



УДК 631.3:636.085.52

## **ОЦІНКА ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ І РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ НА ПРОДУКТИВНІСТЬ РІЗАКА ДЛЯ СИЛОСНОЇ МАСИ**

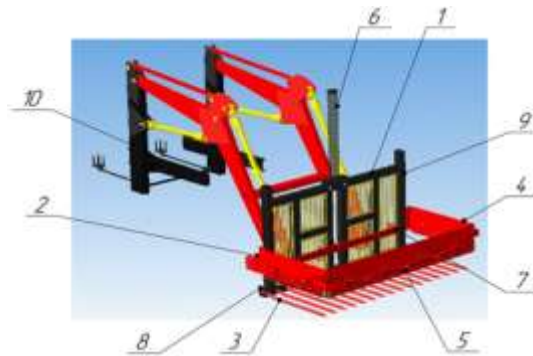
**Руткевич В.С.**, к.т.н., доцент, [v\\_rut@ukr.net](mailto:v_rut@ukr.net)  
*Вінницький національний аграрний університет*

**Вступ.** Раціональна механізація процесу вивантаження силосної маси є важливою складовою підвищення ефективності заготівлі та використання стеблових кормів у тваринництві. Традиційні конструкції ріжучих механізмів не завжди забезпечують необхідну продуктивність і якість подрібнення, особливо під час роботи з щільно ущільненими кормами у траншеях. Тому актуальним є дослідження впливу конструктивних і режимних параметрів ризака на його продуктивність та обґрунтування шляхів підвищення ефективності блочно-порційного вивантаження силосної маси.

**Мета дослідження.** Встановлення впливу конструктивних і

режимних параметрів на продуктивність різака для силосної маси та обґрунтування шляхів підвищення ефективності процесу блочно-порційного вивантаження силосної маси із траншейних сховищ.

**Результати дослідження.** Принципову конструктивну-технологічну схему різака для силосної маси показано на рис. 1. Різок для силосної маси складається з вертикальної рами 1, на нижньому брусі 8 якої закріплено вила 3, також на рамі розміщено П – подібну рамку 4 з ріжучими ножами у нижній частині, вертикальне переміщення якої здійснюється за допомогою гідроциліндра 6 двосторонньої дії, а відокремлення стеблового корму корму від моноліту у вертикальній площині здійснюється різальним механізмом 5 з приводом від гідромотора 2. Вирізний механізм різака розміщується на стрілі фронтального навантажувача на базі трактора МТЗ-82 [1].



- 1 – вертикальна рама, 2 – гідромотор, 3 – вила, 4 – П-подібна рамка,  
5 – різальний механізм, 6 – гідроциліндр, 7 – поперечна тяга,  
8 – нижній брус, 9 – направляючі, 10 – стріла

Рисунок 1 – Різок для силосної маси

Одна з основних вимог до різаків силосної маси з траншейних сховищ – максимальна продуктивність при мінімальних енерговитратах [1, 2]. Теоретична продуктивність навантаження силосної маси за одиницю часу за умови безперервної роботи різака і при максимальному використанні його технічних параметрів визначається виразом:

$$Q = 3,6m_{\delta} / t_{ц}, \quad (1)$$

де  $m_{\delta}$  – номінальна маса блоку, кг;

$t_{ц}$  – тривалість навантажувального циклу, с.

Маса кормового блоку визначається за виразом:

$$m_{\bar{o}} = V_{\bar{o}} \rho k_o, \quad (2)$$

де  $V_{\bar{o}}$  – теоретичний об'єм блоку, м<sup>3</sup>;  $\rho$  – середня щільність корму, кг/м<sup>3</sup>;  
 $k_o$  – коефіцієнт використання теоретичного об'єму.

При відділенні блоку від основного силосного масиву щільність в ньому практично не змінюється, тому значення щільності корму в блоці приймаємо рівним значенню щільності масиву. Оскільки другий і наступні блоки за пропонованою технологією відрізаються тільки з двох сторін, вони формуються усіченими з одного боку. У зв'язку з цим введено коефіцієнт використання теоретичного об'єму  $k_o$ . Він пояснює зменшення об'єму блоку в порівнянні з теоретичним і пов'язаний із зменшенням площі блоку по основі.

Розглядаючи блок корму, як прямокутну призму, коефіцієнт  $k_o$  можна виразити відношення:

$$k_o = 1 - \frac{\Delta A}{A_m}, \quad (3)$$

де  $\Delta A$  – площа зони перекриття, м<sup>2</sup>;

$A_m$  – теоретична площа основи призми, м<sup>2</sup>.

Виразивши площу основи призми  $A_m$  через довжину  $a$  і ширину  $b$  (рис. 2), а площу зони перекриття  $\Delta A$  як площу трикутника, отримаємо:

$$k_o = 1 - \frac{\Delta a}{2a}, \quad (4)$$

де  $\Delta a$  – основа зони перекриття, м.

Тривалість навантажувального циклу різача силосної маси визначається за виразом:

$$t_{\text{ц}} = t_n + t_{\bar{o}} + t_{om} + t_{\text{рв}}, \quad (5)$$

де  $t_n$  – час, що витрачається на під'їзд різача до кормового масиву, орієнтацію вил в горизонтальній площині і їх впровадження, с;

$t_{\bar{o}}$  – час, що витрачається на вирізання блоку корму, с;

$t_{om}$  – час, що витрачається на відрив блок-порції по основі і підйом стріли, с;

$t_{\text{рв}}$  – час під'їзду різача до транспортного засобу і розвантаження вил, с.

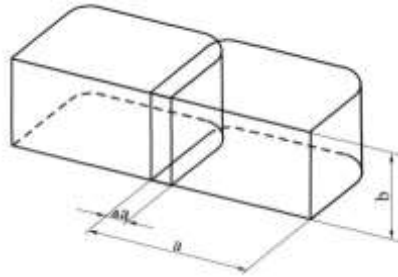


Рисунок 2 – Схема для визначення об'єму блок-порції силосної маси

Аналізуючи баланс часу навантажувального циклу, приходимо до висновку, що складова  $t_e$  найбільш тривала. Вона в основному і визначає продуктивність різака. Отже, продуктивність різака силосної маси збільшиться, якщо значення  $t_e$  зменшиться.

Час на вирізання блоку визначається за виразом:

$$t_e = \frac{(a+b)}{v_n} k_p, \quad (6)$$

де  $v_n$  – швидкість подачі ножа, м/с;

$k_p$  – коефіцієнт траєкторії різання.

Значення коефіцієнта  $k_p$  менше 1, так як технологією передбачено вирізати блок-порцію корму лише з двох сторін.

З урахуванням того, що тільки перший блок на початку ряду  $z$  відрізається по теоретичному параметру  $(a+2b)$ , інші  $(z-1)$  блоки відрізаються по  $(a+b)$ , коефіцієнт  $k_p$  визначається за виразом:

$$k_p = \frac{(a+b)(z-1) + (a+2b)}{(a+2b)z}, \quad (7)$$

Після перетворення виразу (1) продуктивність різака для вивантаження силосної маси визначається за виразом:

$$Q = \frac{3,6V_0 \rho k_0}{t_n + t_{om} + t_p + \frac{k(a+b)}{v_n}}. \quad (8)$$

Вираз (8) враховує геометричні параметри робочого органу різака для силосної маси та фізико-механічні властивості вантажу.

Залежність продуктивності різака для силосу від режимних параметрів і фізико-механічних властивостей силосної маси представлено на рис. 3.

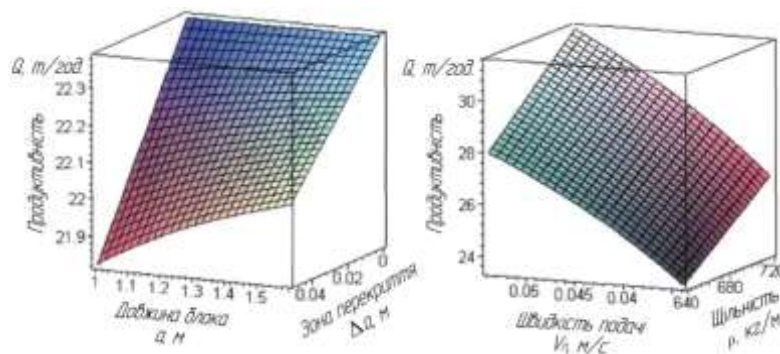


Рисунок 3 – Залежність продуктивності різака для силосної маси від режимних параметрів і фізико-механічних властивостей стеблового корму

**Висновки.** Проведені дослідження дозволили встановити вплив основних конструктивних і режимних параметрів на продуктивність різака для силосної маси. Запропонована конструктивно-технологічна схема забезпечує підвищення ефективності процесу блочно-порційного вивантаження силосної маси із траншейних сховищ. Отримані теоретичні залежності дають можливість оптимізувати роботу різака з урахуванням геометрії робочого органу, властивостей корму та режимів різання, що сприяє підвищенню якості і продуктивності вивантаження.

## БІБЛІОГРАФІЯ

1. Kuzmenko V.F., Veselovska N.R., Rutkevych V.S., Shargorodskiy S.A., Kholodiuk O. V. Modeling of an adaptive hydraulic drive system for the cutting mechanism of a stem feed loader. *Journal of Engineering Sciences (Ukraine)*. 2025. Vol. 12(2), pp. F1–F11.
2. Shargorodskiy S., Rutkevych V., Kupchuk I., Hraniak V., Didyk A. Investigation of drive power of the mechanism for separation of stem feed from feed monolith. *Agricultural engineering*. 2022. Vol. 54. P. 27–38.





ІНСТИТУТ МЕХАНІКИ ТА  
АВТОМАТИКИ  
АГРОПРОМИСЛОВОГО  
ВИРОБНИЦТВА НААН  
України



НАЦІОНАЛЬНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ  
БІОРЕСУРСІВ І  
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ  
України



ІНСТИТУТ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТА  
ПРИРОДНИЧИХ НАУК  
НАЦІОНАЛЬНОГО  
ДОСЛІДНИЦЬКОГО ІНСТИТУТУ  
(Польща)

**МАТЕРІАЛИ**  
**XIV-ї Науково-технічної конференції**  
**«Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві»**

**01-17 жовтня 2025 року**

Глеваха - Київ  
2025

УДК 631.171

Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві: XIV Міжнародна науково-технічна конференція, смт Глеваха Київської області – м. Київ, Україна, 1-17 жовтня 2025 року: матеріали конференції. Глеваха-Київ. 2025. - 204 с.

В матеріалах конференції коротко викладені основні результати теоретичних та експериментальних досліджень з пріоритетних напрямків розвитку тваринництва та кормовиробництва. Наведені дані про ефективність результатів наукових досліджень та їх виробничої перевірки.

Матеріали розраховані на науковців та здобувачів наукового ступеня.

**Організаційний комітет конференції:** *Адамчук В.В.*, д.т.н., проф., академік НААН, директор Інституту механіки та автоматики агропромислового виробництва НААН України (голова оргкомітету); *Братишко В.В.*, д.т.н., проф., декан механіко-технологічного факультету Національного університету біоресурсів і природокористування України (співголова оргкомітету); *Штробель В.Р.*, доктор наук, директор Інституту технологічних та природничих наук Національного дослідницького інституту, Польща, (співголова оргкомітету); *Собчук Генрик*, професор, голова вченої ради Інституту технологічних та природничих наук Національного дослідницького інституту, Польща, (співголова оргкомітету); *Viacheslav Adamchuk*, д.т.н., професор і завідувач кафедри інженерії біоресурсів в Університеті McGill, Канада, (співголова оргкомітету); *Simone Pascuzzi*, д.т.н., професор кафедри агроекологічних та територіальних наук Університету Варі, Італія, (співголова оргкомітету); *Hristo Beloev*, д.т.н., професор Русенського університету, Болгарія, (співголова оргкомітету); *Maroš Korenko*, д.т.н., професор Словацького університету сільського господарства в Нітрі, Словачія, (співголова оргкомітету); *Jüri Olt*, д.т.н., професор агротехніки Естонського університету наук про життя, Естонія, (співголова оргкомітету); *Ребенко В.І.*, к.т.н., доц., доцент кафедри охорони праці та біотехнічних систем у тваринництві НУБіП України (секретар оргкомітету); *Кузьменко В.Ф.*, к.т.н., с.н.с., провідний науковий співробітник відділу механіки та автоматики біотехнічних систем у тваринництві ІМА АПВ НААН; *Хмельовський В.С.*, д.т.н., проф., завідувач кафедри охорони праці та біотехнічних систем у тваринництві НУБіП України; *Ткач В.В.*, к.т.н., с.н.с. завідувач відділу механіки та автоматики біотехнічних систем у тваринництві ІМА АПВ НААН; *Фененко А.І.*, д.т.н., проф., головний науковий співробітник ІМААПВ; *Голуб Г.А.*, д.т.н., проф., професор кафедри тракторів, автомобілів та біоенергосистем НУБіП України; *Собчук Генрик*, професор, голова вченої ради Інституту технологічних та природничих наук Національного дослідницького інституту, Польща; *Ревенко І.І.*, д.т.н., проф., професор кафедри охорони праці та біотехнічних систем у тваринництві НУБіП України; *Роговський І.Л.*, д.т.н., проф., завідувач кафедри технічного сервісу та інженерного менеджменту ім. М.П. Момотенка; *Заболотько О.О.*, к.т.н., доц., доцент кафедри охорони праці та біотехнічних систем у тваринництві НУБіП України; *Сівак І.М.*, к.т.н., доц., доцент кафедри сільськогосподарських машин і системотехніки ім. П.М. Василенка НУБіП України; *Тітова Л.Л.*, к.т.н., доц., доцент кафедри технічного сервісу та інженерного менеджменту ім. М.П. Момотенка НУБіП України.

*Рекомендовано до видання:*

вченою радою ІМААПВ НААН України (протокол № 5 від «21» листопада 2025 р.);  
вченою радою механіко-технологічного факультету НУБіП України  
(протокол № 4 від «20» листопада 2025 року)

*Адреси для листування:*

08631, Київська обл., Васильківський р-н, смт. Глеваха, вул. Вокзальна, 11  
03041, Україна, м. Київ, вул. Героїв Оборони, 12, к. 11

*E-mail:* ima.apv.naan@gmail.com, mtf11k@ukr.net, info@animal-conf.inf.ua

*Сайт конференції:* <http://animal-conf.inf.ua>

© ІМА АПВ НААН України, 2025

© НУБіП України, 2025