто коли

$$r_o = l_{зв} ,$$

де  $r_o$  – радіус підвісу молотка;

$l_{зв}$  – зведена довжина молотка.

При стійких коливаннях молоток розташований в радіально-рівноважному напрямку до першого удару. Після першого удару він відхиляється на невеликий кут (до  $3^0$ ) і в цьому положенні залишається до наступного удару . Після наступної серії ударів відхилення досягає деякого граничного значення (близько  $4^0$ ) після чого від нового удару молоток відхиляється на  $1,5^0$  праворуч, потім піде назад ліворуч, пройде рівноважне положення і відхиляється від нього вліво (тобто по ходу обертання барабана – на  $3^0$ ). Потім весь цикл руху буде повторюватися .

Використовуючи рівняння А.М. Ляпунова, М.М. Гернет встановлює, що рух молотка буде стійким за умови

$$l_{зв} \geq 10 r_o ,$$

разом з тим, він вказує на технічну нездійсненність цієї умови.

Якщо знехтувати силами тертя, що змінюють рух молотка, то для забезпечення відзначеної умови частота власних коливань молотка має перевершувати кутову швидкість ротора в  $0,5K$  [13], тобто:

$$\omega_r = \sqrt{r_o / l_{зв}} = 0,5 \omega_r K ,$$

$$\text{звідки: } r_o / l_{зв} = (0,5 K)^2 , \quad (2.2)$$

де  $K$  - будь-яке ціле число.

Даючи коефіцієнту  $K$  значення 1, 2, 3, 4, 5 одержимо:



$$r_o/l_{3e} = 0,25; r_o/l_{3e} = 1; r_o/l_{3e} = 2,25; r_o/l_{3e} = 4; r_o/l_{3e} = 6,25 \quad (2.3)$$

При співвідношенні  $r_o/l_{3e} = 1$ , рух молотків буде хитливим, при  $r_o/l_{3e} = 0,25$  і  $r_o/l_{3e} = 6,25$  молотки виходять конструктивно незручними (дуже довгими чи дуже короткими). С.В. Мельников запропонував [34] розглядати молотковий барабан як подвійний фізичний маятник, у якому першим (круговим) маятником є барабан, а другим – молоток, що працює в полі відцентрових сил. Поряд з вільними барабан робить змушені коливання, обумовлені коливаннями шарнірно підвішених молотків. Для визначення максимального відхилення  $\varphi_{r \max}$  молотка від радіального положення в його відносному русі С.В. Мельников спочатку розглядає [34] молоток як простий фізичний маятник, на який діють відцентрова сила переносного руху, вага молотка, сила тертя у шарнірі, постійно діюча сила опору циркуляційного шару (тут розглядається так названий третій режим роботи молотків), тангенціальна сила інерції відносного руху молотка.

Інтегруючи диференціальне рівняння руху такого маятника

$$J_A \frac{d^2 \varphi_r}{dt^2} = \sum M,$$

і провівши перетворення було одержано, що екстремальні значення кута відхилення молотка:

$$\begin{aligned} \varphi_{r \max 1} &= 0; \\ \varphi_{r \max 2} &= \frac{2 \left[ P_3 \rho + m l_c g - f m \omega_r^2 r_m (r_o + l_c) \right]}{m \omega_r^2 r_o l_c}, \end{aligned} \quad (2.4)$$

де  $m, r_m$  – маса і радіус пальця молотка;

$f$  – коефіцієнт тертя поверхонь отвору і пальця молотка;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с.

При подрібнюванні ячменю дробаркою ДКМ – 0,1 із продуктивністю 0,105

кг/с і силі опору шару матеріалу, віднесеної до одного молотка,  $P_3 = 2 \cdot 10^4$  кг, розрахованої по залежності (2.4) кут  $\varphi_{rmax2} = 1^{\circ}45'$ .

Для виявлення умов, при яких може виникнути резонанс використовують рівняння Лагранжа II роду [35]

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{dT}{\partial q_i'} \right) - \frac{dT}{\partial q_i} = Q_i,$$

де  $T$  – кінетична енергія системи «барабан – молоток»;

$q_i$  і  $q_i'$  - узагальнені координата і швидкість;

$Q_i$  – узагальнена сила.

Прийнявши ряд допущень (синус малого кута дорівнює значенню кута, косинус малого кута дорівнює одиниці; нехтування членами рівнянь, що містять квадрати похідних малих кутів; пропорційність сили опору циркуляційного шару швидкості повітряного шару; нехтування впливом сили ваги), автори статті одержують формулу для визначення частоти  $K_1$  затухаючих коливань барабана, а потім прирівнявши  $K_1$  до частоти  $K_2$  власних коливань одержують вираз для критичної швидкості  $\omega_{e\text{кр}}$ , що відповідає резонансному режиму коливань барабана при робочому ході:

$$\omega_{e\text{кр}} = J_A \sqrt{\frac{C_{\text{кр}}}{(J_o + J_A + 2m_2 l_c r_o + m_2 r_o^2) (J_A m_2 l_c r_o + fr \alpha (J_A + 2m_2 l_{36} r_o)^{-2})}},$$

і на холостому ході, коли  $\alpha=0$  і  $J_o > J_A$ :

$$\omega_{e\text{кр}.x} = \sqrt{\frac{J_A C_{\text{кр}}}{J_o m_2 l_c r_o}},$$

де  $C_{\text{кр}}$  - крутильна жорсткість вала барабана;

$J_o$  і  $J_A$  – моменти інерції мас  $m_1$  і  $m_2$  барабана і молотка щодо своїх

осей  $O$  та  $A$  відповідно;

$r_o$  – відстань між осями  $O$  та  $A$ ;

$l_c$  – відстань від осі підвісу  $A$  до центра мас молотка;

$\alpha$  – коефіцієнт пропорційності між силою опору циркуляційного шару та абсолютною кутовою швидкістю молотка.

Неможливість збігу двох головних частот (і періодів) подвійного математичного маятника була давно доведена і відоме у механіці як парадокс Джорджа Габріеля Стокса (1819...1903 р.р.); головні частоти коливань [4]  $K_1$  і  $K_2$ .

$$K_{1,2} = \sqrt{\frac{g(1+m)}{2l_1l_2}(l_1+l_2) \pm \sqrt{(l_1+l_2)^2 - \frac{4l_1l_2}{1+m}}}$$

При наявності при будь-яких співвідношеннях довжин маятників  $l_1, l_2$  і їхніх мас  $\mu = m_1/m_2$  не можуть бути рівні між собою. Цей парадокс справедливий і для подвійного фізичного маятника [12].

Посилаючись на роботу С.В. Панової і С.В. Мельникова [35] відзначимо, що задача про відносний рух молотків може бути вирішена за допомогою відомого в математиці рівняння Матьє [10]:

$$u'_c + (\delta + e \cos \phi)u_c = 0, \quad (2.5)$$

де  $\theta_c$  і  $\tau$  - незалежні перемінні;

$\varepsilon = g/l_k \omega^2$  – параметр рівняння, що залежить від приведеної довжини молотка  $l_{ze}$  і кутової швидкості барабана  $\omega_e$ ;

$\delta$  - параметр рівняння, що (рис.2.1) являє собою співвідношення (відстані  $r_o$  між осями  $OA$  до довжини  $l_{ze}$  молотка).

На рис. 2.1 представлена карта стійкості. Зони стійкості заштриховані.

Усередині цих зон, будь-яка точка дозволяє знайти відповідну пару значень  $\varepsilon$  і  $\delta$ , по яких за допомогою рівняння (2.5) можна відшукати конструктивні

параметри дробарки.

С.В. Мельников [34] відзначає, що для забезпечення стійкого руху молотка (барабана) розміри  $l_{3\epsilon}$  молотка і  $r_o$  диска рекомендується підбирати за умовою (2.6 або 2.7)

$$r_o = 2,25 l_{3\epsilon} \quad (2.6)$$

$$r_o = 4 l_{3\epsilon} \quad (2.7)$$

Посилаючись на складність, зазначені рекомендації у навчальному посібнику приводяться без висновків.

Якщо з рекомендованих [25, 45, 48, 51,] кутових швидкостей молоткових барабанів прийняти  $\omega_{e \min} = 180 \text{ c}^{-1}$ , прийнявши мінімальну зведену довжину молотка  $l_{3\epsilon \min} = 0,05 \text{ м}$ , то максимальне з можливих значень параметра  $\epsilon$  буде:

Усі точки з ординатою  $\epsilon = 0,006$  і з будь-якою абсцисою лежать у зонах карти (рис.2.1), що цілком погоджується з відзначеним вище твердженням М.М. Гернета, про те, що сили тертя перетворюють механізм барабана практично в незмінну систему.

С.В. Панова [44], відзначила, що за умови  $\theta_1 < \theta_2$ ,  $J_A < J_o$  одного з двох рівнянь, одержаних з рівняння (2.5), саме рівняння відносного руху молотка можна розглядати як незалежне. Аналіз рішення цього рівняння приводить її до таких висновків:

1. В реальних умовах роботи абсолютний резонанс барабана неможливий.

2. Для виконання умов відсутності змушених коливань барабана необхідно, щоб молотки знаходилися в умовах резонансного режиму, "забираючи" при цьому якнайбільше енергії ударного імпульсу ротора, при цьому вони відіграють роль динамічного амортизатора вимушених коливань ротора.

3. Для попередження виникнення додаткових реакцій підшипників через зміщення центра маси всієї системи при резонансних коливаннях при різній кількості осей підвісу молотків має бути виконана умова

$$K_1 / \omega = 2K, \quad (2.9)$$

де  $K_1$  – частота власних коливань молотка;

$$K_1 = \sqrt{\frac{m l_c l_{36}}{J_A}} \cdot \omega_e, \quad (2.10)$$

$K=1, 2, 3$ , –будь яке ціле число.

4. Амплітуда коливань буде максимальною. при  $K=1$ , тобто  $r_o/l_{36} = 4$ .

5. Шарнірне кріплення молотків вигідніше жорсткого, тому що в першому випадку вся ударна енергія молотків використовується з найбільшою ефективністю, не передається на вал барабана і може гасити його крутильні коливання.

Отже, для подальшого вивчення динаміки руху молотка кормодробарки необхідно з'ясувати, чи існує вплив величини значення співвідношення лінійних розмірів радіуса підвісу молотка до його приведеної довжини на параметри коливань молотка, як фізичного маятника.

## 2.2 Умови взаємодії молотків дробарок з матеріалом в системі “молоток – барабан – середовище”

Як вже зазначалось, при сталому режимі роботи дробарки продукт, що надходить через завантажувач, зазнає ударної дії молотків, частково подрібнюється і відкидається до поверхні деки, де проходить подальше руйнування. Обертання ротора з молотками спричиняє переміщення повітряних мас, що сприяє утворенню циркуляційного шару вздовж деки та решета дробарки. Густина цього шару спричиняє силу опору руху молотків, яка різко збільшується в зоні завантаження [14]. Така періодично змінна сила спричиняє коливання молотків на їх осях підвісу відносно радіального

положення, в якому вони утримуються відцентровою силою при обертанні барабана.

Найбільш сприятливі умови для подрібнення в зоні завантаження при прямому ударі, коли зернівка рухається перпендикулярно вектору лінійної швидкості молотка і швидкість удару буде дорівнювати швидкості молотка

По аналогії з математичним маятником в полі сили тяжіння, коли максимальна лінійна швидкість коливального руху центра мас маятника буде при нульовому куті відхилення. При радіальному розташуванні молотка швидкість удару максимальна.

В нашому випадку сила опору продукту в зоні завантаження, що діє один раз за оберт барабана, змушує молоток відхилятися на деякий кут  $-\varphi_r$  в напрямку протилежному обертанню барабана (знак "мінус"). Потім під дією відцентрової сили молоток проходить радіальне положення  $\varphi_r = 0$  і відхиляється в напрямку обертання барабана на кут  $+\varphi_r$ . Такі коливальні рухи повторюються зі зменшенням амплітуди до наступного удару при повороті барабана на кут  $\varphi_e = 2\pi$ .

Розглянемо два граничні випадки – 1) коли молоток здійснює крім цілого числа періодів ще один на півперіод, 2) ціле число періодів коливань.

У першому випадку молоток, пройшовши повний період коливання, відхиляється проти напрямку обертання барабана і повертається в момент удару  $\varphi_e = 2\pi$  у радіальне положення  $\varphi_r = 0$ , тобто робить ще 1/2 періоду коливань (рис. 2.2).

В точках **O**, **A** і **B** діє сила опору середовища в зоні завантаження робочої камери. В аналітичному вигляді це можна записати так:

$$T_e = NT_r + 0,5T_r,$$

або:

$$T_e = (N + 0,5)T_r, \quad (2.11)$$

де  $T_e$  – період обертання барабана на кут  $\varphi_e = 2\pi$ ;

$T_r$  – період коливань молотка;

$N$  – ціле число  $0, 1, 2, 3 \dots$

Враховуючи, що  $T_e = \frac{2\pi}{\omega_e}$ , і  $T_r = \frac{2\pi}{\omega_r}$  з виразу (2.11) після

перетворень одержимо залежність для визначення частоти коливань молотка:

$$\omega_r = (N + 0,5)\omega_e \quad (2.12)$$

Для даної моделі аналітична залежність набуде вигляду:

$$T_e = NT_r, \quad (2.13)$$

Частота коливань молотка в цьому випадку:

$$\omega_r = N\omega_e \quad (2.14)$$

Таким чином, для забезпечення умов найбільш ефективною руйнівної взаємодії молотка і зернівки частота коливань молотка має відповідати умові (2.2).

### 2.3 Закономірності руху молотка кормодробарки

Після удару з порцією подрібнюваного матеріалу молоток відхиляється на деякий кут  $\varphi_r$  від радіального положення, а потім під дією відцентрової сили  $F_e^n$  молоток прагне зайняти радіальне положення вздовж прямої  $OA$ . При цьому, під час повороту ротора на осі обертання  $O$  на кут  $\varphi_e$ , навколо положення відносної рівноваги будуть відбуватися коливальні рухи молотка який шарнірно закріплений на осі  $A$  (рис. 2.4).

Рівняння відносного коливального руху молотка, як фізичного маятника в полі відцентрової сили:

$$J_A \cdot \varepsilon_r = \sum M_i \quad (2.15)$$

Добуток моменту інерції на кутове прискорення відносного руху дорівнює сумі моментів усіх діючих сил відносно осі підвісу молотка:

$$J_A \ddot{\varphi}_r = mgl_{36} \cdot \sin(\beta - \alpha) - m \cdot \omega_e^2 \cdot r \cdot l_{36} \cdot \sin \beta - \mu \cdot m \cdot l_{36}^2 \cdot \dot{\varphi}_r \quad (2.16)$$

де  $J_A$  – момент інерції молотка:

$$J_A = m \cdot l_c \cdot l_{36}; \quad (2.17)$$

$\varphi_r$  – кут відхилення молотка на осі підвісу від радіального положення у відносному русі,

$m$  – маса молотка,

$g$  – прискорення вільного падіння,

$l_c$  – відстань від осі підвісу до центра мас молотка,

$l_{36}$  – зведена довжина молотка,

$\omega_e$  – кутова швидкість переносного руху молотка (кутова швидкість обертання молоткового ротора),

$\omega_r$  – кутова швидкість відносного коливального руху молотка,

$r$  – миттєвий радіус обертання центра мас молотка,

$\mu$  – коефіцієнт опору середовища.

Враховуючи, що  $r \cdot \sin \beta = r_0 \cdot \sin \varphi_r$ , та прийняти  $2n = \mu$ , рівняння набуде вигляду:

$$\ddot{\varphi}_r + 2n \cdot \dot{\varphi}_r + \frac{\omega_e^2 \cdot r_0}{l_{36}} \cdot \sin \varphi_r - \frac{g}{l_{36}} \cdot \sin(\varphi_r - \varphi_e) = 0,$$

де  $n$  – коефіцієнт згасання.

При невеликих кутах допустимо прийняти, що  $\sin \varphi_r \approx \varphi_r$ , тоді :

$$\sin(\varphi_r - \varphi_e) \approx \sin \varphi_r \cdot \cos \varphi_e \approx \cos(\omega_e t) \cdot \varphi_r$$

Відомо, що ці параметричні коливання стійкі, тобто затухаючі, тому немає потреби досліджувати їх на стійкість. Змінним параметром системи "барабан – молоток", яку представляє собою молотковий ротор дробарки, є відцентрова сила інерції, що відіграє роль відновлюючої квазіупругої сили. Для визначення частоти коливань рішення рівняння виду Мат'є шукаємо у



вигляді:

$$\varphi_r = A \cdot e^{-nt} \cdot \sin(\omega_r t + \varphi_0), \quad (2.18)$$

де  $A$  – амплітуда коливань молотка,

$\varphi_0$  – початкова фаза коливань.

Після перетворень і спрощень, порівнюючи коефіцієнти при синусах, одержимо:

$$\omega_r^2 + n^2 = a \cdot (1 - b \cdot \cos \omega_e \cdot t) \quad (2.19)$$

Якщо порівняти силу опору середовища з відцентровою силою, то для дробарок малої продуктивності при подачі близько 100 кг/год при частоті обертання ротора  $\omega_e = 180 \dots 320 \text{ c}^{-1}$  на один молоток припадає порція зерна близько  $10^{-3}$  кілограм, яка одразу після удару розподіляється у повітряно-продуктовому шару по периметру робочої камери. Згідно зроблених допущень, опір середовища не змінює частоти коливань молотка, тому нехтуючи величиною  $\mu$  отримаємо вираз для визначення частоти коливань молотка:

$$\omega_r = \omega_e \cdot \sqrt{\frac{r_0}{l_{36}}} \quad (2.20)$$

Як показує одержана залежність, відношення лінійних розмірів ротора  $r_0$  і  $l_{36}$  визначає частоту коливань молотка при постійній частоті обертання барабана.

Враховуючи умову (2.12) найбільш ефективної руйнівної взаємодії молотка з матеріалом набуває тоді коли (2.20) запишемо:

$$(N + 0,5) \omega_e = \omega_e \cdot \sqrt{\frac{r_0}{l_{36}}},$$

Після спрощення отримаємо співвідношення лінійних розмірів ротора при найбільш раціональному режимі роботи молоткового ротора з шарнірно підвішеними молотками:

$$\frac{r_0}{l_{36}} = (N + 0,5)^2, \quad (2.21)$$

де  $N$  – кількість повних періодів коливань молотка,  $N = 0, 1; 2 \dots$

Одержаний вираз дає змогу визначити конструктивний параметр – показник лінійного співвідношення молоткового ротора  $k_L$ , який впливає на умови ударної взаємодії молотка і зернівки та режим подрібнення.

$$k_L = \frac{r_o}{l_{36}}$$

Задаючи один з лінійних розмірів  $r_o$  або  $l_{36}$  молоткового ротора, маємо можливість визначити конструктивні розміри іншого, причому, виходячи з умов (2.12) і (2.14), можна задавати конструктивно фазу коливань молотка в зоні найбільш ефективної взаємодії молотка і зернівки.

Підставляючи вказані значення  $N$  одержимо відповідні значення співвідношення лінійних розмірів елементів ротора, при яких молоток передає максимальний ударний імпульс, взаємодіючи із зернівкою в зоні завантаження робочої камери:

$$k_L = 0,25, k_L = 2,25, k_L = 6,25 \quad (2.22)$$

Аналогічний аналіз одержаної залежності (2.20) для випадку, коли молоток має мінімальну відносну швидкість, враховуючи залежність (2.4) дає наступні значення після підстановки у рівняння  $k_L = N^2$  при  $N = 1; 2; 3\dots$ :

$$k_L = 1, k_L = 4, k_L = 9 \quad (2.23)$$

Для найбільш широко розповсюджених промислових дробарок (наприклад КДУ-2), приведена довжина нового молотка має значення

$$l_{36} = 0,0768\dots 0,0788 \text{ м} [66].$$

Найбільш вигідним конструктивно є значення  $k_L = 2,25$ , оскільки це мінімальне значення, при якому молоток має максимальну руйнівну силу.

Разом з тим, рекомендоване співвідношення  $\frac{r_o}{l_{36}} = k_L = 4$  теоретично

представляється самим невигідним, оскільки вектор відносної швидкості направлений у протилежну від обертання барабана сторону і тому має найменшу абсолютну швидкість удару і найбільшу амплітуду коливань[44].

## 2.4 Критична швидкість руйнування зернових матеріалів

Кінетична енергія молотка  $E_{к1}$  після удару складається з [4] кінетичної енергії коливального руху молотка на осі  $A$  і кінетичної енергії переносного обертального руху центра мас молотка відносно миттєвого центра обертання  $P$  (рис. 2.5):

$$E_{к1} = \frac{J_A \cdot \omega_m^2}{2} + \frac{m \cdot u_r^2}{2}, \quad (2.24)$$

де  $J_A$  – момент інерції молотка;

$\omega_m$  - кутова швидкість молотка відносно миттєвого центра швидкостей,  $c^{-1}$ ;

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

Кутову швидкість точки  $\omega_m$  визначаємо із залежності:

$$\omega_m = \frac{u_r}{R}, \quad (2.25)$$

де  $R$  - відстань від центра мас до миттєвого центра обертання молотка.

Миттєвий центр швидкостей  $R$  (рис. 2.5) визначається перетинанням двох перпендикулярів, проведених до двох векторів швидкостей  $\vec{v}_e$  і  $\vec{v}_r$  [13]. Оскільки кут  $\varphi_m$  під час удару практично не змінюється, та відстань  $R$  до миттєвого центра швидкостей буде збільшуватися до безкінечності, якщо вважати що  $\varphi_m \rightarrow 0$ .

Виходячи з формули (2.25), одержимо

$$\lim_{\rho \rightarrow \infty} \omega_m = \lim_{\rho \rightarrow \infty} \frac{v_r}{R} = 0 \quad (2.26)$$

Підставляючи отримане значення  $\omega_m$  у формулу (2.25), одержимо

$$E_{к1} = \frac{m \cdot u_r^2}{2} \quad (2.27)$$

Кінетична енергія порції матеріалу після удару, визначається по формулі

$$E_{к2} = \frac{m_3 u_3^2}{2}, \quad (2.28)$$

де  $m_3$  – маса порції матеріалу, що подрібнюється;

$u_3$  – 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 одержимо:

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

де  $k_o$  – коефіцієнт опору середовища.

Тоді  $E_{\Sigma}$  перепишемо у вигляді:

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

або

$$E_{\Sigma} = \left( \frac{m \cdot u_r^2}{2} + \frac{m_3 u_3^2}{2} \right) \cdot \frac{1}{1 - k_o}.$$

Як відомо, за законом збереження енергії кінетична енергія системи до удару дорівнює кінетичній енергії системи після удару[3]:

Одержане рівняння дає змогу теоретично визначити кінетичну енергію молотка при квазіупругому ударі по частці матеріалу масою  $m_3$ . Враховуючи дану теоретичну залежність, представляється можливим визначити енергетичні показники – критичну швидкість руйнування матеріалу та потужність, необхідну для його подрібнення.

В процесі деформації деяка частина енергії розсіюється при внутрішньому терті, а енергія  $\Pi$  накопичується, як потенціальна енергія пружини:

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot E \cdot e^2 \cdot V; \quad (2.33)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу;

$e$  – відносна деформація зразка матеріалу,  $e = \frac{\Delta l}{l}$ ;

де  $\Delta l$  – приріст довжини зразка матеріалу;

$l$  – довжина зразка матеріалу;

$V$  – об'єм зразка матеріалу.

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

$$A_n = \frac{P}{V} = \frac{1}{2} E \cdot e^2,$$

де  $A_n$  – значення питомої роботи.

Оскільки напругу  $\sigma$  в зразку можна виразити

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

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

$$A_{кр} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma_{кр}^2}{E}, \quad (2.34)$$

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

$$\sigma_{кр} = \sqrt{2EA_{кр}}; \quad (2.35)$$

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 (2.32) і (2.34) 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:

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{\sigma_{кр}^2 \cdot l_c^2 \cdot V}{J_A \cdot \left(1 - \frac{m_3(1 - k_e)}{m + m_3}\right)^2 \cdot E}} \quad (2.36)$$

Момент інерції молотка знаходиться з виразу [11]:

$$J_A = m \cdot l_c \cdot l_{зв} \quad (2.37)$$

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

$l_c$  – відстань від осі підвісу до центра мас молотка.

$m$  – маса молотка.

Об'єм порції, що попадає під удар молотка для зернових матеріалів можна записати :

$$V = \frac{p \cdot a \cdot v \cdot h}{6} \cdot z$$

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

$z$  – кількість зернівок, що попали під удар одного молотка.

Для інженерних розрахунків можна спростити (2.36), оскільки:

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

Тоді вираз для знаходження критичної швидкості удару:

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

або:

$$v_{кр} = \frac{\sigma_{кр} \cdot l_c}{k_e} \sqrt{\frac{V}{J_A \cdot E}} \quad (2.38)$$

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,  $m_3$  – масу, розмір зернівки  $a \times v \times h$ ,) та параметри робочого органу ( $J_A$  – момент інерції молотка,  $m$  – масу молотка;  $l_c$  – відстань

від осі підвісу до центра мас молотка,  $l_{36}$  – зведену довжину молотка).

## 2.5 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:

$$P_n = v_{кр} \cdot F \cdot \eta \quad (2.39)$$

де  $P_n$  – потужність на подрібнення матеріалу;

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

$F$  – зусилля руйнування зразка матеріалу;

$z$  – коефіцієнт корисної дії робочого органу.

Підставляючи вираз для визначення критичної швидкості руйнування, і враховуючи, що  $\sigma_{кр} = \frac{F}{S}$ , одержимо:

$$P_n = \frac{F^2}{S} \cdot \eta \cdot \sqrt{\frac{l_c \cdot m_3 \cdot z}{m \cdot l_{36} \cdot E \cdot \rho}} \cdot Z;$$

або:

$$P_n = \frac{F^2 \cdot l_c}{S \cdot k_e} \cdot \sqrt{\frac{V}{J_A \cdot E}} \quad (2.40)$$

де  $S$  – площа поперечного перерізу зразка;

$F$  – зусилля руйнування зразка матеріалу;

$E$  – модуль пружності зернівки;

$c$  – питома вага зернового матеріалу;

$m_3$  – маса зернівки;

$z$  – кількість зернівок, що попали 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 (2.40) дозволяє визначити корисну потужність на подрібнення будь-якого виду зернового матеріалу, якщо відомі його параметри

## 2.6 Умови розділення продуктів подрібнення на класифікаторі

Для порівняльної оцінки якості подрібнення молоткових роторів зі значеннями показника лінійних співвідношень  $\kappa_L = 2,25$  та  $\kappa_L = 4$  та вибору раціональних значень, необхідно теоретично дослідити умови розділення подрібнених часток на ситовому класифікаторі.

З метою встановлення раціональних режимів проведення ситового аналізу на кулісному класифікаторі потрібно визначити основні параметри  $k$  кінематичного режиму приводу, частоту обертання кривошипу  $n_{кр}$  та діапазон кутів  $\varphi$  повороту кривошипу, при яких буде здійснюватись якісне розділення фракцій для різних радіусів  $R$  обертання кривошипу.

З трикутників  $ABO$  та  $ABO_1$  (рис. 2.7) закономірність зміни куту  $\psi$  нахилу куліси  $OA$  до осі  $OO_1$  в залежності від кута  $\varphi$  повороту кривошипу  $O_1A$  визначається рівнянням:

$$\psi = \arctg\left(\frac{R \cdot \sin \varphi}{d + R \cdot \cos \varphi}\right), \quad (2.41)$$

де  $R$  – радіус кривошипу;

$d$  – відстань від осі обертання кривошипу до осі коливання куліси, м.

Кутова швидкість коливання куліси  $\omega$ ,  $c^{-1}$ , визначається рівнянням:

$$\omega = \frac{d\psi}{dt} = \frac{R \cdot (d \cdot \cos \varphi + R)}{R^2 + 2 \cdot R \cdot d \cdot \cos \varphi + d^2} \cdot \omega_{кр},$$

$$\omega = k_I \cdot \omega_{кр}, \quad (2.42)$$

де  $k_I$  – коефіцієнт співвідношення ;

$\omega_{кр}$  – кутова швидкість кривошипу,  $c^{-1}$ .

Кутове прискорення куліси  $\varepsilon$ ,  $c^{-2}$ , визначається рівнянням:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\psi}{dt^2} = \frac{R \cdot d \cdot (R^2 - d^2) \sin \varphi}{(R^2 + 2 \cdot R \cdot d \cdot \cos \varphi + d^2)^2} \cdot \omega_{кр}^2,$$



$$e = k_2 \cdot \omega_{кр}^2, \quad (2.43)$$

де  $k_2$  – коефіцієнт співвідношення .

Дотичне прискорення точки С куліси  $a_c^\tau$ , визначається рівнянням:

$$a_c^\phi = e \cdot c, \quad (2.44)$$

де  $\rho$  – відстань від точки С до осі коливання куліси, м.

Відцентрове прискорення точки С куліси  $a_c^n$ , м/с<sup>2</sup>, визначається рівнянням:

$$a_c^n = \omega^2 \cdot c, \quad (2.45)$$

Усі точки набору сит та частки суміші, які знаходяться на ситах, здійснюють зворотно-поступовий рух і тому мають такі ж траєкторії, швидкості та прискорення, які має точка С (центр шарніру, зв'язаний з кулісою та ситами).

В час руху точки С куліси над лінією  $OO_1$  при  $\psi > 0$  (рис. 2.7) частки будуть рухатись вздовж поверхні сит в напрямку осі X при наступній умові:

$$F_{mp} < P_e \cdot \cos \omega - P_o \cdot \sin \omega, \quad (2.46)$$

$$N = G - P_o \cdot \cos \omega - P_e \cdot \sin \omega, \quad (2.47)$$

Після підстановки значення сил та спрощення умова буде мати наступний вид

$$\frac{\omega_{кр}^2 \cdot c}{g} > \frac{1}{k_3}, \quad (2.48)$$

де  $k_3$  – показник кінематичного режиму роботи приводу, при якому частки будуть рухатись вздовж поверхні сит в напрямку осі X;

$f$  – коефіцієнт тертя частки по поверхні сита;

$$k_3 = \frac{1}{f} \cdot [k_1^2 \cdot (\cos \omega + f \cdot \sin \omega) - k_2 \cdot (\sin \omega - f \cdot \cos \omega)], \quad (2.49)$$

Оптимальні показники  $k$  кінематичного режиму приводу, частоту обертання кривошипу  $n_{кр}$  та діапазон кутів  $\varphi$  повороту кривошипу, при яких буде здійснюватись раціональний кінематичний режим, для різних радіусів  $R$  обертання кривошипу при визначенні гранулометричного складу подрібнених

зернових кормів необхідно визначити експериментально.

## 2.7 Висновки по розділу

1. В результаті проведення кінематичного аналізу складного руху молотка теоретично визначено закономірності (2.18), (2.20), що дозволяють задати параметри коливань конструктивно, виходячи з умов найбільш ефективної ударної взаємодії молотка і зернівки.

2. Показник лінійних співвідношень  $\kappa_L$  характеризує залежність абсолютної швидкості удару молотка від лінійних розмірів елементів молоткового ротора.

3. Для малогабаритних дробарок критична швидкість руйнування зернових матеріалів і потужність на подрібнення визначаються залежностями (2.38) і (2.40) з урахуванням фізико-механічних властивостей матеріалу та параметрів робочого органу.

4. Для перевірки робочої гіпотези про те, що підвищення ефективності роботи молоткової дробарки може бути досягнуто встановленням раціонального значення показника лінійних співвідношень, при виконанні експериментальної частини необхідно:

- Розробити методику та обладнання для експериментального визначення параметрів молотка;
- Визначити зміну параметрів молотка в процесі зношування та вплив цих змін на динаміку руху молотка;
- Експериментально перевірити вплив показника лінійних співвідношень на динаміку руху молотка при значеннях  $\kappa_L=4$  та  $2,25$ , а також на проміжних значеннях  $\kappa_L=3$  та  $\kappa_L=1,5$ ;
- Уточнити методику визначення якості подрібнення з метою порівняння технологічних режимів подрібнення при значеннях  $\kappa_L=4$  та  $2,25$ ;
- Визначити критерій порівняльної оцінки і провести аналіз ефективності подрібнення зернових матеріалів молотковими дробарками з урахуванням зоотехнічних вимог до крупності часток і потужності на подрібнення.

- Провести математичну обробку результатів експерименту та визначити раціональні значення показника лінійних співвідношень  $k_L$ .

### 3 Програма та методика експериментальних досліджень

#### 3.1 Програма експериментальних досліджень

Метою проведення експериментальних досліджень є підтвердження або спростування визначених в даній роботі теоретичних положень та закономірностей відносного руху молотка кормодробарки, впливу показника лінійних співвідношень на технологічний режим подрібнення та визначення зміни даного показника в процесі зношування молотків при експлуатації молоткової дробарки.

Для експериментальної перевірки вибрано методики лабораторних досліджень, вимірювальні пристрої та обладнання. Програма експериментальних досліджень передбачала:

- перевірку достовірності теоретичних залежностей відносної швидкості молотка від показника лінійних співвідношення ротора співставленням результатів теоретичних і експериментальних досліджень;
- математичну обробку результатів експериментів і встановлення раціональних параметрів молоткового ротора кормодробарки;
- визначення параметрів, які погіршують ефективність роботи ротора кормодробарки в результаті зношування в процесі роботи;
- порівняльну оцінку ефективності роботи молоткового ротора при значеннях показника лінійного співвідношення ротора ( $k_L$ ) 2,25 і 4.

Теоретичні дослідження по обґрунтуванню раціональних технологічних параметрів подрібнення зернових кормів молотковими дробарками проводилися з деякими допущеннями. Тому з метою уточнення даних параметрів, для виконання програми експериментальних досліджень були визначені наступні вихідні положення і напрямки проведення лабораторних досліджень та виробничих випробувань:

1. Використовувати значення моменту інерції як показник ступеню зношування молотків в процесі роботи дробарки, для цього необхідно

визначити вимірюванням:

- а) положення центра мас;
- б) масу молотка;
- в) приведену довжину молотка.

2. Встановити кінематичні параметри молотка при значеннях коефіцієнту лінійних співвідношень  $k_L = 1,5; 2,25; 3; 4$ :

- а) кута відхилення перед ударом;
- б) швидкості молотка перед ударом.

3. Вибрати методику визначення якості подрібнення молотковими дробарками при вказаних значеннях показника лінійних співвідношень;

4. Визначити енергетичні показники процесу подрібнення на експериментальній молотковій дробарці та провести порівняльний аналіз ефективності роботи вдосконаленого робочого органу;

5. Провести математичну обробку експериментальних даних та встановити інтервал раціональних значень параметрів ротора з шарнірно закріпленими молотками малогабаритної зернової кормодробарки.

### 3.2 Умови проведення експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження проводилися з метою уточнення кінематичних параметрів молоткових робочих органів у процесі роботи дробарки, технологічних параметрів процесу подрібнення зернових кормів, а також з метою перевірки виконаних нами теоретичних досліджень.

Дослідження проводилися на базових лабораторіях Інституту кормів та Інституту механізації тваринництва НААН .

### 3.3 Обладнання і методика визначення характеристик молотків

Масу молотків визначали шляхом зважування на терезах лабораторних 4 класу моделі ВЛКТ – 500 г з механізмом компенсації тари, перевірених по ГОСТ 8.228-77, що відповідають ТУ 25. 06. 1101 – 79. Зважування проводилися

з погрішністю при вимірюванні  $\pm 20$  мг при температурі  $20 \pm 5^\circ \text{C}$  і відносній вологості в межах від 30 до 80 %.

Центр мас нових та зношених молотків визначали [17,19], як точку **ЦМ** перетину двох центральних осей **AB** і **CD**, положення яких знаходили по двом рівноважним положенням молотка на призмі (рис. 3.1).

Зведена довжина молотка  $l_{36}$  визначається по залежності :

$$l_{36} = \frac{J_A}{m \cdot l_c}, \quad (3.1)$$

де  $J_A$  – момент інерції молотка;

$m$  – маса молотка;

$l_c$  – відстань від осі підвісу до центра мас молотка.

Відстань від осі підвісу до центра маси молотка  $l_c$ , визначається по формулі:

$$l_c = \sqrt{x_c^2 + y_c^2}, \quad (3.2)$$

де  $x_c, y_c$  – координати центра мас молотка.

Аналітичні методи визначення величин моментів інерції і приведених довжин деталей складної конфігурації трудомісткі, тому для цієї мети звичайно застосовують різні експериментальні методи [68]. На рис. 3.2 приведено опис методу і приладу, розроблених і використаних для визначення приведених довжин і моментів інерції складних і різноманітних за формою зношених молотків подрібнювачів. Метод заснований на використанні явища резонансу.

Зведена довжина  $l_{36}$  фізичного маятника визначається як довжина маятника порівняння, а момент інерції  $J_A$  обчислюється по залежності

$$J_A = m \cdot l_c \cdot l_{36} \quad (3.3)$$

де  $m$  – маса молотка, кг;

$l_c$  – відстань від осі підвісу до центра мас молотка, м;

$l_{36}$  - зведена довжина молотка, м.

В приладі для визначення приведеної довжини виробу масштабна лінійка виконана у вигляді лімба з канавкою для укладки нитки, нерухомо встановленого на осі механізму регулювання довжини нитки, а вушко для вільного вертикального проходження нитки встановлено на осі з оправкою для кріплення виробу.

### 3.4 Методики проведення досліджень

У зв'язку з незначністю опорів поворотів осі і дуже малими масами нитки і кульки маятник установки з достатнім ступенем точності можна прийняти за математичний, а відстань від осі пальця до центра кульки рівним приведеній довжині молотка.

При русі в циркуляційному шарі робочої камери відбувається безліч зіткнень молотка з твердими частками шару, але вони менш інтенсивні, мають безладний, хаотичний, неперіодичний характер. Зіткнення ж молотків з порціями матеріалу, що надходять у камеру, мають періодичний характер, що визначає коливання молотка. Тому дослідження періодичних коливань маятника проведені з одною пластиною.

Експеримент проводився в наступній послідовності.

Відстань  $r_o$  від осі обертання диска до осі підвісу маятника у всіх дослідах цієї серії постійна і дорівнює 0,09 м. Довжина  $l_{36}$  маятника послідовно встановлювалась рівною 0,0225; 0,030; 0,040; 0,060 м, що відповідало значенням показника лінійного співвідношення  $k_L$  4; 3; 2,25; 1,5. З метою збереження постійної величини кінетичної енергії кульки при удару на різних довжинах маятника кутові швидкості обертання  $\omega_e$  диска підбиралися так, щоб

величина кінетичної енергії  $\frac{mv^2}{2} = \frac{m \cdot (r_o + l_{36})^2 \omega_e^2}{2}$  була постійною.

Для маятника довжиною  $l_{36} = 0,030$  м прийняте  $\omega_{e30} = 104,7 \text{ c}^{-1}$  (відповідне  $n = 1000$  об/хв), відповідно прийняті  $\omega_{e22,5} = 111,7 \text{ c}^{-1}$ ,  $\omega_{e40} = 96,6 \text{ c}^{-1}$ ,  $\omega_{e60} = 83,8 \text{ c}^{-1}$ ,  $\omega_{e90} = 69,8 \text{ c}^{-1}$ .

З маятником довжиною  $l_{36} = 0,040$  м ( $k_L = 2,25$ ) досліди проведені також при кутових швидкостях обертання  $\omega_e = 733; 104,7; 125,6; 175,1 \text{ c}^{-1}$ . При прийнятих

значеннях  $\omega_{e30}$  відцентрова сила маси кульки маятника більше сили ваги в:

$$\frac{m(r_o + l_{36})^2 \omega_e^2}{2} = \frac{(0,09 + 0,03) \cdot 104,8^2}{9,81} \approx 13,7 \text{ раз,}$$

у зв'язку з чим коливання, викликані змінами моменту гравітаційних сил ваги маятника при його обертанні, настільки незначні, що в дослідах, проведених без удару кульки об пластину (пластина опущена), відхилення маятника від радіально-рівноважного стану в усіх положеннях осі підвісу не були помічені.

Якість подрібнення зерна визначалася по ГОСТ 134986.8 – 72 “Комбикорма. Методы определения крупности размола и содержания неразмолотых семян культурных и дикорастущих растений” [16]. При цьому у пробі масою 100 г допустимі норми втрат не повинна перевищувати 1 %, розбіжність в одному й тому ж зразку  $\pm 0,1$  % а між контрольним і арбітражними аналізами  $\pm 0,2$  %.

Класифікатор для проведення гранулометричного аналізу зернової суміші (рис. 3.4) складається з мотор-редуктора (електродвигун постійного струму типу *2ПП–40* потужністю  $N_e=70\text{Вт}$ , нормальною частотою обертання валу  $n_e=4100\text{об/хв}$  та черв'ячний редуктор з передавальним числом  $U=51$ ); насадженого на його вал кривошипа з пальцем; куліси, у прорізі якої знаходиться палець кривошипу; паралелограмного механізму, ведучою ланкою якого є продовження куліси, вертикальною ланкою, що поступально рухається – набір лабораторних сит, механізму кріплення сит, горизонтальною веденою ланкою – коромисло, нерухомою ланкою – стійка. Ланки паралелограмного механізму між собою шарнірно з'єднані пальцями. Конструкція механізму кріплення дозволяє легко та швидко знімати набір сит, змінювати кількість сит у ньому.

Для оцінки ефективності роботи кормодробарки доцільно ввести узагальнюючий показник, що відображає не тільки вміст кондиційних часток у загальній масі подрібненої суміші, а й питомі витрати енергії на подрібнення.

Вони, як відомо, визначаються [50, 67]:

$$\Pi_E = \frac{N \cdot t}{m}, \quad (3.8)$$

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:

$$E_p = \frac{\Pi_E}{K_{opt}} \quad (3.9)$$

Показник ефективності роботи кормодробарки прямо пропорційно залежить від енергоємності процесу і обернено коефіцієнта якості подрібнення та вказує, яка потужність витрачено на виробництво одного кілограма часток з кондиційними розмірами [кВт год/кг]. Більш раціональним буде той режим подрібнення, при якому відносний показник ефективності матиме менше значення.

Виконання фізичного маятника у вигляді сталевого пластинчатого молотка виключає похибку від еластичності нитки фізичного маятника, що наближує умови проведення експерименту до відповідного процесу у молотковій кормодробарці.

Стенд для дослідження процесу роботи молоткової дробарки (рис. 3.5) містить корпус 1, де встановлено електродвигун постійного струму 2, на одному кінці вала 3 якого закріплено диск 4 з віссю 5, на якій навішений фізичний маятник у вигляді пластинчатого молотка 6. На диску 4 розміщена шкала 7 для визначення кутових відхилень молотка 6. Зона обертання диска 4 захищена циліндричним кожухом 8 з горловиною 9 для завантаження кормів у верхній частині та прозорою передньою стінкою 10, на якій є шкала 11 для визначення товщини шару зернових кормів. На вільному кінці вала 3 встановлено механізм замикання контактів 12 стробоскопічної лампи 13 і тахогенератор 14, пов'язаний з вольтметром 15 для визначення частоти обертання вала двигуна 2, що живиться від джерела постійного струму 16.

Джерело живлення дає можливість змінювати напругу (частоту обертання ротора) та приладом 17 вимірювати потужність, затрачену на подрібнення при значенні показника лінійного співвідношення  $\kappa_L=2,25$  та  $\kappa_L=4$ .

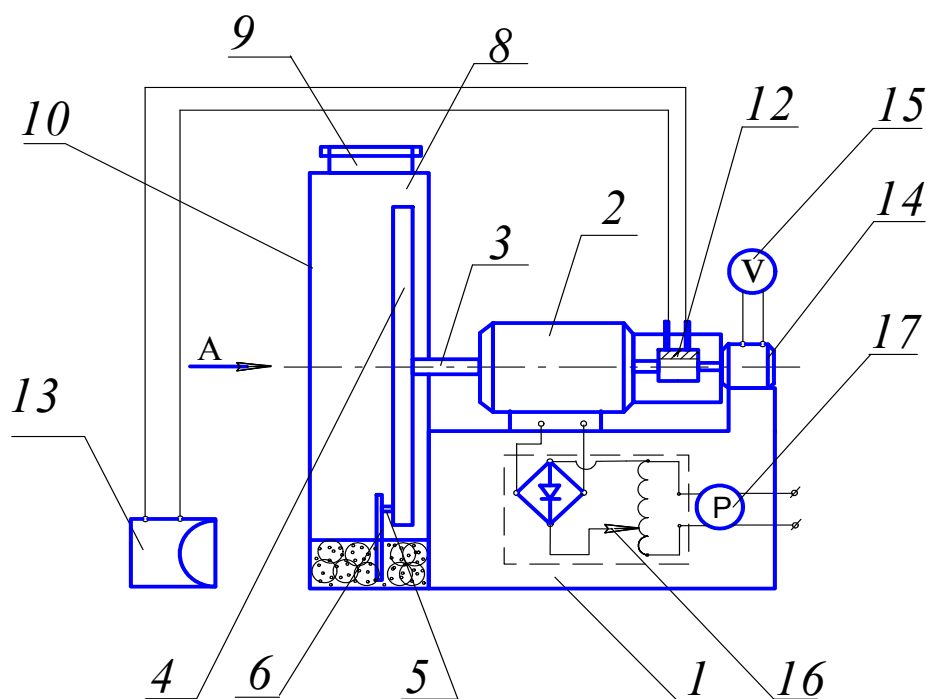
На вісь 5 шарнірно кріпиться фізичний маятник у вигляді пластинчатого молотка 6. Подаючи напругу від джерела живлення 16 на електродвигун 2, встановлюємо частоту обертання диска 4 згідно програми експерименту, і



контролюємо швидкість обертання вольтметром 15, ввімкненим у ланцюг тахогенератора 14. Відхилення молотка 6 при взаємодії з шаром зернових кормів, що завантажені у циліндричний кожух 8 з прозорою стінкою 10 визначаємо по шкалі 7 при вмиканні стробоскопу 13.

Положення точки зняття показань відносно місця контакту “молоток – матеріал” вибирається поворотом механізму вмикання 12 відносно осі обертання вала 3 електродвигуна 2.

Затрачену в процесі роботи стенду потужність при різних технологічних режимах вимірюємо приладом 17. Встановлення прозорої передньої стінки 10 дає можливість візуального спостереження за динамікою руху фізичного маятника у вигляді пластинчатого молотка 6 зі зняттям показань його кутових відхилень при взаємодії з шаром зернових кормів при обертанні диска 4. Використання приладу 17 дає можливість визначити потужність при роботі стенда на різних технологічних режимах при значенні показника лінійного співвідношення ротора  $\kappa_L=2,25$  та  $\kappa_L=4$ .



Вид А

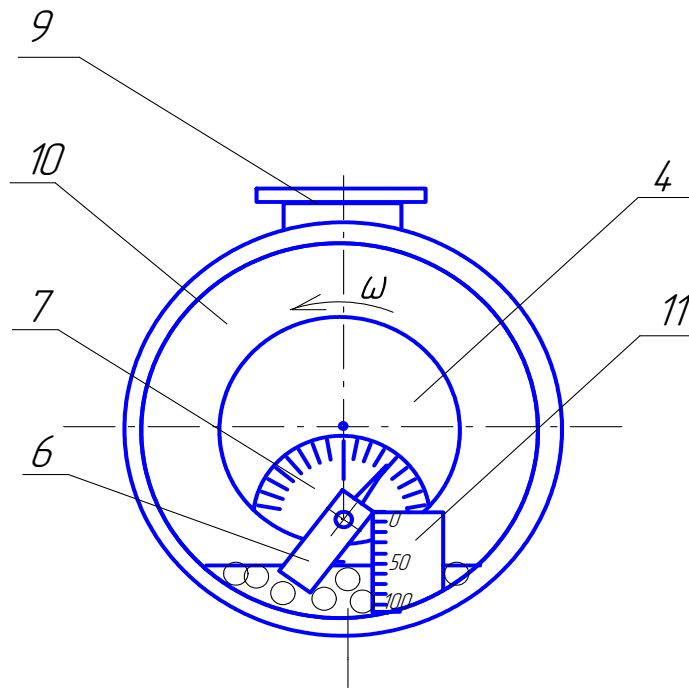


Рисунок 3.5- Схема стану для дослідження роботи молоткової дробарки:  
 1- корпус, 2- електродвигун, 3- вал, 4- диск, 5- вісь маятника, 6- молоток,  
 7- шкала кутів відхилень, 8- кожух, 9- горловина, 10- передня стінка,  
 11- шкала товщини шару, 12- механізм замикання контактів. 13-  
 стробоскоп, 14- тахогенератор, 15- вольтметр, 16- джерело живлення, 17-  
 прилад К- 505.

Для проведення порівняльного аналізу розроблено і виготовлено експериментальну малогабаритну дробарку з шарнірно закріпленими молотками, що застосовується для здрібнювання зернових матеріалів .

Основними частинами даної конструкції є: робоча камера, живильні і відвідний патрубків, молотковий ротор, електродвигун, клинопасова передача і рама (рис. 3.6).

Корпус 3 робочої камери закритий з однієї сторони фланцем, на якому закріплена маточина 17 з двома радіальними підшипниками, а з іншої сторони кришкою 4. Для подачі зернової маси у верхній частині корпусу встановлений на опорному фланці 12 живильний патрубків 1 діаметром  $\varnothing 0,1$  м і висотою  $L = 0,410$  м. На живильному патрубку встановлене мірне скло зі шкалою для візуального визначення подачі матеріалу.

Ротор дробарки складається з вала із фланцем, втулки із привареними до неї двома планками 15, двох пальців 14 з набором молотків 16 і дистанційних втулок. Втулку ротора на валу утримують два циліндричних штифти діаметром 8 мм. Палець 14, вільно вставлений в отвори планок 15, фіксується від осьового зсуву голівкою і стопорним кільцем. На кожному з пальців розміщено по 10 молотків і стільки ж дистанційних втулок. Молотки узяті з комплекту дробарки КДУ-2. На пальцях молотки і втулки розміщені в шаховому порядку, що забезпечує при обертанні ротора повне перекриття молотками внутрішньої поверхні дробильної камери.

Для приводу дробарки встановлено електродвигун 7 номінальною потужністю  $N_{\text{эл}} = 3$  кВт і частотою обертання валу  $n = 1410$  хв<sup>-1</sup> (тип АОС-42). Зусилля від вала двигуна передається роторові дробарки клинопасовою передачею 6. Діаметр ведучого шківa складає  $\varnothing 0,148$  м, веденого  $\varnothing 0,088$  м. Натяг ременя регулюють переміщенням двигуна по рамі. Клинопасова передача закрита захисним кожухом 5.

### 3.6 Обробка експериментальних даних

Обробка результатів експериментальних досліджень коливань молотка кормодробарки проводилась згідно встановлених методик обробки експериментальних даних [10].

В результаті виконання експерименту одержані значення відхилень фізичного маятника на осі, що обертається за один оберт барабана з кроком  $20^\circ$  у трьохкратній повторності. Для побудовання графіків відхилення маятників зі значеннями показника лінійного співвідношення  $k_L = 4; 3; 2,25; 1,5$  вираховані середньоарифметичні значення відхилень при кутах повороту барабану від  $0^\circ$  до  $360^\circ$  з кроком  $20^\circ$  за формулою:

$$\bar{\varphi}_r^i = \frac{\sum \varphi_r^i}{3} \quad (3.10)$$

де  $\bar{\varphi}_r^i$  і  $\sum \varphi_r^i$  – середнє значення і сума значень відхилення маятника відповідно при заданому куту повороту барабана  
 $3$  – кількість повторностей.

В одержаних графіках знаходимо значення амплітуди  $A$ , початкового

кута відхилення маятника  $\varphi_0$ , зміщення амплітуди коливань  $\alpha$  та періоду коливань маятника  $T_r$  (рис. 3.7).

Частоту вимушених коливань визначаємо :

$$\omega_r = \frac{2\pi}{T_r}, \quad (3.13)$$

Підставивши одержані початкові умови у формулу руху молотка 2.18, отримаємо теоретичні значення відхилень з метою перевірки достовірності введеної закономірності. По одержаним точкам побудовано графіки середньоарифметичних експериментальних та теоретичних значень відхилень при значеннях показника лінійного співвідношення:  $k_L = 4$ ;  $k_L = 3$ ;  $k_L = 2,25$ ;  $k_L = 1,5$ .

Відносна швидкість молотка, враховуючи вираз (2.8), буде:

$$v_r = \omega_r \cdot l_{36}. \quad (3.14)$$

Збільшення радіального зазору при відхиленні маятника від радіально-рівноважного положення можливо обчислити як різницю між розміром приведеної довжини і її проекцією на радіальну вісь при відхиленні на кут  $\varphi$  :

$$\sigma_r = l_{36} - l_{36} \cdot \cos \varphi_r \quad (3.15)$$

або:

$$\sigma_r = l_{36} (1 - \cos \varphi_r) \quad (3.16)$$

Оскільки, найбільш сприятливі умови подрібнення будуть, коли відносна швидкість молотка максимальна, а відносний зазор наближений до нуля, відображення узагальнюючих графіків відносної швидкості та зазору при заданих показниках лінійного співвідношення дасть змогу визначити найбільш раціональне значення параметра  $k_L$ .

Результати вибору методики експериментальних досліджень, описання вимірювальних пристроїв, обладнання та експериментальних установок опубліковані в наукових фахових виданнях [41].

## 4 Результати теоретичних та експериментальних досліджень

### 4.1 Теоретичні дослідження відносного руху молотка

На основі теоретичної залежності для визначення відносної швидкості фізичного маятника на осі, що обертається, побудовано в графічному вигляді динаміку зміни відносної швидкості молотка за один оберт ротора при наступних значеннях показника лінійного співвідношення ротора:  $\kappa_L=1,5$ ;  $\kappa_L=2,25$ ;  $\kappa_L=3$ ;  $\kappa_L=4$ .

Крива, побудована за експериментальними даними, підтверджує висновок М.М.Гернета про "хитливість" руху молотка при значеннях радіуса підвісу, близьких до приведеної довжини молотка (тобто показник ротора  $\kappa_L=1,5$ ); оскільки крім визначених, спостерігається ще й "накладення" коливань з малою амплітудою і високою частотою (вібрація).

Аналогічне дослідження кривої  $\kappa_L=3$  (рис. 4.1) показує, що молоток в момент удару при  $\varphi_e = 360^\circ$ , пройшовши радіальне положення ( $v_r = \mathit{max}$  між  $\varphi_e = 320^\circ$  і  $\varphi_e = 340^\circ$ ), наближається до максимального кута відхилення ( $v_r \rightarrow 0$ ), відповідно зменшуючи енергію удару (ділянка між  $\varphi_e = 340^\circ$  і  $\varphi_e = 360^\circ$ ).

Значення кривої  $\kappa_L=4$  (рис.4.1) після проходження максимального кута відхилення ( $v_r = 0$  між  $\varphi_e = 280^\circ$  і  $\varphi_e = 300^\circ$ ) досягає екстремуму ( $v_r = \mathit{min}$  між  $\varphi_e = 320^\circ$  і  $\varphi_e = 340^\circ$ ), що свідчить про проходження радіального положення, і на ділянці між  $\varphi_e = 340^\circ$  і  $\varphi_e = 360^\circ$ , тобто в момент перед ударом, молоток рухається до положення максимального кута відхилення в бік, протилежний напрямку удару.

Аналіз показує, що лише при значенні показника лінійного співвідношення  $\kappa_L=2,25$  (рис. 4.1) вектор відносної швидкості молотка направлений в сторону удару, значення його наближається до максимуму, відповідно відносний зазор близький до мінімального значення.

Співставлення результатів теоретичних та експериментальних досліджень

шляхом накладення графіків (додаток Б) підтверджує достовірність одержаних математичних залежностей, оскільки розсіювання дослідних даних відносно теоретично визначених за формулами (2.18) і (2.19) не перевищувало допустимої межі 33%. Коефіцієнт варіації складав не більше 23,6 %.

З метою визначення впливу переносної швидкості ротора на параметри коливань фізичного маятника проведено серію експериментів при значенні приведеної довжини фізичного маятника  $l_{зв} = 0,04$  м, що при значенні радіуса підвісу  $r_o = 0,09$  м відповідає параметру показника лінійного співвідношення ротора  $k_L = 2,25$ .

Точками відмічені значення кута відхилення ( $\varphi_r$ ) фізичного маятника при вказаних кутових швидкостях ( $\omega_e$ ) обертання ротора з кроком  $\varphi_e = 20^\circ$ , по яким проведено апроксимуючі поліноміальні криві шостого ступеню, величина достовірності апроксимації у межах  $R^2 = 0,95 \dots 0,99$ .

Зменшення амплітуди коливань відбувається пропорційно збільшенню частоти обертання ротора за рахунок зростання відцентрової сили.

На дослідженому діапазоні частоти обертання ротора ( $n$ ) від 700 до 1500 об/хв., або  $\omega_e = 73,3 \dots 157$  с<sup>-1</sup> спостерігається зниження амплітуди коливань, дана закономірність описується поліномом третього ступеню (рис.4.3)  $y = -0,0003x^2 - 0,0403x + 20,159$ , величина достовірності апроксимації становить  $R^2 = 0,99$ .

Зменшення амплітуди коливань не зменшує значення відносної швидкості фізичного маятника перед ударом (рис. 4.4).

При підвищенні швидкості обертання ротора зменшення значення кута відхилення відбувається менш інтенсивно, ніж час проходження контрольних точок повороту ротора. Середня швидкість перед ударом на ділянці  $\varphi_e = 320 \dots 360^\circ$  становить  $v_r = 0,9 \dots 1,2$  м/с при значенні зведеної довжини фізичного маятника  $l_{зв} = 0,04$  м.

В процесі проведення експерименту були визначені параметри молотків, як нових, так і зношених.

Серед пакетів спрацьованих молотків були пошкоджені попаданням у камеру подрібнення сторонніх твердих предметів. Візуально це визначалося за зламами робочої грані і різкими відхиленням форми робочої грані від логарифмічної спіралі. Це свідчить про порушення технологічного процесу очистки зерна перед подрібненням, і такі молотки не досліджувалися.

При подрібненні зернових матеріалів зменшення маси молотків проходить практично за лінійною залежністю, і становить при послідовному зношуванні чотирьох граней молотків дробарки АВМ – 1,5 – 23,1 %, для молотків дробарки КДУ – 2 – 30,5 %.

Особливо це помітно при спрацюванні першої робочої грані на молотках, що мають більший лінійний розмір по довжині та більшу приведену довжину. На молотках АВМ – 1,5 (приведена довжина нового молотка становить 101,8 мм) середнє значення відстані від осі підвісу до центра мас при зношуванні однієї робочої грані зменшується на 16,1%, тоді як для молотка КДУ – 2 (середня приведена довжина нового 76,5 мм) відстань до центра мас зменшується не більш ніж на 1,3 %. Це вказує на те, що умови балансування молоткового ротора з молотками КДУ – 2 більш вигідні, оскільки при роботі не виникає дисбалансу, викликаного невірноваженістю хитних мас.

#### 4.2 Зміна розмірів молотків та моменту інерції в процесі зношення

Зміна маси та центра мас веде до порушення початкової приведеної довжини молотків. Результати експериментальних досліджень приведені на рис. 4.7.

З побудованих графіків видно, що в процесі зношування однієї та двох робочих граней приведена довжина молотків подрібнюючого апарату АВМ – 1,5 збільшується на 1,2 %, а при роботі на третій та четвертій грані має тенденцію до зменшення на 12,6 % відносно початкового значення

Для молотків дробарки КДУ – 2 аналіз показує, що зношування

першої та другої робочої грані збільшує приведену довжину до 10,5 %. При перестановці на роторі і роботі на третій і четвертій гранях приведена довжина зменшується на 27 %, що призводить до різкого збільшення передачі ударних імпульсів на вал ротора дробарки і, як наслідок, дострокового виходу з ладу підшипникових вузлів. Крім того, зменшення приведеної довжини збільшує згідно (2.28) і (2.30) значення потрібної критичної швидкості руйнування зерна і потужності, яку необхідно затратити.

Зміна розмірно – масових характеристик молотків призводить до зменшення моменту інерції молотка порівняно з початковим значенням, про що свідчать результати, приведені на рис. 4.8. Це означає (з формули 2.28), що для збереження початкових умов роботи кормодробарки в процесі зношування молотків необхідно підвищувати критичну швидкість удару шляхом збільшення частоти обертання вала молоткового ротора, що за виразом 2.30 вимагає збільшення витрат потужності для забезпечення розрахункового технологічного режиму і якості подрібнення.

Для молотків КДУ - 2 з меншою початковою приведеною довжиною процес характеризується постійним зменшенням значення до 60 % від початкового при спрацюванні чотирьох граней. Для молотків АВМ – 1,5 характерним є різке зменшення на 25 % моменту інерції при спрацюванні однієї грані, при перестановці та роботі другої грані відбувається часткове відновлення і далі поступове зниження до 33 % від початкового значення.

За результатами теоретичних та експериментальних досліджень була складена програма для визначення параметрів зношених молотків за допомогою ЕОМ. Для визначення параметрів зношеного молотка достатньо зафіксувати та внести до ПК значення радіус – векторів зношеної грані, товщину та початкові розміри нового молотка.

Результати, розраховані за допомогою ЕОМ та визначені експериментально були порівняні між собою і приведені у додатку Д (табл. Д.1). Ця програма значно скорочує час на визначення вищевказаних параметрів та спрощує проведення досліджень



При обчисленні параметрів молотка за допомогою програми відхилення від експериментальних даних складає від 0 до 4,18 % , середньоарифметична похибка становить для визначення приведеної довжини молотків дробарки АВМ – 1,5 – 1,71 % , моменту інерції 2,57 % , положення центра мас 2,79 % , що цілком прийнятно для інженерних розрахунків.

#### 4.3 Визначення раціональних параметрів ротора кормодробарки

Середні значення відхилень фізичного маятника при показниках лінійного співвідношення ротора  $k_L$ , що дорівнює 1,5; 2,25; 3; і 4 у графічному вигляді наведені у додатку Б. Теоретичні значення параметрів коливань які визначені згідно умов проведення експерименту, що приведені у табл. Б.2.1 за методикою, описаною у розділі 3 приведені там же.

Як показали результати експериментальних і теоретичних досліджень (додаток Б), значення відносної швидкості молотка безпосередньо перед ударом зростає зі збільшенням показника  $k_L$  лінійного співвідношення ротора до деякого значення, а потім різко знижується до від'ємного (рис.Б.1.2, Б.1.6, Б.1.10, Б.1.14, додаток Б.1).

Для дослідження відміченої залежності  $v_r = f(k_L)$  по осі абсцис були відкладені значення показника лінійного співвідношення ротора  $k_L$ , а по осі ординат – значення відносної швидкості фізичного маятника в момент перед ударом. При з'єднанні одержаних точок кривою було одержано графік залежності відносної швидкості фізичного маятника (безпосередньо перед ударом) від значення показника лінійних співвідношень, рис

Вирішенням даної залежності є рівняння параболічної кривої, що проходить через усі точки, що визначені на графіку:

$$L_3(x) = 0,164x^3 + 0,511x^2 + 0,607x - 1,199 \quad (4.1)$$

Похибка складає:

$$\sum (y_i - \hat{y}) = 5,41 \cdot 10^{-6}$$

Середня похибка буде:

$$\sigma = \frac{\sum}{4} = 1,35 \cdot 10^{-6}$$

Для виявлення найбільш раціонального співвідношення (при якому відносна швидкість буде найбільша) необхідно дослідити функцію на екстремум. Для цього треба взяти похідну і прирівняти її до нуля, щоб знайти стаціонарні точки першого роду. Далі досліджуємо знак похідної на інтервалах. Якщо функція міняє знак з "плюса" на "мінус" то в цій точці існує максимум.

$$y' = -0,4923x^2 + 1,0238x + 0,6072 \quad (4.2)$$

Проте, поліном Лагранжа дає найбільшу точність по краях кривої, тому для уточнення є сенс зробити апроксимацію функції  $v_r = f(k_L)$ , скористатися методом найменших квадратів, коли криві не обов'язково проходять через усі дослідні данні. Із родини кривих третього порядку вибирається та, що дає мінімальну похибку.

Рішенням буде рівняння виду:

$$\hat{y} = ax^3 + bx^2 + cx + d$$

При цьому сума квадратів відхилень або функція

$$S(a,b,c,d) = \sum (y - ax^3 - bx^2 - cx - d)^2 \rightarrow \min$$

Для дослідження на екстремум візьмемо похідну від отриманої функції:

$$y' = -0,55005x^2 + 1,355432x + 0,161397 \quad (4.4)$$

$$D = 1,7105, \text{ тоді } x_1 = 2,42, \quad x_2 = 0,04$$

Максимум функції знаходиться в точці 2,42, де функція міняє знак з "плюса" на "мінус" (рис. 4.10, а).

Отже, як показали результати теоретичних досліджень та експериментальні дані, раціональні значення показника лінійного співвідношення молоткового ротора лежать у межах від 2,25 до 2,42, оскільки за межами визначеного інтервалу спостерігається зміна напрямку вектора відносної швидкості

молотка, що спричиняє порушення технологічного режиму роботи дробарки. В розкодованому вигляді після спрощень кореляційну залежність  $v_r = f(k_L)$  відносної швидкості удару молотка від значення показника лінійного співвідношення ротора можна записати:

$$v_r = -0,183k_L^3 + 0,677k_L^2 + 0,161k_L - 0,825 \quad (4.5)$$

де  $v_r$  – відносна швидкість молотка безпосередньо перед ударом;

$k_L$  – показник лінійного співвідношення ротора з шарнірно закріпленими молотками,  $k_L = 2,25 \dots 2,42$ .

Отримані значення показника рекомендується враховувати при розробці нових конструкцій роторів молоткових дробарок у навчальному та виробничому процесі.

#### 4.4 Визначення раціональних режимів роботи молоткових дробарок

Як було визначено попередніми дослідженнями, енерговитрати та якість подрібнення залежать від показника лінійних співвідношень ротора молоткової дробарки. По результатам теоретичних досліджень більш раціональним визнано  $k_L=2,25$ . Для остаточного висновку було проведено серію випробувань на експериментальній молотковій дробарці зі змінними роторами при  $k_L=2,25$  та  $k_L=4$ .

Результати експериментальних досліджень представлені у вигляді графіків витрат потужності, що необхідна для подрібнення зерна пшениці при подачі, яка відповідає продуктивності дробарки від 60 до 120 кг/год. Як видно з графіків на рис. 4.16, потужність на подрібнення при  $k_L=2,25$  дещо менша на всьому діапазоні досліджених режимів ніж при  $k_L=4$ . Різниця витрат потужності на досліджених діапазонах продуктивності від 60 до 120 кг/год, в середньому складає близько 13 %.

За результатами проведених випробувань на малогабаритній зерновій молотковій дробарці зі змінним ротором побудовано графік енергоємності роботи при  $k_L=2,25$  та  $k_L=4$  на технологічних режимах з подачею від 30 до 125 кг/год. (рис. 4.12).

Середні значення енергоємності дробарки, які необхідні для визначення

показника ефективності роботи і вибору раціонального значення показника лінійного співвідношення приведено у табл. 4.1. Для визначення гранулометричного складу зернової суміші оптимальні показники кінематичного режиму приводу  $k$ , частота обертання кривошипу  $n_{кр}$  та діапазон кутів  $\varphi$  повороту кривошипу, при яких буде здійснюватись раціональний кінематичний режим розділення подрібнених зернових часток для різних радіусів  $R$  обертання кривошипу приведено 4.5 Порівняльний аналіз якості подрібнення зернових кормів

Результати ситового аналізу продуктів подрібнення експериментальною дробаркою зі змінним ротором приведені до таблиці 4.3.

Як відомо, на розмір часток після подрібнення впливає діаметр отворів на решеті дробарки. Результати проведення випробувань на дробарці при діаметрах отворів решета ( $d_p$ )  $\varnothing$  5,5 мм,  $\varnothing$  6,5 мм,  $\varnothing$  7,5 мм і без решета у вигляді графіків приведені на рис. 4.16.

Судячи з графіків 1 і 2 (рис. 4.16), робота дробарки без решета знижує вміст кондиційних часток з раціональними зоотехнічними розмірами на 6,2 % для ротора з параметром  $k_L = 2,25$ , і на 23,9 % з ротором  $k_L = 4$ . Вміст пиловидних часток у продуктах подрібнення знижується зі збільшенням діаметру отворів решета дробарки, причому для ротора з параметром  $k_L = 2,25$  при збільшенні ( $d_p$ ) з  $\varnothing$  5,5 мм до  $\varnothing$  6,5 мм кут нахилу кривої 3 менший, ніж кривої 4, що свідчить про несприятливі умови відводу продукту з камери подрібнення, коли частки не встигають вийти і захоплюються на повторні цикли подрібнення рухомим повітряно-продуктовим кільцевим шаром у робочій камері.

#### Висновки по розділу

Визначено, що в процесі роботи відбувається зміна розмірно – масових характеристик молотків в результаті зношування, це призводить до зміни показника лінійного співвідношення ротора та моменту інерції молотка.

Для молотків, які встановлюються на КДУ – 2 процес характеризується стабільним зменшенням значення моменту інерції до 60 % від початкового при спрацюванні чотирьох робочих граней. Для молотків

АВМ – 1,5 характерним є різке зменшення на 25 % моменту інерції при спрацюванні однієї грані, при переустановці та роботі другої грані відбувається часткове відновлення і далі поступове зниження до 33 % від початкового значення. Це призводить до погіршення якості подрібнення і збільшення енергоємності роботи дробарки:

Таблиця 4.5- Значення показника приросту енерговитрат на подрібнення залежно від ступеню зношування молотків

Вид молотка дробарки	Показник приросту енерговитрат $\Delta P$				
	новий	Зношені грані молотка $\pi_i$			
		1	2	3	4
КДУ – 2	1	1,01	1,07	1,13	1,22
АВМ – 1,5	1	1,02	1,05	1,23	1,25

На основі порівняльного аналізу роботи молоткової дробарки зі змінним ротором визначено, що при  $k_L=2,25$  енергоємність подрібнення в середньому становить 0,042 кВт·год/кг це на 16 % менше, ніж 0,050 кВт·год/кг при  $k_L=4$ .

На основі порівняльного аналізу енергетичних та якісних показників подрібнення визначено, що відносний показник ефективності роботи молоткового ротора  $E_p$  на 34 % менше для ротора кормдробарки при  $k_L=2,25$  і становить  $E_p = 0,059$  кВт год/кг проти  $E_p = 0,079$  кВт год/кг з показником ротора  $k_L=4$ .

Раціональні значення показника лінійних співвідношень  $k_L$  знаходяться у межах від 2,25 до 2,42 , оскільки за межами визначеного інтервалу спостерігається зміна напрямку вектора відносної швидкості молотка. Це спричиняє порушення технологічного режиму роботи дробарки при зниженні вмісту кондиційних часток корму з раціональними зоотехнічними розмірами. Аналізуючи залежність вмісту кондиційних часток від діаметра отворів решета дробарки, на досліджених режимах (подача від 60 до 90 кг/год, частота

обертання ротора  $3000 \text{ хв}^{-1}$ ) раціональним є робота дробарки з параметром ротора  $k_L = 2,25$ , з діаметром отворів решета  $\varnothing 7,5 \text{ мм}$ , оскільки зниження вмісту кондиційних часток відбувається всього на 3 %, а вміст надмірно подрібнених часток зменшується на 44,3 % по відношенню до початкового значення при  $(d_p) \varnothing 5,5 \text{ мм}$ .

#### 5 Економічна ефективність використання модернізованої дробарки

Забезпечення малих фермерських господарств засобами виробництва на даний час є досить актуальною, оскільки існуючі варіанти обладнання не завжди задовольняють виробників. Ціни на енергоносії в сільськогосподарських підприємствах не дають змоги знижувати ціни на у продукцію, що в результаті негативно відображається на споживачах. Модернізація існуючих механічних засобів вимагає невеликих капіталовкладень та приносить достатній економічний ефект при підвищенні ефективності роботи машини. Вдосконалення молоткової дробарки шляхом встановлення ротора з показником лінійного співвідношення у межах  $2,25 \dots 2,42$  підвищує однорідність подрібнення зернового корму та знижує питомі енерговитрати. При цьому показник ефективності роботи збільшується до 25 %.

Для оцінки економічної ефективності використання дробарки малої потужності з модернізованим ротором ми використали відому методику розрахунку для сільськогосподарських підприємств [40]. Приймаємо поголів'я ферми 100 голів.

#### 5.1 Економічне обґрунтування модернізації існуючого обладнання

Для визначення річної потреби в комбікормах використовуємо [37,40]:

$$P_{кр} = K_r \cdot P_n \quad (5.1)$$

де  $K_r$  – кількість голів худоби у господарстві, 100 голів;

$P_n$  – річна потреба комбікормів на одну голову, в середньому 800кг/рік.

$$P_{кр} = 100 \cdot 800 = 80000 \text{ кг/рік}$$

Визначення часу роботи обладнання для задоволення потреби у кормах господарства

$$K_z = \frac{P_{кр}}{P_d \cdot (100 - K_v)}, \quad (5.2)$$

де  $K_r$  – кількість годин роботи на рік,

$P_d$  – продуктивність дробарки, кг/год;

$K_v$  – коефіцієнт втрат, %.

Після модернізації кількість пиловидних часток при подрібненні знижується порівняно з базовою моделлю, тому втрати сировини в середньому на 5% зменшуються.

Час роботи за рік для вдосконаленої моделі:

$$K_{zm} = \frac{80000}{100} = 800 \text{ кг/год};$$

для базової моделі:

$$K_{zb} = \frac{80000}{100 \cdot 0,95} = 842,1 \text{ кг/год.}$$

Капіталовкладення визначаються по формулі:

$$K_v = K_p + K_m + K_n \quad (5.3)$$

де  $K_p$  – вартість розробки та виготовлення запчастин для модернізації, грн.;

$K_m$  – вартість переоснащення кормодробарки, грн.;

$K_n$  – вартість переналадки та навчання персоналу, грн.

Орієнтовно капіталовкладення складуть:

$$K_v = 2200 + 1100 + 350 = 3650 \text{ грн.}$$

Грошові витрати на електроенергію

$$E_e = M_m \cdot K_z \cdot B_{en} \quad (5.4)$$

де  $M_m$  – встановлена потужність, кВт;  
 $K_r$  – кількість годин роботи на рік;  
 $B_{ен}$  – вартість 1кВт електроенергії для сільськогосподарських виробників, приймаємо 1,72 грн.

Тоді :

$$E_{e.m} = 3 \cdot 800 \cdot 1,72 = 4128 \text{ грн}$$

Для серійної дробарки :

$$E_{e.m} = 3 \cdot 842,1 \cdot 1,72 = 4345 \text{ грн.}$$

Витрати на оплату праці персоналу:

$$O_n = T_{ст} \cdot K_z \cdot K_p \quad (5.5)$$

де  $T_{ст}$  – годинна оплата праці, приймаємо 25 грн.;

$K_r$  – кількість годин роботи за рік;

$K_p$  – кількість обслуговуючого персоналу.

Тоді для базової конструкції:

$$O_{нб} = 25 \cdot 842,1 \cdot 1 = 21053 \text{ грн.},$$

Для модернізованої:

$$O_{нм} = 25 \cdot 800 \cdot 1 = 20000 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект:

$$E_p = (E_{vm} - E_{вб}) + (O_{нм} + O_{нб}) \quad (5.6)$$

де  $E_{vm}$  – енерговитрати використання модернізованої дробарки, грн.;

$E_{вб}$  – енерговитрати дробарки старої конструкції, грн.;

$$E_p = (4345 - 4128) + (21053 - 20000) = 1270 \text{ грн.}$$

Термін окупності:

$$T_o = \frac{K_e}{E_p} \quad (5.7)$$



$$T_o = \frac{3560}{1270} = 2,9 \text{ років}$$

Результати розрахунків зводимо в таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 - Економічна ефективність модернізації існуючої кормодробарки

Показники	Базова конструкція	Запропонована конструкція	Відхилення
Капіталовкладення, грн.	–	3650	3650
Вартість спожитої електроенергії, грн.	4345	4128	-217
Річний фонд оплати праці, грн.	21053	20000	-1053
Річний економічний ефект, грн.	1270		
Термін окупності, років	2,9		

## 5.2 Обґрунтування економічної ефективності організації лінії по виробництву комбікормів

Річна потреба у комбікормах буде складати:

$$P_{кр} = K_z \cdot P_n \quad (5.8)$$

де  $K_z$  – кількість голів худоби у господарстві, приймаємо 100 голів;

$P_n$  – річна потреба комбікормів на одну голову, 800кг/рік.

$$P_{кр} = 100 \cdot 800 = 80000 \text{ кг/рік}$$

Капіталовкладення будуть складати:

$$K_e = K_z + K_y + K_n \quad (5.9)$$

де  $K_3$  – вартість закупки машини, грн.;

$K_y$  – вартість монтажу та пуско - налагоджувальних робіт, грн.;

$K_n$  – вартість навчання обслуговуючого персоналу, грн.

$$K_{\text{вк}} = 25000 + 2200 + 350 = 27250 \text{ грн.}$$

При наявності у господарстві автомобіля вантажопідйомністю 3,5 тони витрати на доставку кормів визначаємо:

а) кількість рейсів:

$$K_p = \frac{P_{\text{кр}}}{B_n} \quad (5.10)$$

де  $P_{\text{кр}}$  – потреба кормів на рік, тон;

$B_n$  – вантажопідйомність автомобіля, тон.

$$K_p = \frac{80}{3,5} = 23,8 \approx 24 \text{ рейси}$$

Для малого підприємства доцільно завозити партію корму щомісячно, оскільки тоді відпадає потреба у спорудженні капітальних сховищ великого об'єму, які дозволять зберегти корм у належних умовах відповідно до зоотехнічних вимог.

б) загальна відстань транспортування буде:

$$S_z = K_p \cdot 2S \quad (5.11)$$

де  $K_p$  – кількість рейсів;

$2S$  – відстань між господарствами, в середньому 15 км.

$$S_z = 24 \cdot 2 \cdot 15 = 720 \text{ км.}$$

в) витрати палива на перевезення:

$$B_n = S_z \cdot H_e \quad (5.12)$$

де  $H_e$  – норма витрат пального на 1 км.

$$B_n = 720 \cdot 0,2 = 144 \text{ л}$$

Тоді витрати на транспортування кормів у грошовому вимірі складуть:

$$B_{zp} = B_n \cdot C_{л} \cdot K_a \quad (5.13)$$

де  $C_{л}$  – ціна одного літра пального, в середньому 30 грн.

$K_a$  – коефіцієнт амортизації, приймаємо 5%.

$$B_{zp} = 144 \cdot 30 \cdot 1,05 = 4536 \text{ грн}$$

г) оплата праці водія:

$$O_n = K_p \cdot O_p \quad (5.14)$$

де  $O_p$  – оплата за один рейс, грн.

$$O_n = 45 \cdot 24 = 1080 \text{ грн.}$$

Витрати на послуги з переробки сировини:

$$B_{nc} = \Pi_p \cdot C_n \quad (5.15)$$

$C_n$  – вартість переробки однієї тони сировини, приймаємо 400 грн/т.

$$B_{nc} = 80 \cdot 600 = 48000 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект:

$$E_p = B_{zp} + B_n + O_{nc} - B_{вл} \quad (5.16)$$

де  $B_{гр}$  – витрати на паливо та амортизацію техніки, грн.;

$B_{п}$  – витрати на оплату послуг з переробки, грн.;

$O_{п}$  – оплата праці водія, грн.

$B_{вл}$  – витрати при застосуванні власного обладнання, грн.

$$E_p = 4536 + 1080 + 48000 - 23728 = 29888 \text{ грн.}$$

Термін окупності при другому варіанті:

$$T_o = \frac{K_{вк}}{E_p} \quad (5.17)$$

$$T_o = \frac{27250}{29888} = 0,9 \text{ років}$$

### 5.3 Висновки по розділу

Розрахунок економічної ефективності впровадження модернізованої дробарки підтверджує його доцільність оскільки термін окупності капітальних вкладень від 0,8 до 2,9 року знаходиться у науково – рекомендованих межах.

Впровадження рекомендацій по підвищенню ефективності роботи малогабаритних зернових дробарок на при виготовленні малогабаритних зернових подрібнювачів з продуктивністю близько 100 кг/год дозволило фактично знизити металоємність конструкції на 8 %. Модернізація існуючого обладнання господарства забезпечить підвищення ефективності роботи зернової молоткової дробарки з отриманням економічного ефекту підприємству близько 1270 грн на машину.

### Загальні висновки

В магістерській роботі вирішена задача, яка полягала в підвищенні ефективності роботи малогабаритних зернових молоткових дробарок шляхом обґрунтування раціональних параметрів і режимів роботи робочого органу.

За результатами виконання роботи зроблено наступні висновки:

1. Встановлено, що найбільш ефективним для руйнування зернівки в дробарках ударно-перетираючої дії є перший етап – початковий удар, який можна вважати квазіпружним, оскільки час взаємодії складає 0,02...0,03 с і в'язкі властивості подрібнюваного матеріалу не проявляються.

2. Доведено, що для малогабаритних зернових дробарок з радіальним

завантаженням необхідною умовою ефективного ударного впливу на зернівку прямим ударом є здійснення молотком непарної кількості напівперіодів власних коливань за період обертання ротора, що забезпечується вибором відповідного значення показника лінійного співвідношення ротора з ряду переважних значень: 0,25; 2,25; 6,25; 12,25.

3. Теоретично встановлено і експериментально підтверджено, що раціональні значення показника лінійного співвідношення молоткового ротора знаходяться в межах 2,25...2,42, оскільки при цих значеннях молоток має максимальну руйнівну силу, а ротор – мінімальний діаметр і металоємність.

4. Встановлено, що внаслідок зменшення маси, зміни положення центру мас і зведеної довжини при зношуванні молотків, витрати енергії на подрібнення зростають відповідно до зменшення моменту інерції, тому раціональним є експлуатація тільки першої і другої робочих граней до перетину лінії зношування з повздовжньою віссю молотка, оскільки при подальшій експлуатації потужність на подрібнення зростає на 22...24 %.

5. Виконана на основі теоретичних і експериментальних досліджень модернізація ротора дробарки з вивченими параметрами і режимами роботи забезпечує підвищення якості подрібнення в середньому на 12 % порівняно з базовими конструкціями машин (сумарна похибка під час експлуатаційно-технологічних випробувань складала не більше 1 %).

6. Ефективність роботи вдосконаленого ротора за комплексним відносним показником, який враховує масу подрібнених часток раціонального розміру (0,7...2 мм) у вихідному продукті і питому енергоємність роботи дробарки, підвищується на 25 % і становить 0,059 кВт год/кг проти 0,079 кВт год/кг для базової конструкції.

7. Розрахунок економічної ефективності підтверджує необхідність впровадження малогабаритних зернових дробарок з раціональними параметрами ротора в малих господарствах, оскільки мінімальний економічний ефект складає від 1270 грн. на рік, а термін окупності капітальних вкладень при організації лінії 0,9 року, що знаходиться у науково – рекомендованих межах.

## Список використаних джерел

1. Алешкин В.Р. Механизация животноводства/ В.Р. Алешкин, П.М.Рошин – М.: Агропромиздат, 1985.- 336 с.
2. Антошкевич В.С. Экономическое обоснование новой сельскохозяйственной техники/ В.С Антошкевич– М.: Экономика, 1991. – 216 с.
3. Бабицкий В.Н. Динамическое гашение колебаний/ В.Н. Бабицкий Вибрации в технике т. 6, под редакцией К.В. Фролова// М.: Машиностроение.– 2009.– С. 326...362.
4. Бать М.И. Теоретическая механика в примерах и задачах/ М.И. Бать Г.Ю.Джанелидзе, А.С.Кельзон - М.: Наука, 1985. – 663 с.
5. Бойко А.І., Новицький А.В.Підвищення надійності кормодробарок та подрібнювачів/ А.І.Бойко, А.В. Новицький // Механізація сільськогосподарського виробництва. – К.: НАУ. – 2007. – Т. III. – с. 6 – 8.
6. Безрешетные молотковые дробилки. // Информация УНИИМЭСХ.– Киев.– 1988. - С. 1-4.
7. Беспалов Р.И. Предпосылки совершенствования машин для измельчения стебельчатых кормов/ Р.И.Беспалов // Зб. Наукових праць – Одесса, 2010. – Вип. 21. – С. 192 –194.
8. Беспалов Р.І. Оцінка конкурентоспроможності обладнання для подрібнення стеблових кормів/ Р.І. Беспалов // Вісник аграрної науки. – 2014. – № 7. – С. 50 – 52.
9. Бутковский В.А.Технологии зерноперерабатывающих производств/В.А. Бутковский, А.И.Мерко, Е.М.Меншиков– М.:Интеграф сервис, 1999– 472с.
10. Василенко П.М. Элементы методики математической обработки экспериментальных исследований\ П.М.Василенко – М.: ВИЭСХ, 1958. – 60 с.
11. Викторова Н.Н. Об измельчении зерна в дробилке безрешетного типа/ Н.Н.Викторова, В.И.Горних// Вопросы комплексной механизации

- животноводческих ферм. Труды, вып. 60.- Челябинск. - 1973. - С. 61 – 68.
12. Гернет М. М. Курс теоретической механики/ М.М. Гернет– М.: Высшая школа. - 1989 – 440 с.
  13. Гернет М.М. Определение моментов инерции/ М.М.Гернет, В.Ф. Ротобылский – М.: Машиностроение. - 1989. – 247 с.
  14. Гогунський О.В. Обґрунтування маси «циркулюючого» шару молоткової дробарки/ О.В. Гогунський // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2008. – Вип. 83. – С. 227 – 230.
  15. Голиков В. А. Классификатор измельченных грубых кормов/ В.А.Голиков, Т.Абилжанов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1975. – №10. – С. 42 - 49.
  16. ГОСТ 134986.8 – 72. Комбикорма. Методы определения крупности размола и содержания неразмолотых семян культурных и дикорастущих растений.
  17. ГОСТ 14916 . Дробилки. Термины и определения.
  18. ГОСТ 7090 – 72. Дробилки молотковые однороторные. Технические условия.
  19. ГОСТ 9267 – 68. Комбикорма – концентраты для свиней.
  20. ГОСТ 9268 – 70. Комбикорма – концентраты для крупного рогатого скота.
  21. Грубые корма и их использования. // Под ред. М. Ф. Куликова. – К.: Урожай, 1978 - 120 с.
  22. Гулий І.С. Обладнання підприємств переробної і харчової промисловості/ І.С.Гулий, М.М.Пушанко, Л.О.Орлов - Вінниця.: Нова книга- 2001– 576 с.
  23. Дацишин О.В.Машины та обладнання переробних виробництв:/ А.ІТкачук, Д.С. Чубов та ін Навч. Посібник // За ред. О.В. Дацишина .– К.: Вища освіта, 2005.– 159 с.: іл.
  24. Зайчик Ц. Р. Технологии зерноперерабатывающих производств/ Ц.Р. Зайчик— М.: Интерграф сервис, 1999. — 472 с: ил.
  25. Зацепин В.Г. Исследования разрушающего воздействия сосредоточенной нагрузки на зерновой материал в ножевом измельчителе/ В.Г.Зацепин,

- М.Е. Ласкавий // Актуальные вопросы разработки типажа измельчителей и дробилок для кормоприготовления: Тез. док. респуб. научно-технической конф. – Киев, 1987. – С. 45 – 48.
26. Егоров Г.А. Технология и оборудование мукомольно-крупяного и комбикормового производства/ Г.А.Егоров - М: Колос, 1979. – 368 с.
  27. Коруняк П.С. Обґрунтування схем і параметрів устаткування ударного подрібнення зерна/ П. С. Коруняк. - Автореферат дис. канд. техн. Наук/ Львів: ЛДАУ., 2000. – 20 с.
  28. Кулаковский Г.М. Машины и оборудование для приготовления кормов Г.М. Кулаковский, Ч.П: Справочник.– М.: Росагропромиздат, 1988.–258 с.
  29. Кукта Г. М. Технология переработки и приготовления кормов/ Кукта Г.М. – М.: Колос, 1970. – 240 С.
  30. Кукта Г. М. Машины и оборудование для приготовления кормо/ Г.М. Кукта– М.: Агропромиздат, 1987.– 253 с.
  31. Кулик М.Ф. Консерванты і поживність кормів/ М.Ф.Кулик, Г.М.Калетнік, А.І.Овсієнко та ін.// Київ:Урожай, 1992.-208 с.
  32. Лузин В. А. Обоснование расчета энергоемкости измельчительного аппарата с комбинированными рабочими органами/ В.А.Лузин // Совершенствование процессов и рабочих органов с/х машин. Сб. науч. трудов.– Киев.– 1986. - С. 60 - 67.
  33. Кулик М.Ф. Сучасні та перспективні технології зберігання та використання волого зернофуражу/ М.Ф.Кулик, Т.В.Засуха, О.В.Жмудь, П.П.Маковецький, Г.М.Калетнік// Київ: Світ, 2000. С.86-126.
  34. Мельников С.В. Динамические режимы работы молотковых кормодробилок/ С.В. Мельников // Механизация с.х. производства. Т. 143, вып. 2. – Л.: ЛСХИ, 1989. - С. 3 - 8.
  35. Мельников С. В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм/ С. В. Мельников– Л.: Колос, 1978. – 560 с.
  36. Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. 2-е изд., перераб. и доп./ С.В.Мельников, В.Р.Алешкин, П.М. Рощин– Л.: Колос, 1980. – 168.- с., ил.



37. Методика определения экономической эффективности исследования в сельском хозяйстве результатов научно-технических работ, новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. – М.: Колос, 1980. – 112 с.
38. Новицький А. В. Підвищення безвідказності кормодробарок конструкторсько технологічними методами на основі структурного аналізу їх надійності. - Автореферат дис. канд. техн. наук. - Київ. – 2001. – 20 с.
39. Олексієнко В.О. Обґрунтування показника лінійних співвідношень молоткових дробарок/ В.О. Олексієнко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Вип. 20.- Мелітополь. – 2004. – С. 106 – 112.
40. Олексієнко В.О. Економічна оцінка ефективності модернізації молоткової кормодробарки для сучасних форм організації виробництва продукції тваринництва/Олексієнко В.О., Ф.Ю.Ялпачик, О.В.Кравець // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Випуск 3. Миколаїв – 2004 р.–С.229 – 236.
41. Олексієнко В.О. Стенд для дослідження процесу роботи молоткової кормодробарки/В.О.Олексієнко, Ф.Ю.Ялпачик, О.В.Гвоздев// Патент України на корисну модель № 3462, кл.G01H17/00, B02C13/04, пріоритет від 09.03.2004, опубл. 15.11.2004, Бюл. № 11.
42. ОСТ 452. Модуль помола. СССР, отраслевой стандарт.– М.: Госкомсельхозтехника, 1980.- 18 с..
43. ОСТ ТО-19.2-83. Испытания сельскохозяйственной техники. Машины и оборудование для приготовления кормов. Программа и методы испытаний.– М.: Госкомсельхозтехника, 1984.- 114 с.
44. Панова В.С. Об относительном движении ротора и молотков дробилки/ В.С.Панова // Труды Таджикского с.х. института. Вопросы механизации. - Душанбе. - 1972. – С. 268 - 278.
45. Пустыгин М.А. Теория и технологический расчёт молотильных устройств/ М.А.Пустыгин – М.: Сельхозгиз. – 1948. - 322 с.
46. Подпряттов Г.І. Технологія обробки, переробки зерна та виготовлення хлібопекарської продукції/ Г.І. Подпряттов - К.: НАУ.- 2005.-126 с.

47. Ревенко И.И. Технологический эффект и обоснование качественных показателей измельчения кормов/ И.И. Ревенко // Вісник сільськогосподарської науки. – 1976. – №12. – С. 76 – 80.
48. Ревенко И.И. О повышении качества работы молотковых дробилок/ И.И.Ревенко // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - К.: Урожай, 1980.- № 8.- С. 18 – 21.
49. Ревенко И.И. Физическая сущность разрушения кормовых материалов при их измельчении./ И.И. Ревенко // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - К.: Урожай, 1980.- № 48.- С. 65 – 71.
50. Ревенко И.И. Интенсификация процесса переработки кормов молотковыми измельчителями. – Автореферат дис. докт. техн. наук.- Київ.: Глеваха., 1991.- 38 с.
51. Резник Е. И. Основы технологического проектирования погрузчиков измельчителей грубых кормов/ Е. И. Резник // Тракторы и сельхозмашины. - 1985. - №5. - С. 20 - 25.
52. Резник И.И.Оценка качества измельчения грубых кормов/ И.И.Резник, С.В. Рыжов // Техника в сельском хозяйстве.– 1986. – №4. – С.28 - 29.
53. Рожківський М.Ф. Нове покоління молоткових дробарок/ М.Ф. Рожківський // Техніка АПК.– 2006. – № 1. С. 12 – 14.
54. Рожковский Н.Ф. Определение механизма деформации и разрушения зерновых материалов ударной нагрузкой/ Н.Ф.. Рожковский // Техніка АПК. – 2009.– №3. - С. 7 – 9.
55. Рожковский Н.Ф. Система автоматического управления процессом измельчения материалов в безрешетной молотковой дробилке./ Н.Ф. Рожковский // Патент СССР № 606621. - 1978. – Бюл № 18. - С. 17.
56. Рациональное кормление крупного рогатого скота и свиней. // Пер. со словац. и предисл. Э.Г. Филипович. - М.: Колос. - 1982. - 236 с.
57. Сайченко В.В. Оценка качества работы кормоизмельчающих аппаратов/ В.В.Сайченко, В.Д.Черепухин // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1976. – №11. – С. 47 - 48.

58. Семкович О. Теорія і розрахунок вилливу сили опору робочого середовища на рух молотка дробарки/ О. Семкович, П. Коруняк // Вісник Львівського державного аграрного університету. – 2001. – №5. – С.166.
59. Сидашенко А.И. Теоретическое и экспериментальное определение угла отклонения молотка в момент удара о материал. // Прогрессивные технологические способы и процессы восстановления деталей с.х. техники. - М.: МИИСП. – 1984. – С. 37 - 42.
60. Сиротюк С.В. Механізація переробки та зберігання продукції рослинництва. Курс лекцій/ С.В. Сиротюк– Львів.: ЛДАУ. – 2000. – 250 с.
61. Стабников В.Н. Процессы и аппараты пищевых производств/ В.Н.Стабников, В.Д.Попов, В.М.Лысянский, Ф.А. Редько– М.: Пищевая промышленность, 1976.-661с.
62. Сыроватка В.И., Дёмин А.В., Джалилов А.Х., и др. Механизация приготовления кормов: Справочник. – М.: Агропромиздат, 1985. – 368 с., ил.
63. Филиппова А.Г. Исследование рабочего процесса молотковой дробилки с целью повышения качества размола и срока службы/ А.Г. Филиппова - Автореферат дис. канд. техн. наук. Кубанский с.х. институт// - Краснодар. - 1975. – 27 с.
64. Харламов С.В. Практикум по расчету и конструированию машин и аппаратов пищевых производств/ С.В.Харламов– Л.: Агропромиздат– 1991.- 252 с.
65. Чурсинов Ю.О. Дробарка-подрібнювач з камерою попереднього ущільнення матеріалу/ Ю.О.Чурсинов// Науково-технічний бюлетень. Кормовиробництво та кормоприготування– Запоріжжя, 1985.– Вип.23.– С.28-35.
66. Ялпачик Г.С. Кормоизмельчающие молотковые аппараты с режущими элементами/ Г.С. Ялпачик, Ф.Е.Ялпачик // Совершенствование машин и механизмов при производстве продуктов растениеводства. - Киев.: УСХА. - 1985. - С.– 134 – 142.
67. Ялпачик Ф.Е. Критерии энергоёмкости измельчителей кормов/

- Ф.Е.Ялпачик, Г.С. Ялпачик // Механизация и электрификация с.х.– Киев. - 1985.– № 1.- С. 24-25.
68. Ялпачик Ф.Е. Влияние износа молотков кормодробилки на передачу ударов их осям подвеса. Механизация и электрификация сельского хозяйства. Вып.69. - Киев.: Урожай. - 1989. - С. 45 – 50.
69. Ялпачик Ф.Е. Износостойкость молотков кормодробилки/ Ф.Е.Ялпачик, Г.С.Ялпачик // Механизация и электрификация сельского хозяйства. Вып.69. – Киев. – 1989. – С. 24 - 25.
70. Ялпачик Ф.Ю. Обґрунтування оптимального співвідношення конструктивних параметрів молоткової дробарки/ Ф.Ю.Ялпачик В.О.,Олексієнко, О.П.Волков // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Вип. 1, том 23.- Мелітополь. – 2001. - С. 13 – 18.
71. Technik im Sfall /Langohr W //Agrartechnik (BRD). - 1990. - № 2. - С. 56-58
72. Krone-Hochleistungs-Lade und Dosierwagen TITAN mit abklappbarem Durrfutteraufbau /Zollikofen Matra //Schweiz. Landtechn.- 1991.- № 4.- С. 44.
73. Fehlauer M. Einrichtung zum Klassieren von Strohacker und ahnlichen Gutern./ M.Fehlauer, D.Bansch, P Wohn. Nam. №150011 (ГДР). Заявл. 8.04.80, №220276, Опубл. 12.08.81, MKU, HKU B07B13/04.
74. Gale G. E. An apparatur for the Assessment of the Leght Distribution of Ghopped Forage/ G. E.Gale, M. I. O’Dogherty– I. Agr. Eng. Res, 1982, 27.– №1.– p. 35 – 43.