

УДК 631.354.022

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-3-44-62

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ РОБОТИ ШНЕКОВОГО АПАРАТУ РІЗАННЯ ДЛЯ ЗБОРУ НЕЗЕРНОВОЇ ЧАСТИНИ ВРОЖАЮ

Аюбов А. М., к.т.н. <https://orcid.org/0000-0002-4969-044X>
Мітін В. М., к.т.н. <https://orcid.org/0000-0003-4071-6903>
Малюта С. І., к.т.н. <https://orcid.org/0000-0002-7824-4609>

*Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного, Україна
e-mail: viacheslav.mitin@tsatu.edu.ua*

Анотація - стаття присвячена розробці методики вибору основних параметрів шнекового апарату різання (ШАР), який використовується при збиранні зернових колосових культур методом обчісування рослин на корені. Для розв'язання цієї задачі розроблено критерій, який дозволяє оцінювати ступінь впливу конструктивних та кінематичних параметрів ШАР на енергетичні і якісні показники його роботи; розроблено та проаналізовано аналітичні залежності, що відображають взаємозв'язок оцінюючого критерію з конструктивними, кінематичними та енергетичними параметрами нового пристрою; оцінено вплив параметрів гвинтового ножа на якість різання обчесаних рослин і формування валка; проведено експлуатаційно-технологічні випробування збирального агрегату, обладнаного ШАР; розроблено науково – обґрунтовані рекомендації по вибору параметрів шнекового апарату різання.

Встановлено, що застосування шнекового апарату різання у складі агрегату для збирання зернових колосових культур методом обчісування на корені забезпечує зниження витрат соломки приблизно на 25%. В результаті це дозволяє на кожному гектарі вирощуваних сільськогосподарських культур економити не менше 500 грн.

Ключові слова: обчісування, валок, стебло, різання, виток, протирижуча пластина, потужність

Постановка проблеми. Нині у світовому сільськогосподарському виробництві усе більшого поширення набуває збирання зернових культур методом очосу рослин на корені.

Однак, перший досвід практичної реалізації цієї технології показав, що, поряд з безсумнівними позитивними якостями, їй притаманна і низка певних недоліків. Так, наприклад, у процесі збирання новим методом ходова система використовуваного комбайна залишає на полі глибокі сліди з повністю прим'ятими в них рослинами. Оскільки надалі, як показує практика, їх практично неможливо підібрати, то, крім істотних втрат соломи (до 30%), це ще приводить і до виникнення значних труднощів при наступному основному обробітку ґрунту.

Вказаний недолік можна цілком усунути, якщо одночасно з очосом рослин злакових культур здійснювати різання стебел з наступним укладанням їх у валок, або подрібненням і навантаженням у транспортний засіб.

Нині відомо кілька варіантів рішення цієї задачі, кожному з яких притаманний той чи інший істотний недолік, а саме: складність кінематичного приводу робочих органів; збільшення габаритних розмірів пристрою; ріст енерго-, матеріало- і металоємкості; підвищена активність впливу робочих органів на зрізувану масу, що приводить до підвищених її втрат тощо.

Одним з найбільш перспективних шляхів вирішення вказаної проблеми є, на наш погляд, застосування в складі збирального агрегату шнекового апарату, який одночасно з різанням, здійснює і формування валка. Простота його конструкції та достатня технологічна надійність в експлуатації дозволять знизити втрати соломи не менше, ніж на 25...30%.

У зв'язку з вищевикладеним, питання розробки методики вибору оптимальних значин конструктивних і кінематичних параметрів такого пристрою є актуальним і має наукове, а також народногосподарське значення.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Обґрунтування конструктивних параметрів таких пристроїв багато в чому визначається прийнятим у тому чи іншому регіоні способом збирання незернової частини врожаю (НЧВ). Вивченню цього питання присвячені роботи Е. І. Жалніна, А. І. Русанова, А. І. Філіпова, А. Ф. Омута, Б. М. Пустигіна, Ф. М. Канарева, О. Г. Ангилеєва, В. І. Недовесова, Н. Bernhart, E. Miegel E. і ін.

Аналіз отриманих ними результатів дозволив прийти до висновку про доцільність застосування валкової технології збору незернової частини врожаю при реалізації збирання с.-г. зернових колосових культур методом очосу рослин на корені. Обчислюючий модуль повинен бути обладнаний при цьому пристроєм, що дозволяє здійснити зрізання і укладання у валок обмолочених стебел до моменту проходження рушіїв комбайну. Солома, яка підсохла у валку, може бути потім підібрана і, відповідно до конкретної виробничої потреби, або подрібнена

(як при потоковій технології збору НЧВ), або зібрана і сформована у скирти (як при копенній технології).

Обґрунтуванню параметрів пристроїв для різання та валкоформування велику увагу приділяли В. П. Горячкін, М. М. Летошнев, М. Є. Резнік, Є. С. Босий, В. Е. Бакчєєв, А. І. Бель, Б. М. Гевко, Г. Я. Жаров, І. К. Голубєв, Б. Атабаєв, Г. А. Смірнов, М. І. Карлов, М. І. Дроздов, С. І. Рустамов, В. І. Іванцов, О. І. Солошенко та ін.

Формування цілей та завдань. Обґрунтування конструктивних і кінематичних параметрів шнекового апарату різання (ШАР), що забезпечує зменшення втрат соломи при збиранні зернових культур методом очосу рослин на корені.

Основна частина. Коли машина, обладнана шнековим апаратом різання, рухається з поступальною швидкістю V_m , то за час t вона проходить шлях, на якому стебло, уже попередньо відхилене обчислюючим пристроєм на величину кута α_0 (рис. 1), під впливом сил P_r і P_n , що діють збоку леза протирізальної пластини DD_1 , відхиляється далі як у поздовжньому, так і в поперечному напрямках.

Якби зрізання стебла здійснювалось без зазначеного відхилення, то висота стерні ($l = OB$) була б рівною $h/\cos\alpha_0$. У іншому випадку вона неминуче збільшиться на певну величину Δ , тобто

$$l = OC = h/\cos\alpha_0 + \Delta \quad (1)$$

де h – установлена висота зрізання.

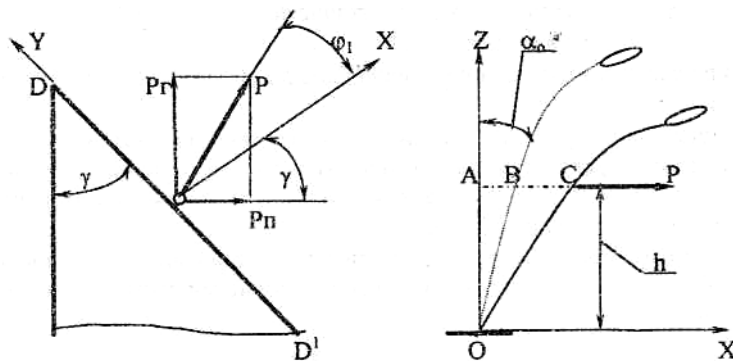


Рис. 1. Схема сил, що діють на стебло в процесі його зрізання

При заданих значинах h , α_0 і Δ дійсна висота стерні (l_d) в умовах практичної експлуатації шнекового апарату різання повинна відповідати наступній вимозі:

$$l_d \leq l = h/\cos\alpha_0 + \Delta \quad (2)$$

Виконання умови (2) вимагає визначення функціональної залежності між величиною Δ і конструктивними, а також кінематичними параметрами шнекового апарату різання. З позиції вибору й обґрунтування останніх критерій Δ можна розглядати при цьому в якості оцінюючого.

У процесі теоретичних пошукувань встановлено, що його значина може бути визначена з виразу:

$$\Delta = \frac{-C_1 + \sqrt{C_1^2 + 4 \cdot C_0}}{2} \quad (3)$$

$$C_0 = \left[\frac{2 \cdot \pi \cdot V_M}{\omega \cdot \sin(\gamma + \phi_1)} \right]^2 + 4 \cdot \pi \cdot h \cdot V_M \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 / \omega$$

де $C_1 = 2h / \cos \alpha_0$;

ω - частота обертання гвинтового ножа;

g - кут розхилу протирізальної пластини;

j_1 - кут тертя стебла об лезо протирізальної пластини.

Попередньо величина кута g розраховується за формулою:

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} \phi_1 + \operatorname{tg} \phi_2}{1 - \operatorname{tg} \phi_1 \cdot \operatorname{tg} \phi_2} + \alpha$$

де ϕ_2 – кут тертя стебла об виток шнека;

α - кут нахилу витка шнека.

В подальшому кут γ змінюють відповідно до вибору нової значини параметру a (рис. 2).

Апріорі нами прийнято, що максимально припустима значина критерію Δ не повинна перевищувати середнього квадратичного відхилення коливань висоти стерні після проходження серійних валкових жаток. За даними багаторічних досліджень ця величина складає $\pm 0,03$ м.

Що стосується мінімально припустимої значини критерію Δ , то вона певним чином обумовлена кінематичними і конструктивними параметрами шнекового апарату різання:

$$\Delta_{\min} = -\frac{K_1}{2} + \sqrt{\frac{K_1^2}{4} + K_0}$$

де $K_1 = 2 \cdot h / \cos \alpha_0$;

$$K_0 = (L + \delta)^2 - 2 \cdot \lambda \cdot h \cdot (L + \delta) \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \cdot \sin^2(\gamma + \phi_1) / 12;$$

l - показник кінематичного режиму роботи гвинтового ножа;

L - середня довжина зрізаного стебла;

d - відстань на трубі шнека між основою стебла і його вершиною (обчесаним колосом). Завдяки наявності саме цієї відстані і виключається намотування стебел на трубу шнека.

При заданні значини згаданого вище показника кінематичного режиму роботи шнекового апарату різання варто мати на увазі, що його величина може змінюватися у певних межах:

$$\lambda_{\min} = \left[\frac{L + \delta}{4 \cdot \pi \cdot V_M} \cdot \frac{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}}{D_2} \right]$$

$$\lambda_{\max} = \frac{L + \delta}{2 \cdot h \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \cdot \sin^2(\gamma + \varphi_1)}$$

де $D_2 = (\Delta^2 + 2 \cdot h \cdot \Delta) / \cos \alpha_{\text{про}}$; $D_1 = 4 \cdot \pi \cdot h \cdot V_M \cdot \operatorname{tg} \alpha_0$; $D_0 = [2 \cdot \pi \cdot V_M / \sin(\gamma + \varphi_1)]^2$.

Оскільки з ростом λ дійсна величина Δ також зростає, то у формулу для визначення l_{\min} досить підставити згадану вище максимально припустиму значину оцінюючого критерію (тобто 0,03 м).

Задавши необхідні значини вихідних величин (включаючи тепер вже і Δ), можна визначити потрібну значину частоти обертання ω (або числа обертів n) гвинтового ножа:

$$\omega = \frac{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}}{2 \cdot D_2}$$

$$n = \frac{15 \cdot (D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0})}{\pi \cdot D_2} \quad (4)$$

Слід зазначити, що внутрішній ($d_{\text{в}}$) діаметр шнека, на відміну від зовнішнього ($d_{\text{н}}$), не залежить від параметрів, які впливають на оцінюючий критерій Δ :

$$d_{\text{н}} = \frac{4 \cdot V_M \cdot \lambda \cdot D_2}{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}} \quad (5)$$

$$d_{\text{в}} > \frac{L + \delta}{\pi}$$

У розглянутому апараті різання досить мати шнеки з однозахідною навивкою. Крок витка (S) при цьому може бути визначений з виразу:

$$S = \frac{4 \cdot \pi \cdot V_M \cdot \lambda \cdot D_2}{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (6)$$

Для забезпечення рівномірності зрізання стебел бажано, щоб величина S була кратною відстані між протирізальними пластинами ШАР. У цьому випадку на кожен крок повинно припадати ціле число зон різання n_c :

$$n_c = \frac{2 \cdot \pi \cdot S}{(L + \delta)} \cdot \left[\frac{4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot V_M \cdot D_2 - K_T \cdot S \cdot \left((D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}) \right)}{4 \cdot K_T \cdot \pi \cdot \lambda \cdot V_M \cdot D_2 + S \cdot \left((D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}) \right)} \right] \quad (7)$$

де $K_T = (\operatorname{tg} \varphi_1 + \operatorname{tg} \varphi_2) / (1 - \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi_2)$.

Довжина кожної зони різання (тобто леза протирізальної пластини ШАР) дорівнює при цьому:

$$l_{AC} = \left[\frac{2 \cdot V_M \cdot \lambda \cdot D_2}{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}} + c \right] \times \\ \times \arcsin \left[\frac{L + \delta}{4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot V_M} \cdot \frac{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}}{D_2} \right] \quad (8)$$

де c – зазор між шнеком і днищем апарату різання.

Значини конструктивних і кінематичних параметрів ШАР визначають величину потужності ($N_{p.сум}$), необхідної для зрізання рослин:

$$N_{p.сум} = R_{різ} V_B,$$

де $R_{різ}$ – сила, яка витрачається на зрізання обчесаних стебел;

V_B – осьова швидкість руху точки, що лежить на крайці витка шнека.

Оскільки $V_B = w \cdot S / 2\pi$, а сила $R_{різ}$ відповідним чином виражається через конструктивні і кінематичні параметри ШАР, залежність, що відбиває вплив останніх на величину потужності $N_{p.сум}$, необхідної для зрізання обчесаних рослин, з урахуванням представлених вище формул (4) і (6) має вид:

$$N_{p.сум} = \frac{\eta \cdot d_c \cdot \sin[2 \cdot (\arctg K_T + \alpha)] \cdot S \cdot \omega \cdot B_p}{8 \cdot \pi} \cdot \left[\frac{2 \cdot V_M \cdot \lambda \cdot D_2}{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}} + c \right] \times \\ \times \arcsin \left[\frac{L + \delta}{4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot V_M} \cdot \frac{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}}{D_2} \right] \cdot \left[\frac{12 \cdot EJ}{c^2 \cdot (3h + c)} + \frac{m \cdot \omega^2}{4 \cdot \pi^2} \right] \quad (9)$$

де h – густина стеблестою культурних рослин;

d_c, EJ, m – діаметр, приведена жорсткість і маса зрізуваного стебла.

B_p – ширина захвату збирального агрегату.

Практичне застосування отриманих математичних залежностей реалізовано у вигляді методики, графічне представлення якої (рис. 2) використано як алгоритм для написання відповідної програми для ЕОМ.

З урахуванням розроблених математичних залежностей (1)-(9) і блок-схеми алгоритму (рис. 2) була складена програма розрахунку на ЕОМ конструктивних і кінематичних параметрів шнекового апарату різання.

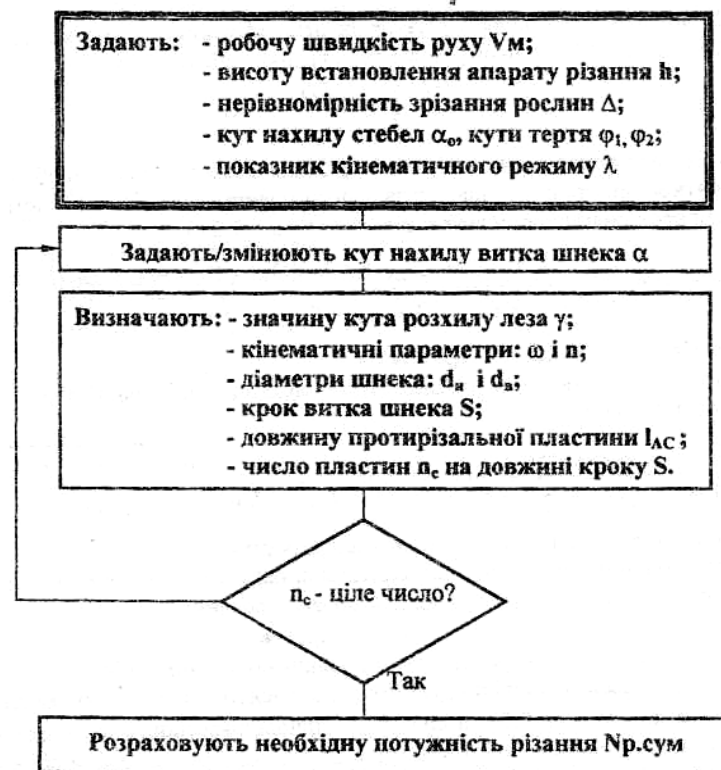


Рис. 2. Блок-схема алгоритму для визначення параметрів шнекового апарату різання

Деякі блоки розробленої програми у виді окремих підпрограм використовували для вивчення впливу значин таких кінематичних показників, як робоча швидкість руху пристрою (V_m), кутова швидкість (ω) і частота обертання шнекового ножа (n) на конструктивні параметри ШАР. Отримані при цьому графічні функціональні залежності використовували у подальшому для визначення режимів роботи розглянутого пристрою в процесі його лабораторних і лабораторно-польових досліджень, а також експлуатаційно-технологічних випробувань.

Для проведення лабораторних досліджень було розроблено стаціонарну установку, засновану на використанні принципу “рухомого поля”. З її допомогою визначали вплив частоти обертання (n) шнекового ножа (перший параметр) і його розташування щодо протирізальних пластин (другий параметр) на якісні показники роботи апарату різання. Для вирішення поставленої задачі використовували методику планування ПФЕ типу 22.

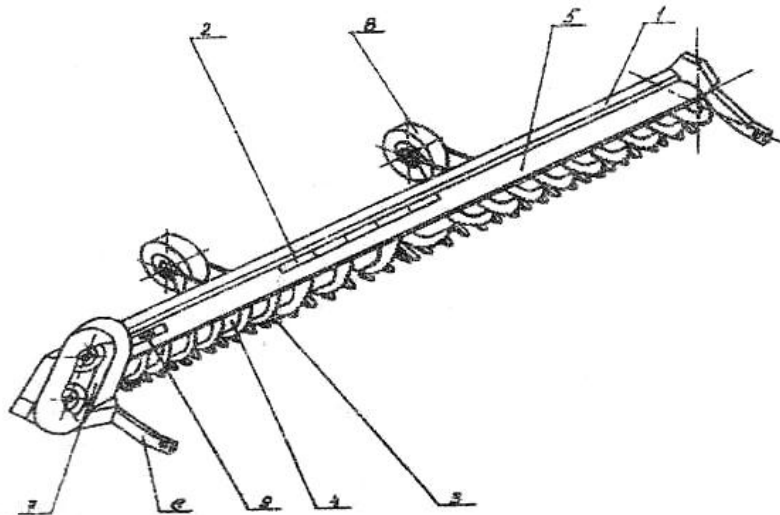
Для проведення лабораторно-польових досліджень був виготовлений макетний зразок шнекового апарату різання під умовною маркою АРШ-4,0 (рис. 3). Конструктивна ширина його захвату становила 4,0 м.

Програма лабораторно-польових досліджень передбачала:

- перевірку роботоздатності апарату різання АРШ-4,0 на рі-

зних швидкісних режимах руху комбайну;

- визначення впливу робочої швидкості комбайна, частоти обертання гвинтового ножа і кута нахилу апарату різання у поздовжньо-вертикальній площині на кількісні і якісні характеристики валка зрізаних стебел.



1-рама; 2-вікно; 3-пальці; 4-шнековий ніж; 5-відбійник;
6-фіксуєча тяга; 7-клинопасова передача; 8-опорні колеса;
9 – привідний вал

Рис. 3. Схема шнекового апарату різання АРШ-4,0:

Для кожного з режимів руху агрегату при лабораторно-польових дослідженнях реєстрували час проходження комбайном залікової ділянки; висоту зрізання рослин; ширину, висоту, товщину і структуру сформованого валка; відстань між валком і ґрунтом; масу одного погонного метра валка.

Структуру валка, як якісний показник, визначали по зв'язності і характеру розподілу рослин у ньому як по довжині, так і по ширині. Відповідно до цього валок відповідним чином оцінювали або як рівномірний, або як переривчастий.

Для проведення експлуатаційно-технологічних випробувань використовували агрегат, що включав серійний комбайн Джон-Дір 9500, обчислюючий модуль МОН-4,0 і шнековий апарат різання АРШ-4,0. При спостереженні за збиральним агрегатом фіксували:

- по організації випробувань: метеорологічні умови, характеристики агрофону і збираємої культури;
- по режиму роботи: робочу швидкість руху і дійсну ширину захвату збирального агрегату, встановлену висоту зрізання рослин, витрати палива й обсяг виконаної роботи;
- по якості роботи: втрати вільним зерном і втрати зерна від недоочосу, висоту стерні.

Для розрахунку експлуатаційно-технологічних показників збирального агрегату використовували методика, викладену в ГОСТ 24055-88 “Методи експлуатаційно-технологічної оцінки”. Приведені там математичні вирази, що дозволяють визначити витрати змінного й експлуатаційного часу, після відповідних аналітичних перетворень були прийняті за основу при складанні алгоритму і написанні програми для ЕОМ.

Техніко-економічну ефективність застосування розробленого шнекового апарату різання, в основі якої лежать зведені витрати, визначали із застосуванням ЕОМ відповідно до ГОСТ 23729-79 “Методи економічної оцінки спеціалізованих машин”.

Оскільки на зведені витрати істотно впливає ціна використовуваних машин і знарядь, а її формування найчастіше визначають не реальні витрати, а кон'юнктурні міркування, - то порівняльну ефективність застосування розробленого шнекового апарату різання додатково оцінювали за допомогою методу “прямокутної піраміди” по питомих витратах праці, палива і металу.

Оптимальним (більш ефективним) вважали те технічне рішення, для якого величина об'єму прямокутної піраміди мала меншу значину.

Алгоритм перевірки адекватності оцінюючого критерію Δ передбачав порівняння дійсної і теоретичної його значин, визначених при одних і тих же вихідних конструктивних та кінематичних параметрах ШАР.

Дійсну значину Δ визначали експериментальним шляхом в процесі лабораторно-польових досліджень макетного зразка пристрою АРШ-4,0, а теоретичну - із системи рівнянь (3).

В результаті встановлено, що різниця між зазначеними значинами виведеного оцінюючого критерію Δ не перевищує 9%. Така мала значина помилки підтверджує коректність отриманих математичних залежностей і правомірність їхнього використання для подальшого теоретичного аналізу.

З його (аналізом) допомогою встановлено, що по мірі зростання швидкості поступального руху апарату різання, частота обертання шнекового ножа повинна збільшуватися. У той самий час, інтенсивність росту n при збільшенні V_m залежить від величини оцінюючого критерію Δ . Чим менше значина останнього, тим більшими повинні бути обороти шнекового ножа при одній і тій же швидкості руху апарату різання.

Аналогічний характер зміни частоти обертання шнекового ножа спостерігається і при зниженні встановленої висоти зрізання стебел: чим менше h , тим інтенсивніший ріст величини n . В протилежному випадку варто очікувати таке відхилення стебел шнековим апаратом різання, при якому дійсна значина оцінюючого критерію Δ_d буде пе-

ревищувати задану.

У той час, коли внутрішній діаметр шнекового ножа, як відзначалося вище, вибирається із виключно конструктивно-технологічних міркувань, - вибір зовнішнього діаметра (d_n) залежить від заданої величини оцінюючого критерію Δ . Чим більша значина останнього, тим більшим (при незмінних значинах інших параметрів, природньо) може бути і d_n (рис.4.). Причому, в інтервалі Δ від 0,015 до 0,024 м крутизна залежності $d_n = f(\Delta)$ вища, ніж при Δ більше 0,025 м.

Більш складним є вибір значин кроку (S) і кута нахилу витка (α) шнекового ножа. Збільшення Δ від 0,015 до 0,018 м супроводжується зменшенням значин S і α (рис.4). При подальшому збільшенні оцінюючого параметру від 0,018 до 0,020 м характер зміни S і α змінюється на зворотний.

При значині $\Delta = 0,02$ м відбувається стрибкоподібний (більш ніж у 1,6 рази) ріст цих параметрів. Пояснення цього явища полягає у вимозі забезпечити ціле число зон різання (n_c) на довжині кроку шнекового ножа.

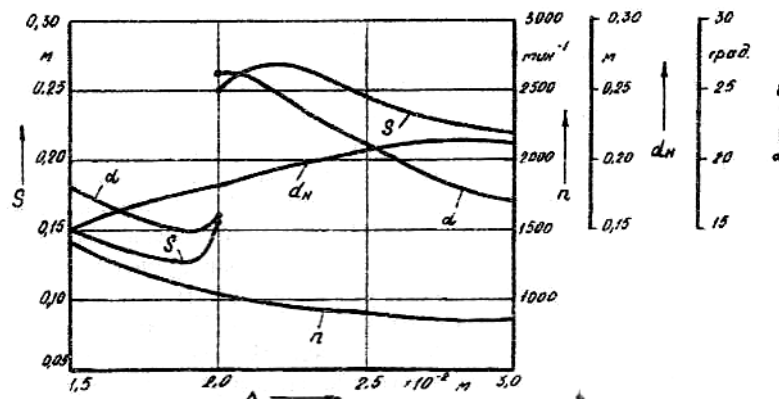


Рис. 4. Залежність частоти обертання (n), зовнішнього діаметра (d_n), кроку (S) і кута нахилу витка шнека (α) від величини оцінюючого параметра (Δ)

Теоретичними дослідженнями встановлено, що довжина протиризальної пластини шнекового пристрою повинна зменшуватися по мірі зростання оцінюючого показника Δ . В інтервалі зміни останнього від 0,015 до 0,025 м цей процес носить більш інтенсивний, а при $\Delta > 0,025$ м – менш інтенсивний характер.

Збільшення числа обертів шнекового ножа n і пов'язана з цим аналогічна зміна швидкості поступального руху пристрою V_m супроводжуються відповідним ростом потужності, затрачуваної на зрізання обчесаних стебел (рис.5).

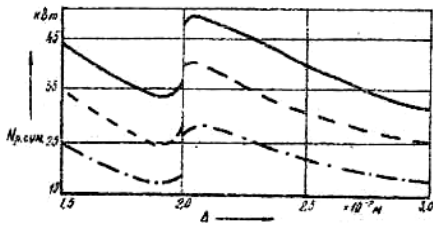


Рис. 5. Залежність витрат потужності на зрізання обчесаних рослин від величини критерію Δ при різних значинах швидкості руху

$V_M(s)$ - 1,8 м/с;
 (- - -) - 1,4 м/с; (- · -) - 1,0 м/с

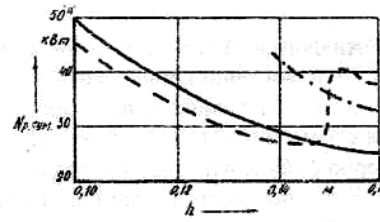


Рис. 6. Залежність витрат потужності на зрізання рослин від висоти установки апарату різання h при різних значинах критерію Δ :

(ss) - = 0,03 м;
 (- - -) - = 0,02 м; (- · -) - = 0,015 м.

Як впливає з аналізу виразу (9), характер зміни $N_{p, \text{сум}}$ аналогічний характеру зміни кроку шнекового ножа (рис.4.). При збільшенні значини S витрати потужності на зрізання рослин зростають, тому що в цьому випадку збільшується число зон різання n_c , які припадають на один крок витка шнеку.

В той самий час слід зазначити, що на малих швидкостях поступального руху апарату різання, мінімальні витрати потужності мають місце при значині оцінюючого критерію Δ , рівному приблизно 0,017-0,020 м. При збільшенні V_M мінімум $N_{p, \text{сум}}$ хоч і мало, але все-таки зміщується у бік великих значин Δ (рис.5).

Дуже цікавим є характер зміни потужності, що витрачається на зрізання рослин при варіюванні висотою установки апарату різання h . При величині оцінюючого параметра $\Delta=0,03$ м значина $N_{p, \text{сум}}$ зменшується по мірі зростання h (рис. 6). І це цілком логічно, оскільки збільшення висоти установки апарату різання допускає відповідне зниження частоти обертання шнекового ножа n .

Зменшення оцінюючого критерію Δ до 0,02 м приводить до зниження витрат потужності в інтервалі зміни величини h від 0,100 до 0,145 м. При значині h більше 0,15 м спостерігається різке збільшення $N_{p, \text{сум}}$. Пояснюється це наступним. По мірі зростання висоти установки апарату різання h зменшується крок витка шнека S і частота його обертання n . Однак, темп зниження величини S значно випереджає інтенсивність падіння n . А оскільки зменшення кроку витка апарату різання приводить, як відзначалося вище, до зниження потужності $N_{p, \text{сум}}$, то цим і пояснюється характер зміни останньої при збільшенні h від 0,100 до 0,145 м (рис. 6).

Аналіз результатів лабораторних досліджень показав, що шнековий гвинтовий ніж, у якого елементи різання розташовані перпендикулярно площині гвинта, здатний забезпечити повний зріз рослин. У цьому варіанті для всіх значин частоти обертання шнека (n) і кута

його нахилу в поздовжньо-вертикальній площині (α_n) ступінь зрізання q_{cp} складала практично 100%.

Що стосується ступеня укладання у валок (q_v), то він залежить від значини величин n і α_n . В результаті обробки даних факторного експерименту був установлений наступний функціональний взаємозв'язок між цими параметрами:

$$q_v = 0,0725 \cdot n - 1,1 \cdot \alpha_n + 0,002 \cdot n \cdot \alpha_n - 34$$

Для пристрою з гвинтовим ножом, елементи різання якого розташовувалися в площині витка, процеси зрізання й укладання рослин у валок характеризуються інакше. Встановлено, що ступінь валкоформування для цього конструктивного варіанту практично не залежить від зміни розглянутих параметрів. Для всіх прийнятих значин n і α_n величина $q_v = 98 \dots 100\%$...

Регресійна математична модель, що дозволяє оцінити вплив частоти обертання шнека і кута його нахилу в поздовжньо-вертикальній площині на ступінь зрізання рослин, являє собою поліном, аналогічний (10):

$$q_{cp} = 83,75 - 0,0175 \cdot n - 1,825 \cdot \alpha_n + 0,0035 \cdot n \cdot \alpha_n$$

Аналіз поверхонь відгуку математичних моделей (10) і (11) показав (рис.7), що для обох конструктивних рішень:

1) ступінь впливу одного перемінного параметру (n чи α_n) на величини q_v і q_{cp} збільшується по мірі зростання іншого;

2) вплив частоти обертання шнекового ножа на ступінь зрізання рослин і укладання їх у валок більш істотне, ніж вплив кута його нахилу в поздовжньо-вертикальній площині.

Слід зазначити, що вихідні величини q_v і q_{cp} змінюються приблизно в рівних діапазонах (30 і 24% відповідно), але на різних рівнях (рис.7). У q_{cp} він вищий і коливається в межах від 76 до 100%, у той час як величина q_v знаходиться на рівні 10...40%.

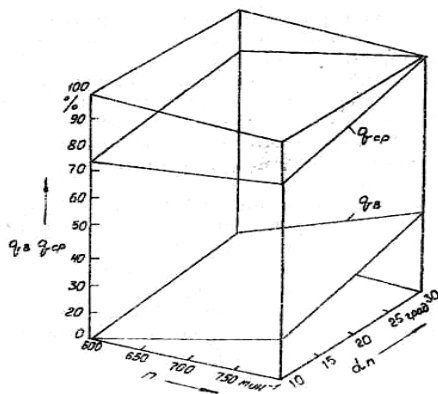


Рис. 7. Спільна графічна інтерпретація впливу частоти обертання шнекового ножа (n) і кута його нахилу в поздовжньо - вертикальній площині (α_n) на ступінь зрізання (q_{cp}) і укладання рослин у валок (q_v)

Низький ступінь формування валка пристроєм, у якого елементи різання розташовані перпендикулярно площині витка шнека, обумов-

лений забиванням міжвиткового простору зрізаними рослинами. Під час перебігу технологічного процесу крайка ножа перешкоджає схожденню маси стебел із площини витка. В результаті істотно погіршується транспортуюча здатність шнека.

У пристрої, елементи різання якого розташовані в площині витка шнека, забивання міжвиткового простору не спостерігалось. Гвинтовий ніж постійно очищався від стебел і транспортував їх у зону вивантажувального вікна. В остаточному підсумку, при задовільній здатності зрізування (98...100%) він забезпечував значно більш вищий ступінь укладання зрізаних рослин у валок (76...100% проти 10...40%).

З урахуванням вищевикладених результатів лабораторних робіт, польові дослідження проводили з пристроєм, крайка різання якого розташовувалася в площині витка шнеку. При цьому було встановлено, що коли частота обертання гвинтового ножа $n = 800 \text{ хв}^{-1}$, а кут його нахилу $\alpha_n = 28...30^\circ$, - зрізані стебла розташовуються хаотично. В результаті на всіх швидкостях руху комбайну формувалася переривчастий валок.

При збільшенні частоти обертання шнекового ножа до 910 хв^{-1} але незмінному куті його нахилу α_n , на швидкості руху пристрою $1,0 \text{ м/с}$ і більше мали місце валки, що характеризувалися такою структурою, при якій були відсутні їхні розриви в поздовжньому напрямку.

Найкраща якість валка була при частоті обертання гвинтового ножа $n = 910 \text{ хв}^{-1}$ і куті його нахилу $\alpha_n = 32...36^\circ$. У цьому випадку на всіх робочих швидкостях руху комбайну зрізані стебла пшениці розташовувалися впорядковано: при значині V_m до $1,0 \text{ м/с}$ – поперек руху, а при більшому V_m – “ялинкою”. Причому, внутрішня структура коливальних ширини валка не тільки якісно, але і кількісно відрізнялася від такої на першому швидкісному режимі роботи агрегату.

По-перше, якщо для першого швидкісного режиму при $V_m = 0,99 \text{ м/с}$ дисперсія коливальних ширини валка d склала $0,0239 \text{ м}^2$, то для третього при $V_m = 0,96 \text{ м/с}$ її значина дорівнювала всього $0,0044 \text{ м}^2$. Порівняння отриманих дисперсій по загальновідомому F-критерію Фішера показує, що нуль-гіпотеза про рівність порівнюваних статистичних характеристик відхиляється.

По-друге, у першому варіанті настроювання агрегату коливальних ширини валка носять більш високочастотний характер. В першу чергу про це говорить шлях кореляційного зв'язку (рис. 8). При $n = 800 \text{ хв}^{-1}$ і $\alpha_n = 28...30^\circ$ він практично в два рази менший ($1,95 \text{ м}$ проти $4,01 \text{ м}$). А оскільки це так, то і спектр дисперсій у першому варіанті повинен бути значно ширшим, ніж у другому.

На доказ останнього з рис. 8 впливає, що при $n = 910 \text{ хв}^{-1}$ і $\alpha_n = 32...36^\circ$ величина спектральної щільності r в основному зосередже-

на в інтервалі частот від $0,4$ до $0,8 \text{ м}^{-1}$. При швидкості руху $0,96 \text{ м/с}$ це - $0,06 \dots 0,12 \text{ Гц}$. У першому ж варіанті основна частка дисперсії припадає на частоти $0,4 \dots 1,4 \text{ м}^{-1}$ чи $0,07 \dots 0,22 \text{ Гц}$ (при $V_m = 0,99 \text{ м/с}$).

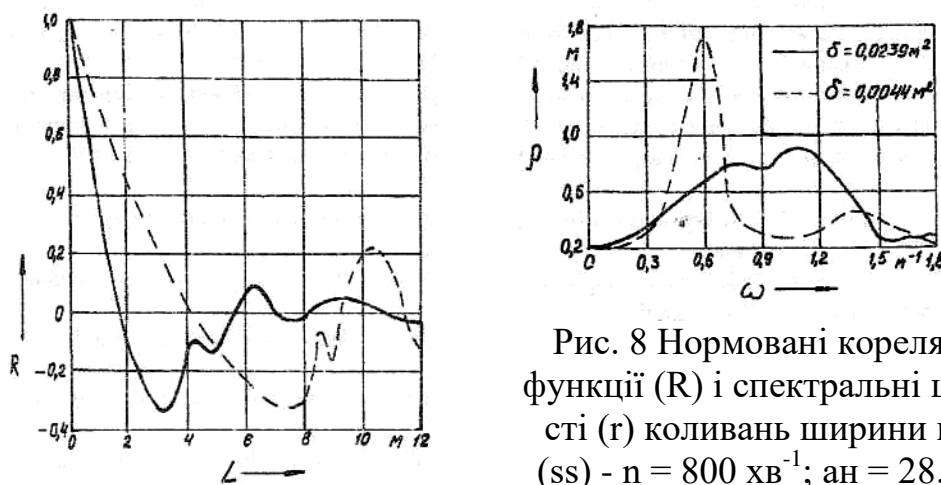


Рис. 8 Нормовані кореляційні функції (R) і спектральні щільності (r) коливань ширини валка: (ss) - $n = 800 \text{ хв}^{-1}$; $\alpha_n = 28 \dots 30^\circ$; (---) - $n = 910 \text{ хв}^{-1}$; $\alpha_n = 32 \dots 36^\circ$

З викладеного вище випливає, що збільшення частоти обертання і кута нахилу в поздовжньо-вертикальній площині шнекового ножа істотно знижує коливання ширини валка, роблячи його більш рівномірним.

Не дивлячись на розходження структури валка при різних варіантах кінематичного режиму роботи агрегату, нуль-гіпотеза про рівність порівнюваних середніх значень мас одного погонного метра валка на 5%-му статистичному рівні значущості не відхиляється.

Дуже важливим якісним показником роботи розглянутого шнекового пристрою є рівномірність висоти зрізання рослин після його проходження. Кореляційно-спектральний аналіз показав, що коливання стерні поперек і уздовж руху агрегату практично однакові як по частоті, так і по енергії. Шлях кореляційного зв'язку в обох процесів приблизно однаковий, періодичні складові коливань відсутні.

В процесі проведення експлуатаційно-технологічної оцінки збирального агрегату дійсна частота обертання шнекового апарату різання на робочому гоні складала 915 хв^{-1} , а встановлений кут його нахилу в поздовжньо-вертикальній площині був прийнятий рівним 34° . При середній значині швидкості руху $1,68 \text{ м/с}$ це забезпечувало стандарт коливання висоти стерні на рівні $\pm 0,021 \text{ м}$.

Отриманий результат дозволяє спрогнозувати, що не менш ніж на 85% зібраної площі відхилення висоти зрізу рослин шнековим ножом не буде перевищувати згадану раніше максимально припустиму межу $\Delta = 0,03 \text{ м}$. У процесі руху збирального агрегату на кожних 10 м шляху очікується 14 випадків виходу висоти зрізу рослин за встановлений допуск. При швидкості $V_m = 1,68 \text{ м/с}$ цей показник складе 2,35

рази за 1 секунду.

Такий результат дуже прийнятний з погляду забезпечення необхідної якості роботи шнекового апарату різання. Експериментально встановлено, що після проходу останнього на 1 м^2 залишається 0,5 не зрізаних рослин. При швидкості руху збирального агрегату $1,68 \text{ м/с}$ і ширині його захвату $3,86 \text{ м}$ це складає 2,92 випадки за 1 с. Якщо незрізані рослини розглядати як один з варіантів виходу по висоті зрізання за встановлений допуск, то отриманий результат (2,92 викиди за 1 с) дуже близький до прогнозного, рівного 2,35 випадку за 1 с.

Застосування шнекового апарату різання, як показав аналіз експериментальних даних, не збільшує втрат зерна. На всіх режимах руху комбайна значина цього показника не виходила за агротехнічні вимоги, тобто не перевищувала 1,5%.

Висновки. 1. Однією з причин, що стримує широке впровадження збирання с.-г. культур методом очосу рослин на корені, є змінання стебел ходовою системою збирального агрегату, що в підсумку приводить до істотних (не менш 25%) втрат соломи. Найбільш просте й ефективне рішення цієї проблеми полягає в обладнанні зернозбиральних комбайнів шнековими пристроями для одночасного зрізання й укладання обчесаних рослин у валок.

2. За критерій оптимізації конструкції і режиму роботи шнекового апарату різання можна прийняти параметр (Δ), який оцінює ступінь їхнього впливу на відхилення дійсної значини висоти стерні збираємої культури від заданої.

3. Використовуючи розроблену методику встановлено, що при швидкості руху збирального агрегату $1,0 \dots 2,2 \text{ м/с}$, величині оцінюючого критерію $\Delta = 0,015 \dots 0,030 \text{ м}$ і встановленій висоті зрізання рослин $0,10 \dots 0,16 \text{ м}$, параметри шнекового апарату різання можуть приймати наступні значини:

- частота обертання шнека, хв^{-1} : $840 \dots 1840$;
- крок витка, м: $0,15 \dots 0,25$;
- зовнішній діаметр шнека, м: $0,16 \dots 0,23$;
- довжина леза протирізальної пластини, м: $0,07 \dots 0,10$;
- кут розхилу протирізальної пластини, град.: $48 \dots 58$;
- потужність, необхідна для зрізання рослин, кВт: $18 \dots 53$.

4. Теоретичними дослідженнями встановлено, що з ростом швидкості поступального руху (V_M) апарату різання, частота обертання його шнекового ножа (n) повинна збільшуватися. Поряд з цим, інтенсивність росту n при збільшенні V_M залежить від величини прийнятого оцінюючого параметра Δ . Чим менше значина останнього, тим більшими повинні бути обороти шнекового ножа при одній і тій же швидкості руху апарату різання.

Аналогічний характер зміни частоти обертання шнекового ножа

спостерігається і при зниженні висоти зрізання стебел: чим менше її значина, тим інтенсивніший ріст величини n . У іншому випадку варто очікувати таке відхилення стебел шнековим апаратом різання, при якому дійсна значина оцінюючого параметру Δ_d буде перевищувати задану.

5. Чим більша значина оцінюючого критерію Δ , тим більшою (при незмінних значинах інших параметрів) може бути і величина зовнішнього діаметра шнека (d_n). Причому, в інтервалі Δ від 0,015 до 0,024 м крутизна залежності $d_n = f(\Delta)$ вища, ніж при Δ більше 0,025 м. У якісному плані характер її зміни знаходиться в протифазі стосовно залежності $n = f(\Delta)$.

6. Збільшення значини оцінюючого параметру Δ від 0,015 до 0,018 м супроводжується синхронним зменшенням кроку (S) і кута нахилу витка шнека(α). При подальшому збільшенні Δ від 0,018 до 0,020 м процес зміни S і α змінюється на зворотний, приймаючи стрибкоподібний характер при $\Delta=0,020$ м. Наявність останнього явища пояснюється вимогою забезпечення цілого числа зон різання на довжині кроку шнекового ножа.

7. Довжина протирізальної пластини шнекового пристрою повинна зменшуватися по мірі росту оцінюючого показника Δ . В інтервалі зміни останнього від 0,015 до 0,025 м цей процес носить більш інтенсивний, а при Δ більш 0,025 м – менш інтенсивний характер.

8. В результаті теоретичних досліджень встановлено, що процес зміни витрат потужності на зрізання стебел шнеком ($N_{\text{ср.сум}}$) аналогічний характеру зміни кроку його витка. При збільшенні останнього потужність $N_{\text{ср.сум}}$ зростає, тому що в цьому випадку збільшується число зон різання, які припадають на один крок витка шнека.

Що стосується встановленої висоти зрізання, то збільшення цього параметру допускає відповідне зниження частоти обертання шнекового ножа, а значить дозволяє знизити витрати потужності на зрізання обчесаних рослин.

9. Аналіз результатів лабораторних досліджень показав, що з метою забезпечення прийняттого ступеня зрізання обчесаних рослин (98...100%) і наступного укладання їх у валок (76...100%) крайка гвинтового ножа повинна знаходитися в площині витка шнеку.

10. З довірчою імовірністю 99% можна стверджувати, що збільшення частоти обертання і кута нахилу в поздовжньо-вертикальній площині шнекового ножа істотно знижує коливання ширини валка, роблячи його структуру більш рівномірною.

11. Кореляційно-спектральний аналіз показав, що коливання стерні поперек і уздовж руху агрегату практично однакові як по частоті, так і по енергії. Шлях кореляційного зв'язку в обох процесів при-

близно однаковий, періодичні складові коливань відсутні.

Що стосується нормованих спектральних щільностей, то їхні максимуми припадають на частоти 23...25 м⁻¹ або 3,7...4,0 Гц. В с.-г. виробництві коливання більшості процесів з такою частотою прийнято вважати високочастотними.

12. Розрахунками встановлено, а практикою підтверджено, що не менш ніж на 85% зібраної площі відхилення висоти зрізання рослин шнековим ножом не буде перевищувати раніше заданої межі. При цьому, у процесі руху збирального агрегату на кожних 10 м шляху очікується 14 випадків виходу значини цього параметру за встановлений допуск. При швидкості 1,68 м/с частота цього явища складе 2,35 рази за 1 секунду або всього лише 0,37 Гц.

13. Застосування шнекового апарату різання у складі агрегату для збирання зернових культур методом очосу рослин на корені забезпечує зниження втрат соломи приблизно на 25% . В результаті це дозволить на кожному гектарі вирощуваних сільськогосподарських культур заощаджувати не менше 500 грн.

Список використаних джерел

1. Голубев И. К., Аюбов А. М., Иорганский П. А. Перспективный способ уборки незерновой части урожая. *Труды Таврической государственной агротехнической академии*. Мелитополь, 1997. Т.1, вып. 1. С. 78-82.

2. Погорелый Л. В., Аюбов А. М. Теоретическое обоснование конструктивных параметров винтовой поверхности устройства для сбора пожнивных остатков. *Труды Таврической государственной агротехнической академии*. Мелитополь, 1999. Т. 10, вып. 1. С. 88-92.

3. Аюбов А. М. Теоретичні основи вибору параметрів пристрою для зрізання стебел с.-г. культур. *Праці Таврійської державної агротехнічної академії*. Мелітополь, 1999. Т.13, вип. 2. С. 86-90.

4. Аюбов А. М. Теоретическое обоснование конструктивных параметров кожуха режущего аппарата шнекового типа. *Труды Таврической государственной агротехнической академии*. Мелитополь, 2000. Т. 15, вып. 2. Мелитополь, 2000. С. 104-109.

5. Аюбов А. М. Засіб для збирання незернової частини врожаю. *Праці Таврійської державної агротехнічної академії*. Мелітополь, 2001. Т.16, вип. 2. С. 128-131.

6. Голубев И. К., Аюбов А. М. Моделирование процесса очеса растений на корню. *Моделирование процессов и технологического оборудования в сельском хозяйстве: материалы докладов Междунар. науч.-практ. конференции (г. Мелитополь, 17-19 августа 1994 г.): в 4-х т. / ТГАТА*. Мелитополь, 1994. Т. 1. С. 135.

7. Аюбов А. М. Вибір і обґрунтування оцінюючого параметру

роботи шнекового апарату різання. *Праці Таврійської державної агротехнічної академії*. Мелітополь, 2002. Т. 18, вип. 2. С. 130-135.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ ШНЕКОВЫХ АППАРАТОВ РЕЗКИ ДЛЯ СБОРА НЕЗЕРНОВОЙ ЧАСТИ УРОЖАЯ

Аюбов А. М., Митин В. Н., Малюта С. И.

Аннотация

Статья посвящена разработке методики выбора основных параметров шнекового аппарата резки (ШАР), который используется при уборке зерновых колосовых культур методом обчесывания растений на корню. Для решения этой задачи разработан критерий, который позволяет оценивать степень влияния конструктивных и кинематических параметров ШАР на энергетические и качественные показатели его работы; разработаны и проанализированы аналитические зависимости, отражающие взаимосвязь оценивающего критерия с конструктивными, кинематическими и энергетическими параметрами нового устройства; оценено влияние параметров винтового ножа на качество резки обчесанных растений и формирования валка; проведения эксплуатационно-технологические испытания уборочного агрегата, оборудованного ШАР; разработаны научно - обоснованные рекомендации по выбору параметров шнекового аппарата резки.

Установлено, что применение шнекового аппарата резки в составе агрегата для уборки зерновых колосовых культур методом обчесывания на корню обеспечивает снижение расходов соломы примерно на 25%. В результате это позволяет на каждом гектаре выращиваемых сельскохозяйственных культур экономить не менее 500 грн.

Ключевые слова: обчесывание, валок, стебель, резки, виток, противорежущая пластина, мощность.

JUSTIFICATION OF PARAMETERS AND OPERATING MODES SCREW CUTTING MACHINE TO COLLECT THE NON-GRAIN PART OF THE HARVEST

A. Aiubov, V. Mitin, S. Maliuta

Summary

The article is devoted to the development of methods for selecting the main parameters of the auger cutting device (SHAR), which is used in the harvesting of cereals by combing plants at the root. To solve this problem, a criterion has been developed that allows to assess the degree of influence of structural and kinematic parameters of the SHAR on the energy and quality indicators of its work; developed and analyzed analytical dependencies that reflect the relationship of the evaluation criterion with the design, kinematic and energy parameters of the new device; the influence of the parameters of the screw knife on the quality of cutting the combed plants and the formation of the roll was evaluated; operational and technological tests of the harvesting unit equipped with SHAR were carried out; scientifically substantiated recommendations on the choice of parameters of the screw cutting device are developed. It is established that the use of the auger cutting device as a part of the unit for harvesting grain crops by the method of combing at the root provides a reduction in straw consumption by approximately 25%. As a result, it allows you to save at least UAH 500 per hectare of crops grown.

Key words: combing, roll, stalk, cutting, coil, antirust plate, power.