

## ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ БАРАБАННОГО РІЖУЧОГО АПАРАТУ КОВЗНОЇ ДІЇ

Кіряцев Л.О., доцент, Романюха І.О., к.т.н., доцент  
(Дніпропетровський державний аграрний університет)

*Розроблено конструкцію барабанного ріжучого апарату стеблових матеріалів ковзної дії, виконано дослідження і визначено його параметри, за якими він забезпечує зменшення витрати енергії на подрібнення та мінімальні динамічні навантаження на робочий орган*

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

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Першим процес різання лезом теоретично розглянув академік В.П. Горячкін [1]. В подальшому теорії подрібнення, і не тільки лезом, розвивали такі видатні вчені, як В.А. Желіговський, Н.Є Рєзник [5], П.Л. Полозов, В.А. Зяблов, М.А. Сулима, С.В. Мельников [4], А.І. Завражнов [2], Д.І. Ніколаєв, С.А. Прітченко, С.Ф. Колесников, А.О. Афанасьєв, В.І. Передня та інші. За їх науковими розробками створені сучасні подрібнювальні апарати декількох типів: дискові, барабанні, штифтові, бітерно - ножові та інші, в основу яких покладено подрібнення різанням, розривом, дробленням.

Основні недоліки робочих органів існуючих подрібнювачів стеблових кормів є висока енергоємність процесу та наявність динамічних навантажень на їх привід.

**Мета дослідження** – розробка конструкції і обґрунтування параметрів ріжучого апарата, який забезпечив би зменшення витрат енергії на подрібнення. З цією метою в розробку конструкції покладено наступні принципи:

- подрібнення матеріалу виконувати різанням лезом, як найменш енергоємним способом подрібнення;
- подрібнення проводити барабанним ріжучим апаратом, який забезпечує найменші динамічні навантаження;
- подрібнення виконувати ковзним різанням, при якому зусилля різання мінімальні.

**Результати досліджень.** Головна ідея – поперечне ковзне різання поступаючого з живильного механізму підпресованого матеріалу проводити барабанним ріжучим апаратом ковзної дії з ножами, леза яких встановлені під кутом ковзання, величина якого забезпечує мінімальні витрати енергії на різання.

Запропонований барабанний ріжучий апарат ковзної дії складається з наступних основних вузлів (рис. 1): рама, привід, живильний механізм (відомі конструкції) та робочий орган.

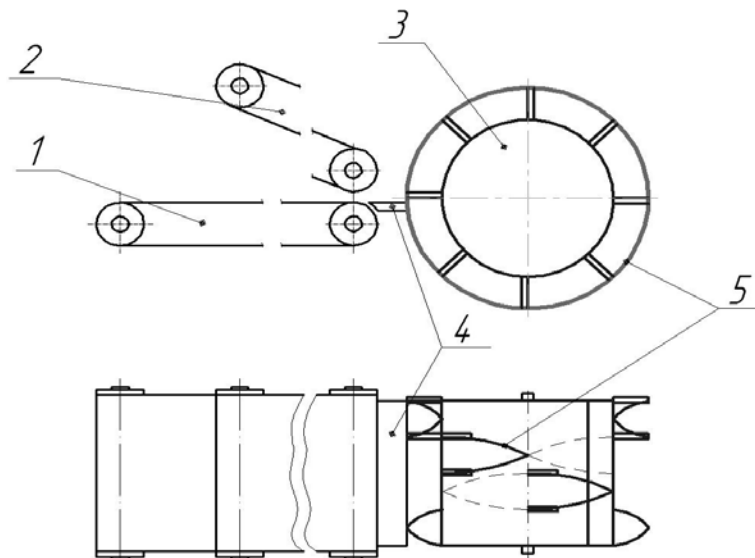


Рис. 1. Барабанный ріжучий апарат ковзної дії: 1 – подаючий транспортер, 2 – підпресовуючий транспортер, 3 – ріжучий барабан, 4 – протирізальна пластина, 5 – V-подібний ніж

Робочим органом є суцільний пустотілий циліндричний барабан 3 з закріпленими на ньому з певним зазором до твірної поверхні барабану ножами 5, кут нахилу лез яких до протирізальної пластини 4 забезпечує ковзне різання. Щоб не перешкоджати подачі матеріалу, величина зазору 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 наступним виразом

$$A = N \cdot t, \text{ Дж}, \quad (1)$$

де  $N$  – потужність ріжучого органа, яку витрачаємо на різання матеріалу, Вт;

$t$  – тривалість процесу різання, с.

Потужність ріжучого органа визначимо наступним чином [4]

$$N = \Delta S q r z \omega, \text{ Вт}, \quad (2)$$

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 приймають участь у різанні;

$\omega$  – кутова швидкість барабану,  $\text{с}^{-1}$ .

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

$$\Delta S = \frac{a}{\sin \tau}. \quad (3)$$

Цей вираз справедливий при  $\tau \geq \arctg \frac{a}{b}$ . При  $\tau \leq \arctg \frac{a}{b}$  формула (3) набуває виразу

$$\Delta S = \frac{b}{\cos \tau}, \quad (4)$$

де  $b$  – ширина горловини, м.

Питомий тиск різання, згідно [4], приблизно визначимо за виразом

$$q = Kq_0, \quad (5)$$

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

$K$  – коефіцієнт пропорційності. За даними [4] значення його залежно від величини кута ковзання можна визначити з виразу

$$K = 1 - \frac{0,5\tau}{55^\circ}.$$

Підставимо в (2) активну довжину леза з (3) та питомий тиск різання з (5) і отримаємо

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

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

Аналіз формули показує, що зі збільшенням величини кута  $\tau$  потужність на різання зменшується. Тому для зменшення витрат енергії на подрібнення матеріалу бажано використовувати робочі органи з ножами, леза яких встановлені під кутами ковзання  $\tau = (50 \dots 80)^\circ$  до протирізальної пластини. Але, зі збільшенням величини  $\tau$  зникає ефект защемлення матеріалу в ріжучій парі, збільшуються сили виштовхування матеріалу з ріжучої пари, під дією яких виникає боковий зсув подрібнюваної маси, що спричиняє осьові та динамічні зусилля, а, отже, і відповідні навантаження на вал ріжучого барабану. Нейтралізувати осьове навантаження ми пропонуємо надавши 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. При чому, чим більша кількість ножів розміщена по ширині барабана, тим менші динамічні навантаження будуть при різанні. Але кількість ножів обмежена конструктивними міркуваннями, 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 з конструктивних міркувань, але кратну ширині барабана;  $\tau$  – кут ковзання лез V – подібних ножів, град.;  $D$  – орієнтовний (з конструктивних міркувань) діаметр барабана, м, значення якого буде уточнено в подальших розрахунках.

Задачу будемо вирішувати, виходячи з міркувань, що, завдяки достатньо попередньо підпресованому матеріалі, V-подібній формі ножа та використанні

ковзного різання, подрібнення починається відразу з початком взаємодії ножа з масою.

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

$$Z = z_{\text{ш}} \cdot z_{\text{д}}, \quad (7)$$

де  $z_{\text{ш}}$  – кількість рядів ножів по ширині барабана, шт.;

$z_{\text{д}}$  – кількість ножів в одному ряду, шт.

Кількість рядів ножів по ширині барабана знайдемо за виразом

$$z_{\text{ш}} = \frac{b}{b_n}, \quad (8)$$

а кількість ножів в одному ряду

$$z_{\text{д}} = \frac{\pi \cdot D}{b \cdot \text{tg} \alpha}, \quad (9)$$

де  $\alpha$  – кут нахилу ряду ножів до протирізальної пластини, град. Значення його можна підрахувати за формулою

$$\alpha = \text{arc tg} \frac{h}{b_n}, \quad (10)$$

де  $h$  – висота ножа, м, величину якої визначимо так

$$h = 0,5 \cdot b_n \cdot \text{tg} \tau. \quad (11)$$

Обчислену за формулою (9) кількість ножів в одному ряду округлюємо до цілого в більшу або меншу сторону (з конструктивних міркувань краще до парного числа) і уточнюємо за формулою (9) величину діаметру барабана. Приклад розгортки ріжучого барабана наведений 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  $N_{np}$  ріжучими апаратами, скориставшись для цього формулою (6)

$$\frac{N_m}{N_{np}} = \frac{q_0 \cdot K_m \cdot r_m \cdot z_m \cdot \omega_m \cdot \Delta S_{\tau}}{q_0 \cdot K_{np} \cdot r_{np} \cdot z_{np} \cdot \omega_{np} \cdot \Delta S_{np}}, \quad (12)$$

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

$r_m$  і  $r_{np}$  – радіус ріжучого барабана, відповідно, для традиційного і запропонованого ріжучого апарата. Для порівняння прийємомо  $r_m = r_{np}$ ;

$z_m$  і  $z_{np}$  – число лез ножів одночасно приймаючих участь у різанні, відповідно, для традиційного і запропонованого ріжучого апарата. Зважаючи на V-подібну форму ножа запропонованого ріжучого апарата кількість одночасно ріжучих лез в ньому завжди вдвічі більша;

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

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

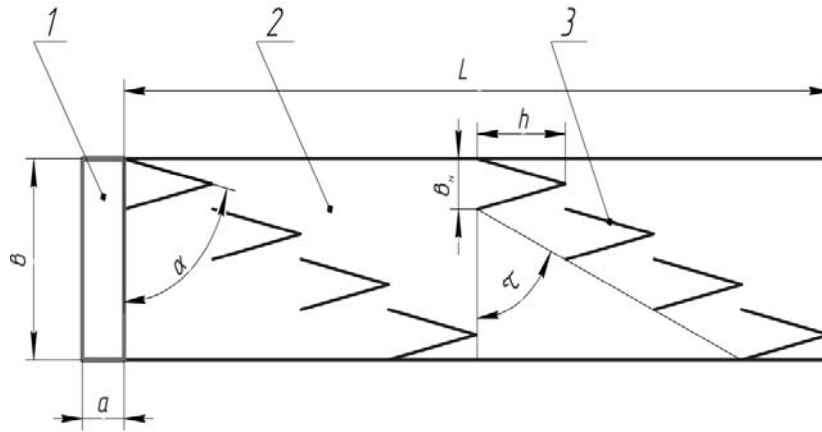


Рис. 2. Схема розгортки поверхні ріжучого барабану ковзної дії: 1 – горловина, 2 – поверхня барабана, 3 - V-подібний ніж

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

$$\omega_{np} = \frac{\omega_m \cdot z_{d,m}}{z_{d,np}}; \quad (13)$$

де  $z_{d,m}$  і  $z_{d,np}$  – кількість ножів в однім ряду, відповідно, для традиційного і запропонованого ріжучого апарата за формулою (9), шт.

Виконавши необхідні заміни, перетворення і скорочення, ми отримали наступне:

- у випадку, коли  $\tau_{np} \geq \arctg \frac{a}{b}$  формула (12) прийме вигляд

$$\frac{N_m}{N_{np}} = \frac{0,5K_m \cdot \sin \tau_{np} \cdot \operatorname{tg} \tau_{np}}{K_{np} \cdot \sin \tau_m \cdot \operatorname{tg} \tau_m}, \quad (14)$$

- у випадку, коли  $\tau_{np} \leq \arctg \frac{a}{b}$  формула (12) набуде такого вигляду

$$\frac{N_m}{N_{np}} = \frac{0,5K_m \cdot a \cdot \cos \tau_{np} \cdot \operatorname{tg} \tau_{np}}{K_{np} \cdot b \cdot \sin \tau_m \cdot \operatorname{tg} \tau_m}, \quad (15)$$

де  $\tau_m$  і  $\tau_{np}$  - кут ковзання, відповідно, для традиційного і запропонованого ріжучого апарата.

Використовуючи залежності (14) і (15) нами для прикладу побудовано графік  $\frac{N_m}{N_{np}} = f(\tau_{np})$  (рис. 3). Графік побудовано для умов: 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  $0 \leq \tau_{np} \leq 80^\circ$ .

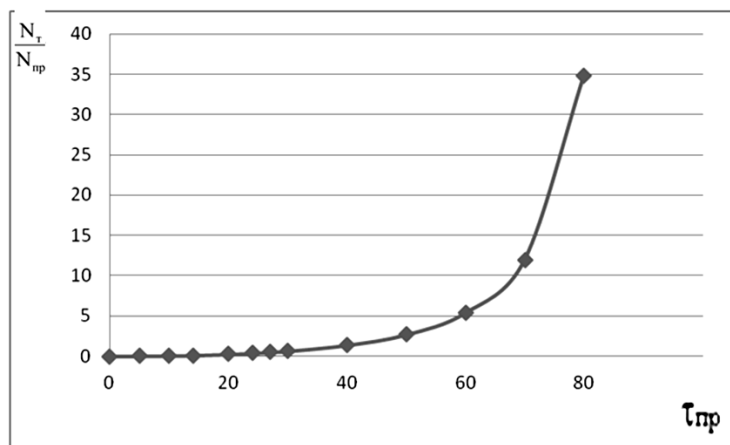


Рис. 3. Графік залежності відношення  $N_m/N_{np}$  витрат енергії залежно від величини кута нахилу лез ножів  $\tau_{np}$  запропонованого ріжучого апарата

Побудований графік свідчить, що для даного прикладу перевага в витратах енергії на подрібнення барабанним ріжучим апаратом ковзної дії починається при  $\tau_{np} = 35,5^\circ$  і різко збільшується зі зростанням значення кута нахилу лез ножів до протирізальної пластини. Вважаємо, що для барабанних ріжучих апаратів запропонованої конструкції кут нахилу лез ножів до протирізальної пластини раціонально приймати в межах  $(50...80)^\circ$ , що, забезпечуючи ковзне різання, значно зменшить витрати енергії на подрібнення (в нашому прикладі в 3...35 разів).

Аналогічну залежність і висновки маємо і порівнюючи витрати енергії для існуючих барабанних ріжучих апаратів з іншими параметрами (розміри горловини і величини кутів нахилу ножів до протирізальної пластини).

Висновки. 1. Запропонований барабанний ріжучий апарат ковзної дії при величинах кута ковзання від 50 до 80 градусів забезпечує значне зменшення витрат енергії на різання в порівнянні 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.

### Список використаних джерел

1. Горячкин В.П. Собрание сочинений, т. I - III. – М., «Колос», 1965. – 1578 с.
2. Завражнов А.И., Николаев Д.И, Механизация приготовления и хранения кормов. – М.: Агропромиздат, 1990. – 336 с.
3. Кулаковский И.В., Кирпичников Ф.С., Резник Е.Н. Машины и оборудование для приготовления кормов. Ч. 1. Справочник. – М.: Россельхозиздат, 1987. – 285 с.
4. Механизация животноводческих ферм / С.В. Мельников, П.В. Андреев, В.Ф. Базенков и др. – М.: Колос, 1969. – 440 с.
5. Резчик Н.Е. Теория резания лезвием и основы расчёта режущих аппаратов. – М.: Машиностроение, 1975. – 314 с.

## **Аннотация**

### **Обоснование параметров барабанного режущего аппарата скользящего действия**

Киряцев Л.А., Романюха И.Е.

*Разработано конструкцию барабанного режущего аппарата стебельчатых материалов скользящего действия, выполнено исследование и определено его параметры, при которых он обеспечивает снижение затрат энергии на измельчение и минимальные динамические нагрузки на рабочий орган*

## **Abstract**

### **Substantiation of parameters of the cutting drum aparata moving action**

L.Kiryatsev, I.Romanyukha

*Developed design of drum cutting device stem materials moving action, has been studied and defined the parameters for which it provides reduction of energy consumption for growing shallow.end minimum dynamic load on the working body*