e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

SUBSTANTIATION OF KNIFE DRUM PARAMETERS OF A ROLLER-CHOPPER BASED ON THE CONDITIONS OF STALK SEVERING ON A SOIL BASE AND PREVENTION OF INTER-KNIFE SPACE CLOGGING

D. Bohatyrov*, V. Salo, S. Leshchenko, O. Yurchenko
Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
crop residues,
Winkler model,
torque,
specific shear energy,
sunflower.

Article history:
Received 03.11.2026
Reviewed 15.11.2026
Approved 22.11.2026

Corresponding author:
bohatyrovdv@kntu.kr.ua

ABSTRACT

Non-driven roller-choppers with knife drums are the simplest means of chopping the residues of tall-stem preceding crops before direct seeding, but their performance is limited by clogging of the space between knives, and the chopping quality depends on how stalks are cut on deformable soil. The aim of the work is to substantiate the knife drum parameters using analytical conditions of stalk severing on a soil base and experimental relationships for the cutting resistance, clogging probability and field orientation of sunflower stalks. A model is developed that combines the conditions of particle length and single-knife contact, the force condition of severing and the linear Winkler elastic foundation model. A condition for severing a stalk on the soil surface is obtained: the bedding coefficient must be not less than the ratio of the specific cutting energy to the product of the loaded stalk length and the stalk diameter. The resistance of sunflower stalks to severing on soil grows linearly with diameter and moisture and decreases with soil hardness; the effective specific cutting energy is 25.3 kJ/m². The resistance component not related to the stalk cross-section decreases from 376 to 240 N as soil hardness rises from 0.8 to 4.0 MPa, which confirms that stalks are pressed into soft soil before severing. The smallest stalk diameter severed on the surface is 63.1, 25.3 and 15.8 mm at bedding coefficients of 2, 5 and 8 N/cm³. The torque on the axle of a 513 mm drum when severing stalks 10–25 mm in diameter is 23.9–72.0 N·m, and as knife penetration increases from 0.01 to 0.03 m, the torque for a 20 mm stalk rises from 47.8 to 60.4 N·m. After the combine, stalks deviate from the row axis with a standard deviation of 7.1°, so with a knife pitch of 0.186 m, 98 % of stalks meet the 0.2 m particle length requirement, and with a pitch of 0.197 m only 83 %. The generalized clogging model based on five experiments has a coefficient of determination of 0.960 and shows that without blade inclination the minimum spread angle is 37.0–48.6° depending on stalk moisture and soil hardness, which agrees with the single-knife contact condition. A spread angle of 45° (eight knives per row) and a blade axis inclination of 5–10° are recommended.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2402

To cite this article:
Bohatyrov, D., Salo, V., Leshchenko, S., & Yurchenko, O. (2026). Substantiation of knife drum parameters of a roller-chopper based on the conditions of stalk severing on a soil base and prevention of inter-knife space clogging. *Agricultural Machines*, *52*, 293–305. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2402

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.31:631.51

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ НОЖОВОГО БАРАБАНА КОТКА-ПОДРІБНЮВАЧА ЗА УМОВАМИ ПЕРЕРІЗАННЯ СТЕБЕЛ НА ҐРУНТОВІЙ ОСНОВІ ТА НЕЗАБИВАННЯ МІЖНОЖОВОГО ПРОСТОРУ

Д.В. Богатирьов*, В.М. Сало, С.М. Лещенко, О.В. Юрченко

Центральноукраїнський національний технічний університет, Кропивницький, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
пожнивні рештки,
модель Вінклера,
крутний момент,
питома енергія зрізу,
соняшник.

Історія публікації:
Отримано 03.11.2026
Прорецензовано 15.11.2026
Затверджено до друку 22.11.2026

***Автор для листування:**
bohatyrovdv@kntu.kr.ua

АНОТАЦІЯ

Безприводні котки-подрібнювачі з ножовими барабанами є найпростішими засобами подрібнення решток високостебельних попередників перед прямою сівбою, проте їх працездатність обмежує забивання міжножового простору, а якість подрібнення залежить від умов перерізання стебел на деформівному ґрунті. Мета роботи – обґрунтувати параметри ножового барабана за аналітичними умовами перерізання стебел на ґрунтовій основі та експериментальними залежностями опору перерізанню, ймовірності забивання й орієнтації стебел соняшнику на полі. Розроблено модель, яка поєднує умови довжини частинок і одноножового контакту, силову умову перерізання та лінійну модель пружної основи Вінклера. Отримано умову перерізання стебла на поверхні ґрунту, за якою коефіцієнт постелі має бути не меншим за відношення питомої енергії різання до добутку довжини навантаженої ділянки стебла на його діаметр. Опір стебел соняшнику перерізанню на ґрунті лінійно зростає з діаметром і вологістю та зменшується з твердістю ґрунту; ефективна питома енергія різання становить 25,3 кДж/м². Складова опору, не пов'язана з площею перерізу стебла, зменшується з 376 до 240 Н за зростання твердості ґрунту з 0,8 до 4,0 МПа, що підтверджує втискання стебел у м'який ґрунт до моменту перерізання. Найменший діаметр стебла, що перерізається на поверхні, становить 63,1; 25,3 і 15,8 мм за коефіцієнта постелі 2, 5 і 8 Н/см³. Крутний момент на осі барабана діаметром 513 мм у момент перерізання стебел діаметром 10…25 мм становить 23,9…72,0 Н·м, а зі збільшенням заглиблення ножа з 0,01 до 0,03 м момент для стебла 20 мм зростає з 47,8 до 60,4 Н·м. Стебла після проходу комбайна відхилені від осі рядка із середнім квадратичним відхиленням 7,1°, тому за кроку ножів 0,186 м вимогу до довжини частинок до 0,2 м виконують 98 % стебел, а за кроку 0,197 м – лише 83 %. Узагальнена модель ймовірності забивання за п'ятьма дослідами має коефіцієнт детермінації 0,960 і показує, що без нахилу леза мінімальний кут розхилу становить 37,0…48,6° залежно від вологості стебел і твердості ґрунту, що узгоджується з умовою одноножового контакту. Рекомендовано кут розхилу 45° (вісім ножів у ряду) та нахил осі леза 5…10°.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2402

Цитувати цю статтю:
Богатирьов, Д. В., Сало, В. М., Лещенко, С. М., & Юрченко, О. В. (2026). Обґрунтування параметрів ножового барабана котка-подрібнювача за умовами перерізання стебел на ґрунтовій основі та незабивання міжножового простору. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 293–305. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2402

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Зміна клімату супроводжується дефіцитом продуктивної вологи в ґрунті не лише у весняно-літній період, а й узимку. Тому в рослинництві поширюються безполицевий обробіток ґрунту та пряма сівба, які зберігають вологу, але потребують подрібнення значної кількості рослинних решток, що залишаються на полі після збирання високостебельних попередників – кукурудзи та соняшнику. Подрібнені рештки не заважають роботі ґрунтообробних і посівних машин та повертають у ґрунт органічну речовину, а інтенсивність їх розкладання тим вища, чим дрібніші частинки.ня тим вища, чим дрібніші частинки.

Для подрібнення решток застосовують машини з активними приводними та безприводними робочими органами. Найпростішими і найнадійнішими є безприводні котки-подрібнювачі, ножові барабани яких перекочуються по полю, притискають стебла до ґрунту і перерізають їх *(Ashford & Reeves, 2003; Creamer & Dabney, 2002)*. Котки широко застосовують і для знищення покривних культур перед прямою сівбою сої *(Mirsky et al., 2011)*. Порівняння конструкцій барабанів показало, що форма і розташування ножів визначають як повноту перерізання, так і рівень вібрацій, що передаються на трактор. Сучасні дослідження спрямовані на поєднання котка з підрізальними лезами *(Sportelli et al., 2023)* або з нагріванням барабана *(Kornecki & Prior, 2017)*, а для активних робочих органів – на оптимізацію форми лез і режимів роботи за допомогою методу дискретних елементів і планування експерименту *(Hou et al., 2023; Li et al., 2025)*. Аналіз роботи ножів котка під час кочення по ґрунту наведено в *(Шейченко та ін., 2022)*, а результати випробувань серійних котків вітчизняного виробництва – в *(Демидов та ін., 2021)*.7, 8]. Сучасні дослідження спрямовані на поєднання котка з підрізальними лезами *(Sportelli et al., 2023)* або з нагріванням барабана *(Kornecki & Prior, 2017)*, а для активних робочих органів – на оптимізацію форми лез і режимів роботи за допомогою методу дискретних елементів і планування експерименту *(Hou et al., 2023; Li et al., 2025)*. Аналіз роботи ножів котка під час кочення по ґрунту наведено в *(Шейченко та ін., 2022)*, а результати випробувань серійних котків вітчизняного виробництва – в *(Демидов та ін., 2021)*.

Головним недоліком безприводних котків залишається забивання міжножового простору рослинно-ґрунтовою масою. Через нього серійні машини подрібнюють рештки лише до частинок завдовжки близько 0,2 м, що недостатньо для їх швидкого розкладання. У попередній роботі авторів показано, що надійність технологічного процесу визначається параметрами барабана, насамперед кутом між сусідніми ножами *(Сало та ін., 2021)*. Проте для обґрунтування цих параметрів бракує даних про фізико-механічні властивості стебел під час різання саме на ґрунтовій основі та про орієнтацію стебел на поверхні поля в момент їх контакту з лезом.унтовій основі та про орієнтацію стебел на поверхні поля в момент їх контакту з лезом.

Фізико-механічні властивості стебел досліджено переважно на жорсткій опорі. Встановлено, що питома енергія різання стебел кукурудзи залежить від орієнтації стебла відносно леза *(Igathinathane et al., 2010)*, міцність серцевини на зріз зростає з вологістю *(Chen & Qu, 2017)*, а дотичні напруження і питома енергія зрізу стебел соняшнику зростають із вологістю і є більшими в нижній частині стебла *(İnce et al., 2005)*. Зусилля різання стебел у подрібнювачах становить сотні ньютонів і найбільше залежить від кута підходу леза *(Vu et al., 2020)*. У котка-подрібнювача стебло лежить на ґФізико-механічні властивості стебел досліджено переважно на жорсткій опорі. Встановлено, що питома енергія різання стебел кукурудзи залежить від орієнтації стебла відносно леза *(Igathinathane et al., 2010)*, міцність серцевини на зріз зростає з вологістю *(Chen & Qu, 2017)*, а дотичні напруження і питома енергія зрізу стебел соняшнику зростають із вологістю і є більшими в нижній частині стебла *(İnce et al., 2005)*. Зусилля різання стебел у подрібнювачах становить сотні ньютонів і найбільше залежить від кута підходу леза *(Vu et al., 2020)*. У котка-подрібнювача стебло лежить на ґрунті, який під лезом деформується, і якщо опір ґрунту малий, лезо втискає стебло в ґрунт, не перерізаючи його. Для опису взаємодії робочих органів з ґрунтом використовують залежності між тиском і осіданням, найпростішою з яких є лінійна модель пружної основи Вінклера *(Wong, 2008)*. Поєднання такої моделі з експериментальними даними про зусилля перерізання стебел на ґрунті, про забивання міжножового простору та про орієнтацію решток на полі дає змогу обґрунтувати параметри барабана, що й

визначило напрям цього дослірунті, який під лезом деформується, і якщо опір ґрунту малий, лезо втискає стебло в ґрунт, не перерізаючи його. Для опису взаємодії робочих органів з ґрунтом використовують залежності між тиском і осіданням, найпростішою з яких є лінійна модель пружної основи Вінклера *(Wong, 2008)*. Поєднання такої моделі з експериментальними даними про зусилля перерізання стебел на ґрунті, про забивання міжножового простору та про орієнтацію решток на полі дає змогу обґрунтувати параметри барабана, що й визначило напрям цього дослідження.дження.

Мета дослідження: обґрунтування параметрів ножового барабана котка-подрібнювача на основі аналітичних умов перерізання стебел на деформівній ґрунтовій основі та експериментальних залежностей зусилля перерізання стебел соняшнику, ймовірності забивання міжножового простору й орієнтації стебел на поверхні поля.

МАТЕРІАЛИ ТА МЕТОДИ

Теоретична модель. Розрахункову схему наведено на рис. 1. Барабан радіусом R_t (по кінцях ножів) котиться зі швидкістю V і заглиблює ножі в ґрунт на глибину δ. На поверхні ґрунту лежить стебло діаметром d, яке розглядається як циліндр, розташований перпендикулярно до леза. Прийнято, що лезо діє на стебло вертикальною силою, реакція ґрунту пропорційна його осіданню, а швидкісні та інерційні ефекти не враховуються.



Рис. 1 – Розрахункова схема взаємодії ножового барабана зі стеблами на ґрунтовій основі, накладена на фото котка-подрібнювача

Довжину частинок решток визначає крок ножів по колу кочення:

$$l_k = \frac{\pi(D_t - 2\delta)}{z} \leq [l], \tag{1}$$

де l_k – довжина частинки решток, м;

D_t – діаметр барабана по кінцях ножів, м;

δ – глибина заглиблення ножа в ґрунт, м;

z – кількість ножів у ряду, шт.;

$[l]$ – допустима довжина частинок, м (приймають 0,2 м).

Щоб у ґрунті одночасно перебував лише один ніж ряду, кут між сусідніми ножами α має бути не меншим за центральний кут дуги контакту ножа з ґрунтом. Половину цього кута визначає залежність

$$\theta_k = \arccos\left(1 - \frac{\delta}{R_t}\right), \tag{2}$$

де θ_k – половина центрального кута дуги контакту ножа з ґрунтом, рад;

R_t – радіус барабана по кінцях ножів, м.

Тоді умова одноножового контакту має вигляд

$$\alpha \geq 2\theta_k, \tag{3}$$

де α – кут між сусідніми ножами ряду (кут розхилу), рад.

Зусилля перерізання стебла визначено через питому енергію різання, віднесену до площі поперечного перерізу стебла *(Igathinathane et al., 2010)*. Якщо робота різання $e_s\pi d^2/4$ виконується на шляху леза, що дорівнює діаметру стебла, середнє зусилля різання

$$F_c = \frac{\pi e_s d}{4}, \tag{4}$$

де F_c – середнє зусилля перерізання стебла, Н;

e_s – питома енергія різання, Дж/м²;

d – діаметр стебла, м.

Лезо торкається верхньої твірної стебла, коли ніж відхилений від вертикалі на кут φ_c (рис. 1):

$$\cos\varphi_c = \frac{R_t-\delta-d}{R_t}, \tag{5}$$

де φ_c – кут повороту ножа від вертикалі в момент початку різання, рад.

Вертикальна реакція стебла, прикладена до кінця ножа, створює відносно осі барабана момент

$$M_c = F_c R_t \sin\varphi_c, \tag{6}$$

де M_c – крутний момент на осі барабана в момент перерізання стебла, Н·м.

Після підстановки (4) і (5) у (6) отримуємо

$$M_c = \frac{\pi e_s d}{4}\sqrt{R_t^2 - (R_t - \delta - d)^2}. \tag{7}$$

Для безприводного барабана цей момент еквівалентний додатковому горизонтальному зусиллю на осі

$$P_c = \frac{M_c}{R_t-\delta}, \tag{8}$$

де P_c – еквівалентне горизонтальне зусилля на осі барабана, Н;

$R_t - \delta$ – радіус кочення барабана, м.

Ґрунт під стеблом описано лінійною моделлю пружної основи Вінклера [14]:

$$p = qy, \tag{9}$$

де p – тиск ґрунту на стебло, Па;

q – коефіцієнт постелі ґрунту, Н/м³;

y – осідання (глибина втискання) стебла, м.

Під час втискання стебла на глибину $y \le d$ реакція ґрунту на одиницю довжини стебла дорівнює добутку q на площу зануреного сегмента перерізу

$$A_s(y) = r^2\arccos\left(1-\frac{y}{r}\right) - (r-y)\sqrt{2ry-y^2}, \tag{10}$$

де A_s – площа зануреного сегмента поперечного перерізу стебла, м²;

$r = d/2$ – радіус стебла, м.

Сумарна реакція ґрунту на ділянку стебла, навантажену лезом,

$$F_s(y) = qL_cA_s(y), \tag{11}$$

де F_s – реакція ґрунту, Н;

L_c – довжина ділянки стебла, яку лезо притискає до ґрунту, м.

Стебло буде перерізане до повного втискання в ґрунт, якщо реакція ґрунту досягне зусилля різання раніше, ніж стебло зануриться повністю ($y = d$, $A_s = \pi d^2/4$). З (4) і (11) ця умова має вигляд

$$q \ge q_{min}, \tag{12}$$

де q_{min} – мінімальний коефіцієнт постелі ґрунту, за якого стебло перерізається на поверхні, Н/м³:

$$q_{min} = \frac{e_s}{L_c d}. \tag{13}$$

Для заданого ґрунту умову (12) зручно записати відносно діаметра стебла:

$$d_{min} = \frac{e_s}{qL_c}, \quad (14)$$

де d_{min} – найменший діаметр стебла, яке перерізається на поверхні ґрунту, м.

Відносну глибину втискання стебла в момент перерізання y_c/d знаходили чисельно з рівняння $F_s(y_c) = F_c$ методом Брента. Вертикальне навантаження на барабан має забезпечити перерізання стебел усіма ножами, що одночасно перебувають у контакті:

$$G \geq k_z n_c F_c, \quad (15)$$

де G – вертикальне навантаження на барабан, Н;

k_z – коефіцієнт запасу;

n_c – кількість ножів, що одночасно перерізають стебла по ширині захвату, шт.

Стебло, відхилене від напрямку руху на кут ψ, лезо перерізає на частинки завдовжки

$$l_\psi = \frac{l_k}{\cos\psi}, \quad (16)$$

де l_ψ – довжина частинки стебла, відхиленого на кут ψ, м;

ψ – кут відхилення стебла від напрямку руху, град.

Отже, вимогу $l_\psi \leq [l]$ виконують лише стебла, кут відхилення яких не перевищує граничного

$$\psi_{gr} = \arccos\frac{l_k}{[l]}. \quad (17)$$

Експериментальні дослідження. Орієнтацію стебел соняшнику на поверхні поля після проходу зернозбирального комбайна визначали кутоміром (рис. 2, а) як кут відхилення стебла в горизонтальній площині від осі рядка. Результати групували в 11 інтервалів від –25,5 до +25,5°.



Рис. 2 – Обладнання для досліджень: а – кутомір для визначення орієнтації стебел на полі; б – установка з кутовою шкалою для встановлення кута нахилу леза; в – стебло між ножами в ґрунтовому каналі

Ймовірність забивання міжножового простору P, %, визначали на лабораторній установці з ґрунтовим каналом і ножами, кут нахилу осі леза яких відносно осі барабана β встановлювали за кутовою шкалою (рис. 2, б, в), як відносну частоту випадків забивання в серії повторних дослідів. Діаметр стебел соняшнику становив 25 мм. Варіювали кут розхилу α = 15…35° (у досліді за A = 75 %, T = 0,8 МПа – до 40°), кут нахилу осі леза β = 0…20°, вологість стебел A = 15…75 % і твердість ґрунту T = 0,8…4,0 МПа за п'ятьма дворівневими схемами (табл. 2).

Опір стебел соняшнику перерізанню P_{in}, Н, визначали на гідравлічному пресі з V-подібною парою ножів і ящиком ґрунту (рис. 4, а, б) для стебел діаметром d = 10…30 мм, відсортованих за діаметром

(рис. 4, в), за твердості ґрунту T = 0,8…4,0 МПа і вологості стебел A = 15…75 %. Стенд із цифровим адаптером крутного моменту (рис. 3) призначено для перевірки залежності (7).



Рис. 3 – Стенд для визначення крутного моменту на осі ножа: а – загальний вигляд; б – ніж над ґрунтовим каналом і адаптер крутного моменту



Рис. 4 – Обладнання для визначення опору перерізанню: а – прес з V-подібною парою ножів і ящиком ґрунту; б – стебло між ножами; в – зразки стебел, розсортовані за діаметром

Експериментальні дані обробляли методом найменших квадратів з оцінкою коефіцієнта детермінації R^2, критерію Фішера F і значущості коефіцієнтів за критерієм Стьюдента (рівень значущості 0,05). Оскільки значення P обмежені межами 0 і 100 %, моделі забивання будували за точками «активної зони» $0 < P < 100$ %, а розрахункові значення обмежували цим інтервалом. Розрахунки виконано в середовищі Python (NumPy, SciPy).

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Опір перерізанню і питома енергія. Опір перерізанню стебел соняшнику на ґрунтовій основі (рис. 7) лінійно зростає з діаметром стебла. За вологості 75 % залежність має вигляд:

$$P_{in} = 406{,}9 - 42{,}4T + 19{,}84d, \quad (18)$$

де P_{in} – опір стебла перерізанню,
T – твердість ґрунту, МПа;

d – діаметр стебла, мм (R^2 = 0,992; F = 1407; n = 25).

За твердості ґрунту 0,8 МПа вплив вологості описує залежність

$$P_{in} = 58{,}8 + 3{,}85A + 21{,}82d, \quad (19)$$

де A – вологість стебел, % (R^2 = 0,991; F = 1182; n = 25).

Взаємодія факторів у моделях (18) і (19) статистично незначуща (p = 0,90 і p = 0,10), а квадратичні моделі підвищують R^2 лише до 0,996 і 0,995, тому для інженерних розрахунків достатньо лінійних залежностей. Порівнявши коефіцієнт при d у (18) із (4), отримуємо ефективну питому енергію різання стебел соняшнику на ґрунті $e_s \approx 25{,}3$ кДж/м². За окремими рівнями твердості ґрунту вона становить 24,9…25,7 кДж/м², а за окремими рівнями вологості за T = 0,8 МПа – від 26,4 (75 %) до 29,7 кДж/м² (15 %). Ці значення більші за максимальну питому енергію зрізу стебел соняшнику на жорсткій опорі 10,08 кДж/м² *(İnce et al., 2005)* і близькі до значення 23,5 кДж/м² для стебел кукурудзи *(Igathinathane et al., 2010)*.

Вільний член залежності опору від діаметра, тобто складова опору, не пов'язана з площею перерізу, зменшується з 376 Н за T = 0,8 МПа до 240 Н за T = 4,0 МПа. Це узгоджується з моделлю (9)–(13): на м'якшому ґрунті частина роботи леза витрачається на втискання стебла в ґрунт до моменту перерізання. Подальші розрахунки виконано для e_s = 25,3 кДж/м².

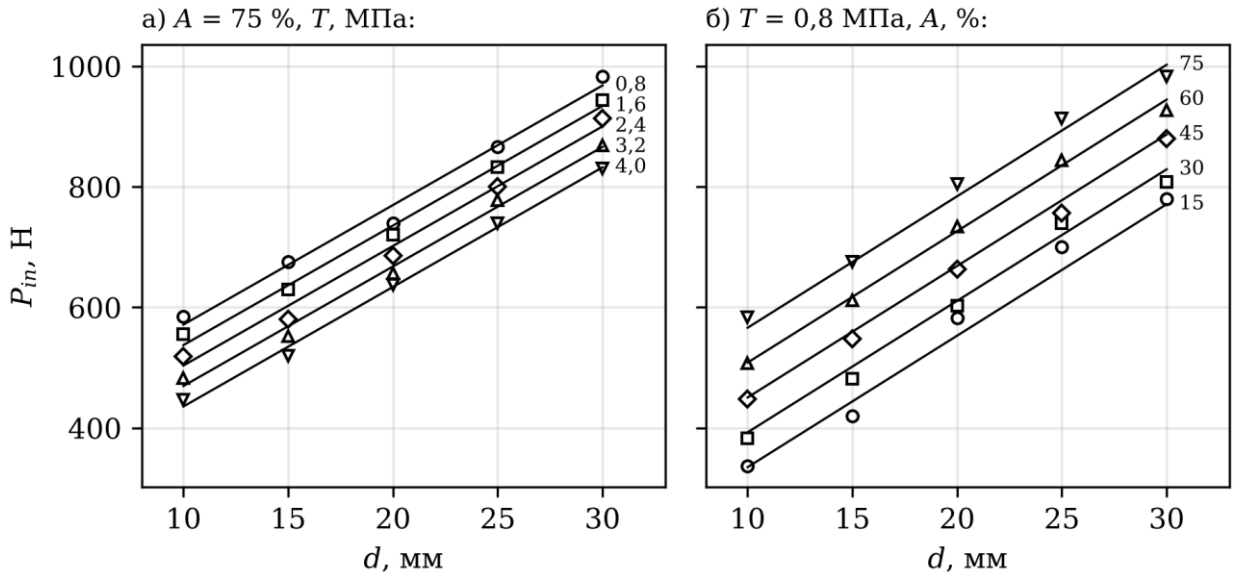

Рис. 7 – Опір стебел соняшнику перерізанню на ґрунтовій основі залежно від діаметра стебла: а – за різної твердості ґрунту; б – за різної вологості стебел (точки – дослід, лінії – залежності (18), (19))

Умови перерізання на ґрунтовій основі. Результати розрахунку за залежностями (4)–(14) наведено в табл. 1 і на рис. 5, 6. Мінімальний коефіцієнт постелі обернено пропорційний діаметру стебла і довжині навантаженої ділянки (рис. 5). Для L_c = 0,2 м стебло діаметром 25 мм перерізається на поверхні, якщо $q \geq 5{,}1$ Н/см³, а стебло діаметром 10 мм – лише за $q \geq 12{,}6$ Н/см³. Згідно з (14) найменший діаметр стебла, що перерізається на поверхні, становить 63,1; 25,3 і 15,8 мм за q = 2, 5 і 8 Н/см³. Тонші стебла та верхні частини стебел на пухкому ґрунті вдавлюються в ґрунт без перерізання. За q = 8 Н/см³ стебла діаметром 20, 25 і 30 мм у момент перерізання занурюються на 74, 60 і 52 % діаметра, тобто реальна площа різання менша за повний переріз. Оскільки достовірних значень коефіцієнта постелі поверхневого шару ґрунту немає, q = 2…8 Н/см³ і L_c = 0,1…0,4 м розглянуто як параметри.

Таблиця 1 – Розрахункові показники перерізання стебел (e_s = 25,3 кДж/м², δ = 0,02 м)

d, мм	F_c, Н,	q_{min}, Н/см³ (L_c = 0,1 / 0,2 / 0,4 м)	φ_c, град,	M_c, Н·м (D_t = 513 / 480 мм)	P_c, Н (D_t = 513 / 480 мм)
10	198	25,3 / 12,6 / 6,3	28,0	23,9 / 23,0	101 / 105
15	298	16,8 / 8,4 / 4,2	30,3	38,5 / 37,1	163 / 169
20	397	12,6 / 6,3 / 3,2	32,4	54,6 / 52,6	231 / 239
25	496	10,1 / 5,1 / 2,5	34,5	72,0 / 69,4	304 / 315
30	595	8,4 / 4,2 / 2,1	36,4	90,5 / 87,3	383 / 397

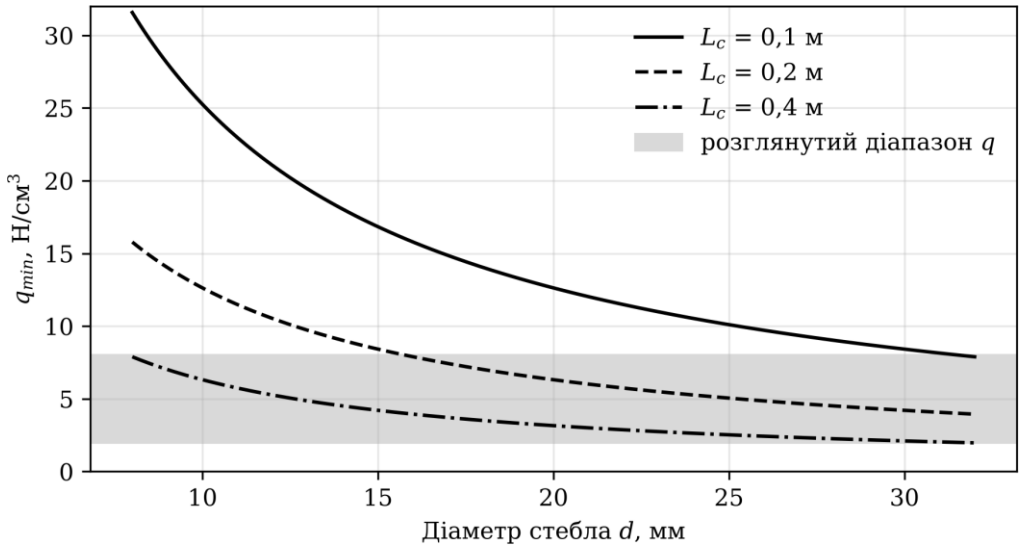

Рис. 5 – Залежність мінімального коефіцієнта постелі ґрунту від діаметра стебла

Крутний момент на осі барабана діаметром 513 мм у момент перерізання (рис. 6, а) становить 23,9…72,0 Н·м для стебел діаметром 10…25 мм (δ = 0,02 м), а еквівалентне горизонтальне зусилля (рис. 6, б) – 101…304 Н. Зі збільшенням заглиблення ножа з 0,01 до 0,03 м момент для стебла 20 мм зростає з 47,8 до 60,4 Н·м. Імпульси моменту від перерізання товстих стебел є джерелом нерівномірності кочення барабана, що узгоджується з даними про вібрації котків *(Kornecki et al., 2006)*.

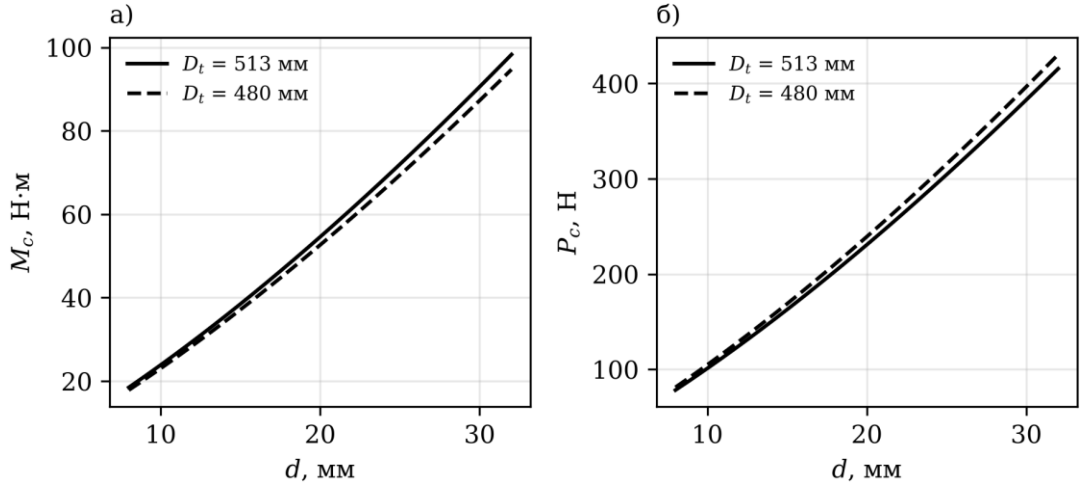

Рис. 6 – Залежність крутного моменту (а) і еквівалентного горизонтального зусилля (б) від діаметра стебла

Орієнтація стебел і довжина частинок. Розподіл стебел соняшнику за кутом відхилення від осі рядка (рис. 8) симетричний: середнє значення становить −0,1°, середнє квадратичне відхилення – 7,1°; 69 % стебел відхилені не більше ніж на 5,5°, а 89 % – не більше ніж на 10,5°. За (17) для барабана з D_t = 513 мм і z = 8 (l_k = 0,186 м) граничний кут ψ_{gr} = 21,8°, і вимогу до довжини частинок виконують 98 % стебел. Для барабана з D_t = 480 мм і z = 7 (l_k = 0,197 м) ψ_{gr} = 9,1°, і частка таких стебел знижується до 83 %. Отже, за руху котка вздовж рядків попередника кількість ножів у ряду слід обирати з умовою $l_k \leq$ 0,186 м.

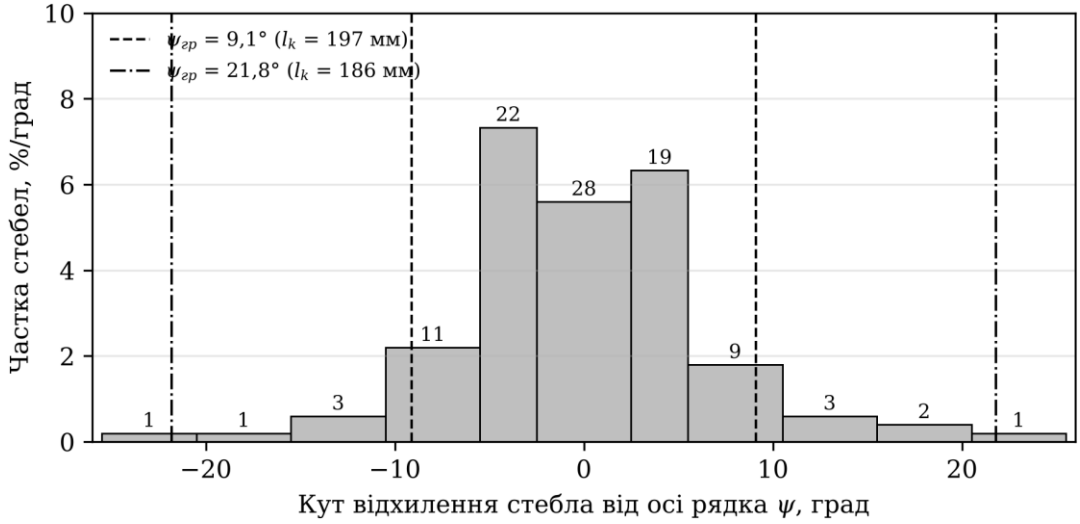

Рис. 8 – Розподіл стебел соняшнику за кутом відхилення від осі рядка після проходу комбайна (числа над стовпцями – частка стебел в інтервалі, %)

Забивання міжножового простору. Результати оброблення окремих дослідів наведено в табл. 2. За всіх умов ймовірність забивання зменшується зі збільшенням кутів α і β та твердості ґрунту і зростає з вологістю стебел. Вплив кутів α і β близький за силою: коефіцієнти становлять відповідно −2,86…−3,70 і −3,09…−3,89 %/град. Зведення результатів п’яти дослідів (n = 96 точок активної зони) дало узагальнену модель:

Таблиця 2 – Моделі ймовірності забивання міжножового простору за окремими дослідами (активна зона 0 < P < 100 %)

Дослід	Умови	Рівняння регресії	R^2	F	n
1	A = 75 %; T = 4,0 МПа	P = 163,5 − 3,70α − 3,89β	0,941	104,4	16
2	A = 75 %; T = 0,8 МПа	P = 157,5 − 3,09α − 3,40β	0,918	89,7	19
3	A = 15 %; T = 4,0 МПа	P = 111,1 − 2,86α − 3,09β	0,963	155,2	15
4	A = 70 %; β = 0	P = 169,4 − 3,56α − 3,75T	0,966	239,4	20
5	T = 4,0 МПа; β = 0	P = 119,0 − 3,38α + 0,419A	0,991	1216	24

$$P = 132{,}7 - 3{,}37\alpha - 3{,}42\beta + 0{,}451A - 3{,}75T, \quad (20)$$

де P – ймовірність забивання міжножового простору, %;

α – кут розхилу, град;

β – кут нахилу осі леза відносно осі барабана, град;

A – вологість стебел, %;

T – твердість ґрунту, МПа (R^2= 0,960; F = 548; усі коефіцієнти значущі, p < 0,001).

Порівняння розрахункових і експериментальних значень наведено на рис. 9, б. Із (20) за умови P = 0 мінімальний кут розхилу визначається за формулою:

$$\alpha_{min} = \frac{132{,}7 - 3{,}42\beta + 0{,}451A - 3{,}75T}{3{,}37}. \quad (21)$$

Залежність (21) показано на рис. 9, а. Без нахилу осі леза (β = 0) мінімальний кут розхилу становить 37,0° для сухих стебел на твердому ґрунті (A = 15 %, T = 4,0 МПа) і 48,6° для вологих стебел на м'якому ґрунті (A = 75 %, T = 0,8 МПа). Ці значення відповідають умові одноножового контакту (3): для D_t = 513 мм і δ = 0,015…0,03 м подвоєний кут контакту $2\theta_k$ становить 39…56°. Отже, забивання виникає тоді, коли в ґрунті одночасно перебувають два ножі ряду. Нахил осі леза на кожен градус зменшує потрібний кут розхилу приблизно на 1°: за β = 10° і найгірших умов (A = 75 %, T = 0,8 МПа) α_{min} = 38,4°, а за β = 20° – 28,2°.

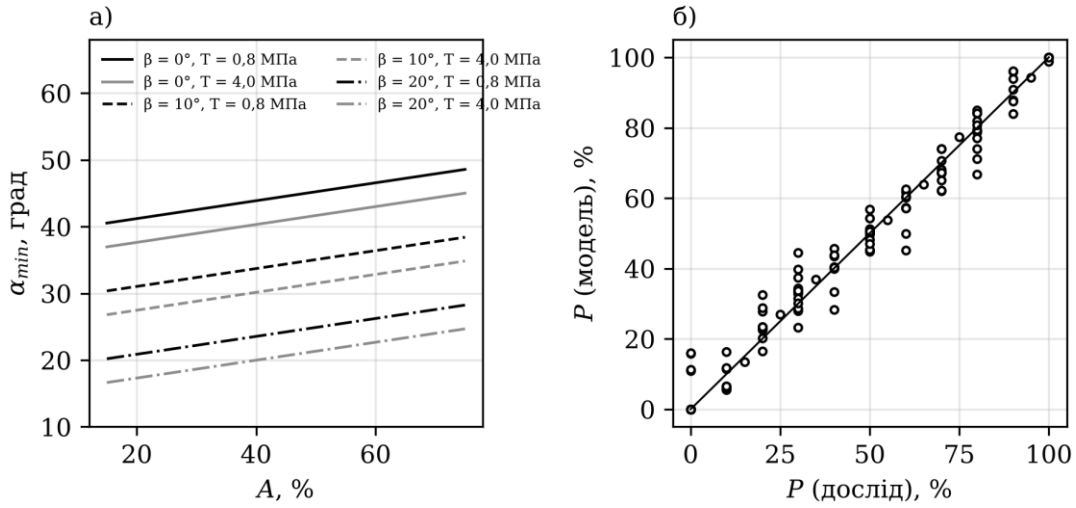

Рис. 9 – Мінімальний кут розхилу за моделлю (21) (а) і порівняння розрахункової та експериментальної ймовірності забивання (б)

Отримані результати дають змогу обґрунтувати параметри барабана: кут розхилу 45° (z = 8) з нахилом осі леза 5…10° забезпечує роботу без забивання в усьому дослідженому діапазоні умов, а крок ножів 0,186 м – частку частинок до 0,2 м не менше 98 % за руху вздовж рядків. Обмеження роботи пов'язані з лінійністю моделей (9) і (20), фіксованим діаметром стебел у дослідах із забиванням і тим, що коефіцієнт постелі ґрунту та довжину навантаженої ділянки стебла розглянуто як параметри. Їх визначення на розробленому обладнанні є напрямом подальших досліджень.

ВИСНОВКИ

1. Розроблено модель перерізання стебла ножем барабана котка-подрібнювача на деформівній ґрунтовій основі. Отримано умову перерізання стебла на поверхні ґрунту $q \geq e_s/(L_c d)$: за L_c = 0,2 м найменший діаметр стебла, що перерізається на поверхні, становить 63,1; 25,3 і 15,8 мм за коефіцієнта постелі 2, 5 і 8 Н/см³.

2. Опір стебел соняшнику перерізанню на ґрунті лінійно зростає з діаметром і вологістю та зменшується з твердістю ґрунту (R^2 = 0,991…0,992). Ефективна питома енергія різання становить 25,3 кДж/м², а складова опору, не пов'язана з площею перерізу, зменшується з 376 до 240 Н за зростання твердості ґрунту з 0,8 до 4,0 МПа.

3. Крутний момент на осі барабана діаметром 513 мм у момент перерізання стебел діаметром 10…25 мм становить 23,9…72,0 Н·м, еквівалентне горизонтальне зусилля – 101…304 Н.

4. Стебла соняшнику після проходу комбайна відхилені від осі рядка із середнім квадратичним відхиленням 7,1°; за кроку ножів 0,186 м вимогу до довжини частинок до 0,2 м виконують 98 % стебел, за кроку 0,197 м – 83 %.

5. Узагальнена модель ймовірності забивання (20) (R^2 = 0,960) показує, що мінімальний кут розхилу без нахилу леза становить 37,0…48,6° залежно від вологості стебел і твердості ґрунту, що узгоджується з умовою одноножового контакту. Рекомендовано кут розхилу 45° (8 ножів у ряду) і нахил осі леза 5…10°.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Ashford, D. L., & Reeves, D. W. (2003). Use of a mechanical roller-crimper as an alternative kill method for cover crops. American Journal of Alternative Agriculture, 18(1), 37–45.

Chen, Z., & Qu, G. (2017). Shearing characteristics of corn stalk pith for separation. BioResources, 12(2), 2296–2309. https://doi.org/10.15376/biores.12.2.2296-2309

Creamer, N. G., & Dabney, S. M. (2002). Killing cover crops mechanically: Review of recent literature and assessment of new research results. American Journal of Alternative Agriculture, 17(1), 32–40. https://doi.org/10.1079/AJAA20014

Hou, S., Xue, D., Ji, Z., Zhou, C., & Chen, H. (2023). Parameter combination optimization of the lateral straw clearing and throwing knife based on discrete element simulation. Agronomy, 13(4), 1059. https://doi.org/10.3390/agronomy13041059

Igathinathane, C., Womac, A. R., & Sokhansanj, S. (2010). Corn stalk orientation effect on mechanical cutting. Biosystems Engineering, 107(2), 97–106. https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2010.07.005

İnce, A., Uğurluay, S., Güzel, E., & Özcan, M. T. (2005). Bending and shearing characteristics of sunflower stalk residue. Biosystems Engineering, 92(2), 175–181. https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2005.07.003

Kornecki, T. S., Price, A. J., & Raper, R. L. (2006). Performance of different roller designs in terminating rye cover crop and reducing vibration. Applied Engineering in Agriculture, 22(5), 633–641.

Kornecki, T. S., Price, A. J., Raper, R. L., & Arriaga, F. J. (2009). New roller crimper concepts for mechanical termination of cover crops in conservation agriculture. Renewable Agriculture and Food Systems, 24(3), 165–173. https://doi.org/10.1017/S1742170509002580

Kornecki, T. S., & Prior, S. A. (2017). A heated roller-crimper for terminating cover crops in small-scale agricultural systems. Chemical Engineering Transactions, 58, 181–186. https://doi.org/10.3303/CET1758031

Li, S., Diao, P., Li, X., Zhao, Y., & Zhao, H. (2025). Design and optimization for straw treatment device using discrete element method (DEM). Agriculture, 15(2), 152. https://doi.org/10.3390/agriculture15020152

Mirsky, S. B., Curran, W. S., Mortensen, D. M., Ryan, M. R., & Shumway, D. L. (2011). Timing of cover-crop management effects on weed suppression in no-till planted soybean using a roller-crimper. Weed Science, 59(3), 380–389. https://doi.org/10.1614/WS-D-10-00101.1

Sportelli, M., Frasconi, C., Gagliardi, L., Fontanelli, M., Raffaelli, M., Sbrana, M., Antichi, D., & Peruzzi, A. (2023). Testing of roller-crimper-and-undercutting-blade-equipped prototype for plants termination. AgriEngineering, 5(1), 182–192. https://doi.org/10.3390/agriengineering5010013

Vu, V.-D., Nguyen, T.-T., Chu, N.-H., Ngo, Q.-H., Ho, K.-T., & Nguyen, V.-D. (2020). Multiresponse optimization of cutting force and cutting power in chopping agricultural residues using grey-based Taguchi method. Agriculture, 10(3), 51. https://doi.org/10.3390/agriculture10030051

Wong, J. Y. (2008). Theory of ground vehicles (4th ed.). John Wiley & Sons.

Демидов, С., Стародубцева, М., & Савицька, О. (2021). Аналіз випробувань котків виробництва ПрАТ «Бердянські жниварки» (Analysis of tests of rollers manufactured by PJSC “Berdiansk Reapers”). Техніка і технології АПК (Machinery and Technologies of Agro-Industrial Complex), (3), 9–12.

Сало, В. М., Лещенко, С. М., & Богатирьов, Д. В. (2021). Вплив параметрів барабана для подрібнення рослинних решток на надійність протікання технологічного процесу (Influence of the parameters of a drum for chopping plant residues on the reliability of the technological process). Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин (Design, Production and Operation of Agricultural Machines), (51), 70–77. https://doi.org/10.32515/2414-3820.2021.51.70-77

Шейченко, В. О., Вольський, В. А., Коцюбанський, Р. В., Скоряк, Ю. Б., & Прілєпо, Н. В. (2022). Аналіз роботи ножів котка-подрібнювача за умови його кочення по ґрунту (Analysis of the operation of roller-chopper knives when rolling on soil). Scientific Progress & Innovations, (2), 296–306. https://doi.org/10.31210/visnyk2022.02.35