

XX Міжнародна науково-практична конференція
«Problems of science and practice, tasks and ways to solve them»,
24-27 травня 2022 р., Варшава, Польща
Технічні науки

ДЕЯКІ РЕЗУЛЬТАТИ ПОШУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОДРІБНЮВАЧА КОРМІВ З КОМБІНОВАНИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Краснолуцький Петро
кандидат технічних наук, доцент
Ph.D., Associate Professor
Подільський державний університет
kraspp@ukr.net

Подрібнення є однією з найважливіших операцій практично за будь-якої технології приготування кормів. Від якості подрібнення безпосередньо залежить і якість наступних процесів – змішування з іншими компонентами, запарювання, силосування тощо. В кінцевому підсумку це відбивається на споживчих властивостях корму і продуктивності тварин. Крім того, будова та експлуатаційні режими подрібнювачів значною мірою обумовлюють рівень виробничих затрат на кормоприготування.

Для подрібнення різних видів кормів через значні відмінності їх фізико-механічних властивостей зазвичай застосовуються окремі машини спеціального призначення. Ще з 50-х років минулого століття у багатьох країнах розроблялись універсальні подрібнювачі, які б дозволяли з однаковою ефективністю подрібнювати декілька видів кормів. В Україні даним питанням займалися Г.М. Кукта, В.Я. Ясенецький, В. Осьмак, О.О. Омельченко, Ф.Є. Ялпачик і багато інших. Результати їх досліджень дозволили створити цілу гаму ефективних подрібнювачів. Проте ці машини проектувались для потреб великих тваринницьких ферм і тому розраховувались на велику пропускну здатність (2...6 т/год. для концкормів і 3 – 15 т/год. для стеблових кормів) [1].

Реформування сільського господарства в Україні призвело до появи та поширення господарств з порівняно малим поголів'ям. Відтак відразу ж виникла потреба у малогабаритних подрібнювачах, до яких ставились вимоги навіть більш жорсткі, ніж до високопродуктивних машин. На перший план тепер висунулись вимоги не тільки щодо забезпечення необхідної якості і надійності роботи. Сучасні конструкції повинні мати також низьку енергомісткість процесу подрібнення і бути багатофункціональними.

Спроби моделювання і „копіювання” конструкцій серійних машин на конструктивні схеми малогабаритних подрібнювачів у більшості своїй були невдалими – надто великі розбіжності виникають між процесами роботи при зменшенні розміру камери подрібнення та робочих органів. І все ж таки завдяки новим винахідницьким підходам з'явилися численні конструкції малогабаритних подрібнювачів, насамперед, дробарок зерна продуктивністю 50-

70 кг/год. [1;2] Однак створення малогабаритних універсальних подрібнювачів, придатних до серійного виробництва, поки що стримується [3]. Враховуючи вищезначене, питання розробки універсальних подрібнювачів з продуктивністю по зерну 200-500 кг/год. є актуальним [4].

У цьому плані найбільш універсальними і перспективними для подальшого удосконалення є подрібнювачі з робочими органами молоткового типу або ж з комбінацією робочих органів різних типів [3].

Користуючись методом морфологічного аналізу, можна провести початковий аналіз різних конструктивних схем подрібнювачів (таблиця 1).

Таблиця 1

Морфологічна “скринька” можливих конструктивних схем подрібнювачів

Позиція	Морфологічна ознака	Варіанти подрібнювачів					
		1	2	3	4	5	6
А	Розташування ротора	горизонтальне поперечне	горизонтальне повздовжнє	вертикальне	похиле	-	-
Б	Тип робочого органу	ніж	молоток	штифт	молоток + ніж	молоток + штифт	ніж + штифт
В	Тип камери	відкритого типу	закритого типу	-	-	-	-
Г	Розташування робочих органів	рядне	у шахматному порядку	по однозахідній гвинтовій лінії	по багато-західній гвинтовій лінії	-	-
Д	Додатковий подрібнюючий елемент	дека глуха	решето	протиріз нерухомий	протиріз рухомий	-	-
Е	Подача матеріалу	радіальна	тангенціальна	центральна	-	-	-
Є	Спосіб сепарації	решето у камері	решето на виході	рекатер	-	-	-
Ж	Розвантаження камери	гравітаційне	інерційне	вентиляційний ефект	транспортер	-	-

Загальна кількість можливих комбінацій (тобто конструктивних схем) становить:

$$4 \times 6 \times 4 \times 4 \times 3 \times 4 \times 3 \times 2 = 27648.$$

Зрозуміло, що далеко не всі із можливих комбінацій є раціональними. Для вибору найбільш доцільних варіантів необхідно також мати на увазі блок-схему роботи подрібнювача (рис. 1) і фактори, що впливають на показники його роботи.



Рисунок 1. Блок-схема роботи подрібнювача з реккатером

Наприклад, безрешетні дробарки з сепарацією продукту на пристрої, винесеному за межі камери подрібнення (з реккатором) мають незаперечні переваги у порівнянні з решітними дробарками – вони мають у 2 ... 2,5 рази меншу питому витрату енергії і дозволяють без зусилля машини регулювати модуль помелу у межах 0,8 ... 2 мм [1]. До того ж продуктивність решітних дробарок безпосередньо залежить від просівної здатності решета і при спрацюванні кромek отворів (приблизно через 140 – 150 годин роботи) якість подрібнення суттєво погіршується. Стосовно типу робочого органу, то, на наш погляд, доцільним є застосування робочого органу комбінованого типу “молоток + ніж”. У цьому випадку забезпечується ефективне подрібнення як зернових, так і стеблових кормів, при чому останні будуть подрібнюватись впоперек і повздовж стеблин. Таким чином, для розробки нами прийнята конструктивна схема за кодом А1-Б4-В1-Г2-Д1-Є3-Е1-Ж3 (табл. 1).

Проаналізувавши різні конструкції комбінованих робочих органів, ми пропонуємо застосувати подрібнюючий елемент у вигляді двох плоских молотків, з'єднаних між собою у верхній частині поперечним ножем з односторонньою заточкою (рис. 2). При реверсуванні барабана такий робочий орган працюватиме, як П-подібний молоток.

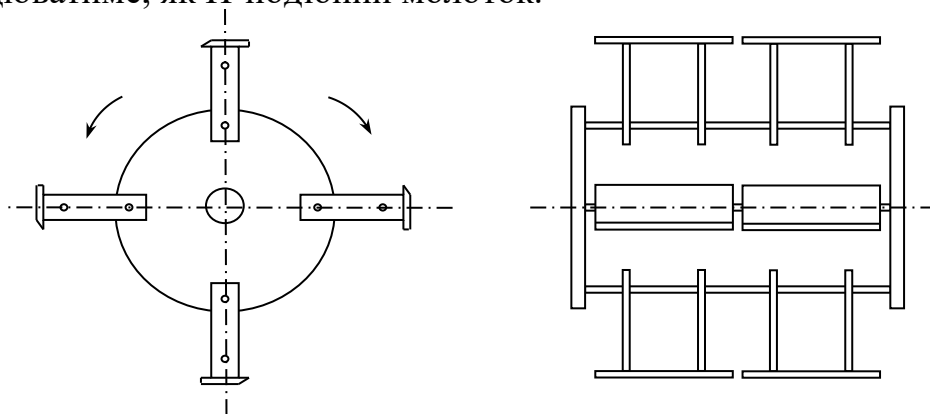


Рисунок 2. Схема робочого органу

Запропонована конструкція, у порівнянні із традиційними, має ряд очевидних переваг. Зокрема, наявність ріжучого елемента сприятиме зменшенню питомих енерговитрат при подрібненні стеблових кормів. Крім того, поперечно розташовані ножі дозволяють збільшити коефіцієнт густоти молотків до $K_r=1...2$ (проти $K_r=0,5...1$ у серійних машинах), скоротивши відповідно кількість молотків і матеріалоємність конструкції.

Задавшись продуктивністю 200 кг/год при подрібненні пшениці фуражної, ми виконали розрахунки основних конструкційно-технологічних параметрів подрібнювача за типовою методикою [1]. Для експериментальної перевірки теоретично встановлених параметрів запропонованого подрібнювача була виготовлена лабораторна установка з відповідними параметрами робочих органів: діаметр барабана по кінцях молотків 250 мм; довжина робочої частини – 200 мм, кількість осей підвісу – 4; кількість блоків молотків - 4; довжина молотка – 80 мм, електродвигун трифазний асинхронний серії 4А номінальною

потужністю 2,2 кВт і частотою обертання 1500 хв⁻¹ з клинопасовою передачею для забезпечення частоти обертання барабана 3636 хв⁻¹.

Під час досліджень проводилось подрібнення пшениці фуражної, ячменю та вівса. Стеблові корми не подрібнювались, оскільки, як відомо, витрати енергії на їх подрібнення значно менші, ніж при подрібненні зерна.

При поглиблених дослідженнях молоткових дробарок загально прийнято за фактори впливу приймати частоту обертання барабана, його діаметр і довжину, діаметр отворів решета, кут охоплення деки решетом, стан поверхні деки, а також довжину, товщину і форму молотків [1;2]. Однак на даному етапі ми обмежились вибором тільки одного фактору – частоти обертання барабана. Саме він є найбільш визначальним для показників роботи подрібнювача. Якщо вплив інших зазначених факторів апіорі можна оцінити за результатами досліджень відомих вчених, то вплив частоти обертання на показники роботи дробарки із запропонованою конструкцією молотків ще не вивчався.

Діапазон варіювання частоти обертання визначаємо за методикою, що рекомендується для центрального композиційного планування [3]. Зокрема, був обраний ротатабельний план, оскільки такі плани забезпечують мінімальну дисперсію коефіцієнтів регресії математичної моделі. За нульовий рівень фактору прийнято частоту обертання $n = 3000$ хв⁻¹ (у кодованій формі $x_1 = 0$), за верхній рівень - частоту обертання $n = 3700$ хв⁻¹ ($x_1 = +1$). За вимогою симетрії плану за нижній рівень фактору приймаємо $n = 2300$ хв⁻¹ ($x_1 = -1$). „Зіркове плече” для обраного типу плану експерименту визначається за формулою

$$\alpha = 2^{k/4}, \quad (1)$$

де k – кількість факторів; $k = 1$.

Тоді у даному випадку

$$\alpha = 2^{0,25} = 1,189.$$

Отже, для отримання достовірного результату слід передбачити можливість встановлення ще й такої частоти обертання барабана:

- $\alpha = 0 - \alpha * [-1]$ – мінімальна частота обертання у кодованій формі;

+ $\alpha = 0 + \alpha * [+1]$ – максимальна частота обертання у кодованій формі.

У натуральній формі ці величини:

$$n_{\min} = 3000 - 1,189 * 700 = 2168 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_{\max} = 3000 + 1,189 * 700 = 3832 \text{ хв}^{-1}.$$

Рівень $[-\alpha]$, тобто найменшу частоту обертання барабана, слід перевірити за мінімально припустимою лінійною швидкістю молотків, при якій ще відбувається подрібнення зерна. Як зазначалось вище, ця швидкість становить $v_{кр} = 27...28$ м/с [4]. У даному випадку мінімальна лінійна швидкість молотків

$$v_{\min} = \frac{\pi * n_{\min} * R}{30}, \quad (2)$$

де R – радіус барабана, м; $R = 0,125$ м.

$$v_{\min} = \frac{3.14 * 2168 * 0.125}{30} = 28,4 \text{ м/с},$$

що задовольняє означеній вимозі.

За критерій оптимізації у даних дослідженнях, як і у дослідженнях інших подрібнювачів, прийнята питома енергомідкість процесу (кВт*год/т):

$$N_e = \frac{N}{W * \lambda}, \quad (3)$$

Де N – споживана потужність електродвигуна, кВт;

W – продуктивність подрібнювача, т/год;

λ – ступінь подрібнення.

Ступінь подрібнення λ у даних досліджуваннях відіграє також роль обмежувального фактору, за яким визначається зона недостатньої якості роботи подрібнювача. Модуль помелу і ступінь подрібнення визначались за стандартною методикою [1,4] за допомогою решітного класифікатора КСЛ-1 з решетами 0,2; 1; 2 та 3 мм. Продуктивність подрібнювача визначалась зважуванням маси подрібненого корму та фіксацією тривалості подрібнення. Споживана потужність визначалась за допомогою двох приладів: амперметру магнітоелектричного лабораторного (клас точності 0,2) та трифазного лічильника активної енергії типу САЗ. За допомогою лічильника визначалась загальна кількість спожитої енергії за час досліду і проводився контроль на випадок падіння міжфазної напруги при включенні потужних електроустановок у сусідніх лабораторіях. За допомогою амперметра визначалась миттєва споживана потужність, що особливо важливо при короткочасних перевантаженнях. За показами цього приладу потужність визначалась за відомою формулою:

$$N = \sqrt{3} * U * I * \cos \varphi, \quad (4)$$

де U - міжфазна напруга, $U = 380$ В;

I - сила струму за показами приладу, А;

$\cos \varphi = 0,8$.

Крім основних контрольних параметрів, під час дослідів контролювався фактор впливу (тобто частота обертання), вимірювалась потужність холостого ходу (для чого передбачений 2...3 хв період холостої роботи машини на початку кожного досліду), а також швидкість повітря у вивантажувальній горловині.

Частота обертання під час дослідів вимірювалась за допомогою тахометра годинникового типу; при повторній перевірці у зоні оптимального режиму застосовувався відцентровий тахометр. Потужність холостого ходу визначалась за допомогою амперметра таким же чином, як і при подрібненні.

Швидкість повітря у вивантажувальній горловині обрана для контролю і вважається нами за важливий параметр тому, що за її величиною можна уточнити потужність холостого ходу і визначити більш точно фактичну потужність на подрібнення. Крім того, у перспективній моделі подрібнювача передбачається застосування винесеної назовні камери сепарації, а в цьому випадку надзвичайно важливо забезпечити необхідну транспортуючу здатність повітря. Означений параметр визначався за допомогою анемометра крильчастого та пневмометричної трубки Піто-Прандтля конструкції МІОМ, підключеної до мікроманометра ММН. Анемометр дозволяє оперативно визначити середню швидкість повітря при холостому ході подрібнювача,

пневмометрична трубка з мікроманометром необхідні для визначення миттєвої швидкості повітря як на холостому ході машини, так і у процесі подрібнення.

Проаналізуємо графіки залежності потужності холостого ходу від частоти обертання барабана (рис. 2). З наведених даних чітко видно, що експериментальні значення потужності, що споживається на холостому ході подрібнювача і найбільше витрачається на створення вентиляційного ефекту, суттєво відрізняються від теоретичних. При частоті обертання барабана у діапазоні 3200...3800 хв⁻¹ визначена експериментальним шляхом потужність менша від розрахункового значення удвічі. Це пояснюється тим, що загальна кількість молотків та їх сумарна площа міделя в експериментальному подрібнювачі значно менша від серійного комплекту.

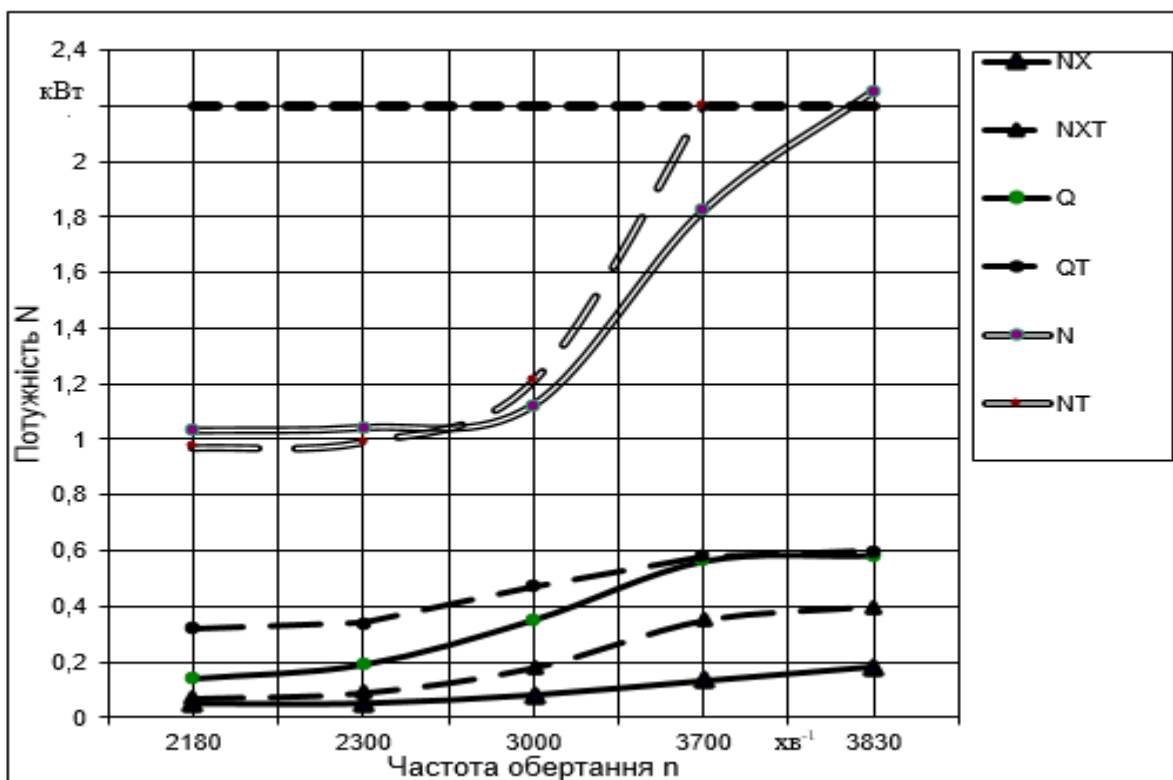


Рисунок 3. Теоретичні та експериментальні залежності повної потужності N , потужності холостого ходу N_X та секундної продуктивності Q від частоти обертання барабана (суцільні лінії - експериментальні дані; пунктирні - теоретична залежність)

Крім того, під час теоретичних розрахунків ми приймали коефіцієнт аеродинамічного опору молотка як для плоскої пластини, розташованої бічною кромкою до повітряного потоку. Очевидно, у даному випадку відіграла роль також і ширина ножа, тобто циркуляція повітря навкруг нього, подібна до циркуляції навколо пластини з повздовжнім орієнтуванням.

На перший погляд, це позитивний факт, тому що у цьому ж діапазоні частоти обертання барабана спостерігається „відставання” експериментальних значень загальної споживаної потужності від розрахункових, особливо на

факторному рівні +1 (що відповідає частоті обертання $n = 3700$ хв-1). Так, за розрахунками у цій точці теоретична споживана потужність вже виходить на номінальний рівень електродвигуна $N_t = 2,2$ кВт, а фактично середня споживана потужність складала $N = 1,82$ кВт, тобто на 17,5% менше. При цьому розбіжність між теоретичними і експериментальними даними по секундній продуктивності були мінімальними (у межах 1,5...2%). Однак при зменшенні частоти обертання до 3000 хв-1 і нижче спостерігається досить значне відставання фактичної секундної продуктивності від теоретичного рівня. Водночас лінія фактично споживаної потужності наближається до теоретичного рівня, а при частоті обертання менше 2600 хв⁻¹ перевищує розрахункові значення. Цей факт якраз і пояснюється послабленим вентиляційним ефектом, який суттєво зменшується на низьких оборотах. Внаслідок цього погіршується евакуація подрібненого матеріалу з робочої камери повітряним потоком, а розвантаження відбувається завдяки інерційному впливу молотків і ножів на продукт. Інакше кажучи, молотки і ножі створюють ефект, подібний до лопаток вентилятора-кидалки.

Про переваги запропонованої конструкції в аспекті енергетики процесу роботи свідчить і такий показник, як питома встановлена потужність (кВт*год/т), який, на відміну від попереднього показника визначається за спрощеною формулою:

$$N_{\text{пит}} = \frac{N_i}{W}, \quad (5)$$

Де N_i – встановлена потужність електродвигуна, кВт;

W – продуктивність машини на номінальному режимі, т/год.

Для ДБ-5 цей показник становить 6 кВт*год/т, для експериментального – 10 кВт*год/т, для КДУ-2, малогабаритних подрібнювачів „Таврія” і ДЗ-Т-1 порядку 15 кВт*год/т, для експериментального млина НДІ „Параметр” – 18,3 кВт*год/т.

Таким чином, проведені експериментальні дослідження підтвердили роботоздатність запропонованої конструкції та її певні переваги з інженерної точки зору.

Список літератури

1. Ялпачик Ф.Е., Ялпачик Г.С., Крыжачковский Н.Л., Кюрчев В.Н. Кормодробилки: конструкция, расчет. Запорожье, 1992. 292 с.
2. Коруняк П.С. Обґрунтування схем і параметрів устаткування ударного подрібнення зерна: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня кандидата техн. наук. Львів, 2000. 20 с.
3. Братішко Вячеслав Вячеславович. Обґрунтування процесу роботи і параметрів двоступеневого подрібнювача зелених кормів для свиней і водоплавної птиці : дис... кандидата техн. наук. Глеваха, 2007. 184 с.
4. Шеремета Р.Б. Обґрунтування параметрів та режимів роботи малогабаритної зернової дробарки: дис. ... кандидата техн. наук. Львів, 2021. 213 с.