

УДК 631.363  
© 2013

Л.О. КІРЯЦЕВ,  
І.О. РОМАНЮХА,  
доценти

БАРАБАННИЙ РІЗАЛЬНИЙ  
АПАРАТ КОВЗНОЇ ДІЇ

*Розроблено конструкцію барабанного різального апарата стеблових матеріалів ковзної дії, досліджено і визначено параметри, за якими він забезпечує зниження витрат енергії на подрібнення та мінімальні динамічні навантаження на робочий орган.*

У сільському господарстві подрібненню підлягають величезні об'єми стеблових матеріалів, тому проблема вдосконалення робочих органів, які їх подрібнюють, з метою зменшення енергоємності процесу є актуальною.

Першим процес різання лезом теоретично розглянув академік В.П. Горячкін [1]. У подальшому теорію подрібнення, і не тільки лезом, розвивали такі видатні вчені, як В.А. Желіговський, Н.Є Резник, П.Л. Полозов, В.А. Зяблов, М.А. Сулима, С.В. Мельников, А.І. Завражнов, Д.І. Ніколаєв, С.А. Прітченко, С.Ф. Колесников, А.О. Афанасьєв, В.І. Передня та ін. [2–5]. За їх науковими розробками створені сучасні подрібнювальні апарати декількох типів: дискові, барабанні, штифтові, бітерно-ножові тощо, в основу яких покладено подрібнення різанням, розривом, дробленням.

Основними недоліками робочих органів існуючих подрібнювачів стеблових кормів є висока енергоємність процесу та наявність динамічних навантажень на їх привод.

**Мета дослідження** – розробка конструкції та обґрунтування параметрів різального апарата, який забезпечив би зниження витрат енергії на подрібнення. В основу створення конструкції покласти:

- подрібнення матеріалу різання лезом, як найменш енергоємний спосіб;
- тип різального апарата – барабанний, що забезпечує найменші динамічні навантаження;
- ковзне різання, за якого зусилля різання мінімальні.

**Результати досліджень та їх обговорення.** Головна ідея – поперечне ковзне різання підпресованого матеріалу, що надходить із живильного механізму, барабанним різальним апаратом ковзної дії з ножами. Леза ножів встановлені під кутом ковзання, його величина забезпечує мінімальні витрати енергії на різання.

Запропонований барабанний різальний апарат ковзної дії складається з таких основних вузлів (рис. 1): рама, привод, живильний механізм та робочий орган. Робочим органом є суцільний порожнистий циліндричний барабан 3 із закріпленими на ньому з певним зазором до твірної поверхні барабана ножами 5. Кут нахилу лез ножів до протиризальної пластини 4 забезпечує ковзне різання. Щоб не перешкоджати подачі матеріалу, величина зазора повинна перевищувати максимальну довжину різки, яка може бути задана.

Розглянемо залежність енергетичної складової процесу різання для різних значень кутів ковзання, яка в загальному вигляді описується виразом

$$A = N \cdot t, \quad (1)$$

де  $N$  – потужність різального органа, яка витрачається на різання матеріалу, Вт;

$t$  – тривалість процесу різання, с.

Потужність різального органа визначимо так [4]:

$$N = \Delta S q r z \omega, \quad (2)$$

де  $\Delta S$  – активна довжина леза ножа, м;

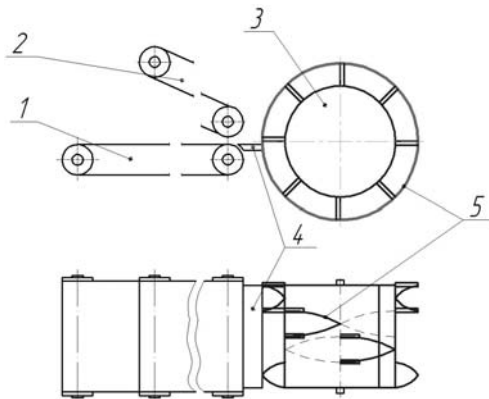
$q$  – питомий тиск різання, Н/м;

$r$  – радіус траєкторії руху лез ножів, м;

$z$  – кількість лез ножів, які одночасно

беруть участь у різанні;

$\omega$  – кутова швидкість барабана, с<sup>-1</sup>.



**Рис. 1. Барабанный різальний апарат ковзної дії:** 1 – подавальний транспортер; 2 – підпресувальний транспортер; 3 – різальний барабан; 4 – протиризальна пластина; 5 – V-подібний ніж

Якщо виразити активну довжину леза ножа через висоту горловини  $a$  та кут ковзання  $\tau$ , то будемо мати

$$\Delta S = a / \sin \tau. \quad (3)$$

Цей вираз справедливий при  $\tau \geq \arctg(a/b)$ . При  $\tau \leq \arctg(a/b)$  формула (3) набуває вигляду

$$\Delta S = b / \cos \tau, \quad (4)$$

де  $b$  – ширина горловини, м.

Питомий тиск різання за рівнянням [4] приблизно визначимо за формулою

$$q = K q_0, \quad (5)$$

де  $q_0$  – нормальний питомий тиск різання, Н/м;

$K$  – коефіцієнт пропорційності. Значення його, за виразом (4) і залежно від величини кута ковзання, дорівнюватиме:  $K = 1 - (0,5\tau / 55^\circ)$ .

Підставимо у формулу (2) активну довжину леза (3) та питомий тиск різання (5) і отримаємо, що

$$N = q_0 K \frac{a}{\sin \tau} r z \omega = C \frac{K \omega}{\sin \tau}, \quad (6)$$

де  $C = q_0 a r z$  – коефіцієнт, який являє собою добуток постійних параметрів (6) для даних конструкції подрібнювача і матеріалу.

Аналіз рівняння показує, що зі збільшенням величини кута  $\tau$  потужність на

різання зменшується. Тому для зменшення витрат енергії на подрібнення матеріалу рекомендується використовувати робочі органи з ножами, леза яких встановлені під кутами ковзання  $\tau = 50-80^\circ$  до протиризальної пластини. Але зі збільшенням величини  $\tau$  зникає ефект защемлення матеріалу у різальній парі, збільшуються сили виштовхування матеріалу з неї. Під дією цих сил виникає боковий зсув подрібнюваної маси, що спричиняє осьові та динамічні зусилля, а отже, і відповідні навантаження на вал різального барабана. Для нейтралізації осьового навантаження пропонуємо надати лезам ножів V-подібну (шевронну) форму, направлену вершиною проти напрямку обертання барабана (рис. 1). А для зменшення динамічних навантажень – поділити по ширині барабана кожен V-подібний ніж на декілька. Наголосимо, чим більша кількість ножів розміщена по ширині барабана, тим менші динамічні навантаження будуть у процесі різання. Але кількість ножів обмежена з конструктивних міркувань, наприклад умовою їх кріплення.

Розрахуємо кількість ножів, які потрібно встановити на барабані. Відомими є:  $b$  – ширина барабана, м;  $b_n$  – ширина V-подібного ножа (м), яку приймаємо згідно з конструкцією, але кратну ширині барабана;  $\tau$  – кут ковзання лез V-подібних ножів, град;  $D$  – орієнтовний діаметр барабана (м), значення якого буде уточнено в подальших розрахунках.

Задачу розв'язуватимемо з огляду на те, що, завдяки достатньому попередньому ущільненню матеріалу, V-подібній формі ножа та використанню ковзного різання, подрібнення починається відразу з початком взаємодії ножа з масою.

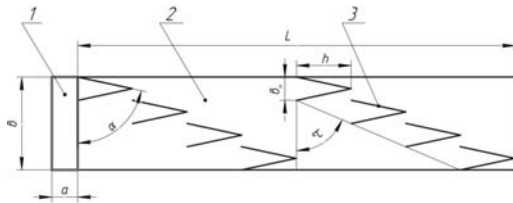
Загальна кількість ножів  $Z$ , яку потрібно встановити на барабані, дорівнює:

$$Z = z_u \cdot z_o,$$

де  $z_u$  – кількість рядів ножів по ширині барабана, шт.;

$z_o$  – кількість ножів в одному ряду, шт.

Кількість рядів ножів по ширині бара-



**Рис. 2. Схема розгортки поверхні різального барабана ковзної дії:**  
1 – горловина; 2 – поверхня барабана;  
3 – V-подібний ніж

бана знайдемо за виразом  $z_u = b / b_n$ , а кількість ножів в одному ряду –

$$z_{\partial} = \frac{\pi \cdot D}{b \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \quad (7)$$

де  $\alpha$  – кут нахилу ряду ножів до протирізальної пластини, град:  $\alpha = \operatorname{arctg}(h / b_n)$ , де  $h$  – висота ножа, м;  $h = 0,5 \cdot b_n \cdot \operatorname{tg} \tau$ .

Обчислену за формулою (7) кількість ножів в одному ряду округлюємо до цілого в більший або менший бік (краще до парного числа) і уточнюємо за формулою (7) величину діаметра барабана. Приклад розгортки різального барабана наведено на рис. 2.

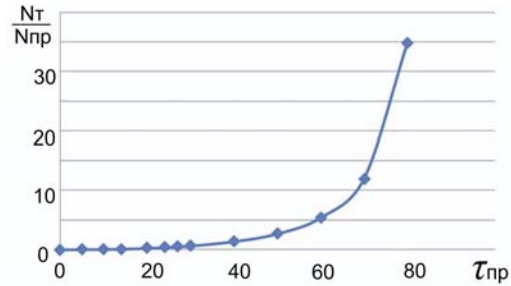
Порівняємо витрати енергії за одиницю часу (потужність) на подрібнення традиційним  $N_m$ , для якого, за рекомендаціями С.В. Мельникова [4],  $\tau = 27^\circ$ , і запропонованим  $N_{np}$  різальними апаратами, скориставшись для цього формулою (6),

$$\frac{N_m}{N_{np}} = \frac{q_0 \cdot K_m \cdot r_m \cdot z_m \cdot \omega_m \cdot \Delta S_T}{q_0 \cdot K_{np} \cdot r_{np} \cdot z_{np} \cdot \omega_{np} \cdot \Delta S_{np}}, \quad (8)$$

де  $K_m$  і  $K_{np}$  – коефіцієнт пропорційності, який враховує зниження питомого тиску залежно від величини кута ковзання відповідно для традиційного і запропонованого апарата;

$r_m$  і  $r_{np}$  – радіус різального барабана відповідно для традиційного і запропонованого апарата;  $r_m = r_{np}$ ;

$z_m$  і  $z_{np}$  – число лез ножів, що одночасно беруть участь у різанні, відповідно для традиційного і запропонованого апарата. Зважаючи на V-подібну форму ножа запропонованого різального апарата, кількість



**Рис. 3. Графік залежності відношення  $N_t / N_{np}$  витрат енергії від величини кута нахилу лез ножів  $\tau_{np}$  запропонованого різального апарата**

одночасно лез у ньому завжди вдвічі більша;

$\omega_m$  і  $\omega_{np}$  – кутова швидкість різального барабана відповідно для традиційного і запропонованого апарата;

$S_m$  і  $\Delta S_{np}$  – активна довжина леза ножа відповідно для традиційного і запропонованого апарата.

При порівнянні конструктивні параметри (висота  $a$  і ширина  $b$  горловини і радіус різального барабана  $r$ ), продуктивність різального апарата  $Q$  та довжина різки  $l$  прийняті однаковими. Залежність між кутовими швидкостями різальних барабанів традиційного і запропонованого за цих умов буде такою:

$$\omega_{np} = \frac{\omega_m \cdot z_{\partial m}}{z_{\partial np}},$$

де  $z_{\partial m}$  і  $z_{\partial np}$  – кількість ножів в одному ряду відповідно для традиційного і запропонованого різальних апаратів (7).

Виконавши необхідні заміни, перетворення і скорочення, ми отримали:

- якщо  $\tau_{np} \geq \operatorname{arctg}(a / b)$ , то формула (8) прийме вигляд

$$\frac{N_m}{N_{np}} = \frac{0,5 K_m \cdot \sin \tau_{np} \cdot \operatorname{tg} \tau_{np}}{K_{np} \cdot \sin \tau_m \cdot \operatorname{tg} \tau_m}; \quad (9)$$

- якщо  $\tau_{np} \leq \operatorname{arctg}(a / b)$ , то формула (8) набуде вигляду

$$\frac{N_m}{N_{np}} = \frac{0,5 K_m \cdot a \cdot \cos \tau_{np} \cdot \operatorname{tg} \tau_{np}}{K_{np} \cdot b \cdot \sin \tau_m \cdot \operatorname{tg} \tau_m}, \quad (10)$$

де  $\tau_m$  і  $\tau_{np}$  – кути ковзання відповідно для традиційного і запропонованого різальних апаратів.

Використовуючи залежності (9) і (10), ми для прикладу побудували графік  $N_m / N_{np} = f(\tau_{np})$  – рис. 3. Умови: висота горловини  $a = 0,1$  м; ширина горловини  $b = 0,4$  м; кут нахилу лез ножів традиційного барабана  $\tau_m = 27^\circ$ ; діапазон зміни кута нахилу лез ножів запропонованого барабана  $0 \leq \tau_{np} \leq 80^\circ$ .

Для наведеного прикладу перевага у витратах енергії на подрібнення барабанним різальним апаратом ковзної дії почи-

нається при  $\tau_{np} = 35,5^\circ$  і різко збільшується зі зростанням значення кута нахилу лез ножів до протирізальної пластини. Вважаємо, що для барабанних різальних апаратів запропонованої конструкції кут нахилу лез ножів до протирізальної пластини раціонально приймати в межах  $50-80^\circ$ . Це забезпечить ковзне різання і значно зменшить витрати енергії на подрібнення (у нашому прикладі в 3–35 разів).

Аналогічну залежність і висновки маємо, якщо порівнювати витрати енергії запропонованого та існуючих барабанних різальних апаратів.

### Висновки

1. Запропонований барабанний різальний апарат ковзної дії при величинах кута ковзання від  $50$  до  $80^\circ$  забезпечує значне зниження витрат енергії на різання порівняно з традиційним;

2. Завдяки V-подібній формі ножів дана

конструкція гарантує мінімальні динамічні навантаження та нейтралізацію осьових зусиль на опори барабана, причому динамічні навантаження зменшуються зі зменшенням розмірів ножів.

### Бібліографія

1. Горячкин В.П. Собрание сочинений / В.П. Горячкин. – М. : Колос, 1965. – Т. I. – 578 с.

2. Завражнов А.И. Механизация приготовления и хранения кормов / А.И. Завражнов, Д.И. Николаев. – М. : Агропромиздат, 1990. – 336 с.

3. Кулаковский И.В. Машины и оборудование для приготовления кормов. Справочник / Кулаковский И.В., Кирпичников

Ф.С., Резник Е.Н. – М. : Россельхозиздат, 1987. – Ч. 1. – 285 с.

4. Механизация животноводческих ферм / [Мельников С.В., Андреев П.В., Базенков В.Ф. и др.]. – М. : Колос, 1969. – 440 с.

5. Резник Н.Е. Теория резания лезвием и основы расчёта режущих аппаратов / Н.Е. Резник. – М. : Машиностроение, 1975. – 314 с.

Рецензент – доктор технічних наук, професор С.С. Тищенко