

УДК 631.315.2.001.63

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОБОЧОГО ОРГАНУ КОМБІНОВАНОГО ПОДРІБНЮВАЧА ДЛЯ РОЗПОДІЛУ РОСЛИННИХ ЗАЛИШКІВ НА СМУГИ ОБРОБІТКУ

Корчак М.М

Подільський державний аграрно-технічний університет

Проведені теоретичні дослідження впливу розподільника на процес розподілу розрізаних рослинних залишків грубостеблових культур з міжрядь на рядки посіву, зокрема дослідження їх динамічних властивостей.

Визначено мінімальні та максимальні величини довжин робочої поверхні прямої стінки розподільника.

Теоретично досліджено динамічні властивості впливу розподільника на процес розподілу розрізаних листостеблових залишків грубостеблових культур, а також силу опору розподільника при його русі в ґрунті.

Теоретично обґрунтований розподільник реалізований нами у розробці комбінованого подрібнювача рослинних залишків грубостеблових культур.

Theoretical researches of influence of distributor are conducted on the process of distributing of the cut vegetable tailings of roughstem cultures from spaces between rows on the lines of sowing, in particular research of them dynamic properties.

Certainly minimum and maximal sizes of lengths of working surface of sending wall of distributor.

In theory investigational dynamic properties of influence of distributor on the process of distributing of the cut stems tailings of roughstem cultures, and also force of resistance of distributor, at his motion in soil.

The distributor grounded in theory is realized by us in development of the combined grinding down of vegetable tailings of roughstem cultures.

Постановка проблеми в загальному та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями

Розподільники при запропонованому комбінованому способі звільнення поля від рослинних залишків грубостеблових культур, що складається з об'єднаних технологічних процесів: розрізання та розподілу рослинних залишків, ущільнення згорненої маси, подрібнення рослинних залишків з ґрунтом та вирівнювання поверхні поля, здійснюють один з найважливіших технологічних процесів – розподіл розрізаних стебел з міжрядь на рядки посіву, забезпечуючи при цьому більш ефективно протікання послідовних процесів запропонованого способу. Тому саме цей робочий орган, який реалізує технологічний процес, що він виконує, потребує ретельних теоретичних досліджень впливу на процес розподілу рослинних залишків.

Теоретичні дослідження технологічного процесу впливу розподільника на процес розподілу розрізаних рослинних залишків дають можливість науково обґрунтувати конструктивні параметри розподільників при запропонованій технології.

Аналіз останніх досліджень

Технологічно подібними до розподільників є підгортачі, що використовуються в землеробстві досить давно [1, 2]. Основне їхнє призначення – підгортання культурних

рослин і знищення бур'янів. Основними складовими частинами даного робочого органу є: наральник, нероз'ємний двосторонній корпус, напрямні стінки та стояк.

Математичний опис динамічних властивостей розподільників мало досліджений у зв'язку з вирішенням інших застосувань. При розрахунку динаміки розподільника для розподілу розрізаних листостеблових залишків його динамічні властивості до теперішнього часу не використовувались.

Формулювання цілей статті: провести теоретичні дослідження впливу розподільника на процес розподілу розрізаних стебел з міжрядь на рядки посіву грубостеблових культур, зокрема дослідження його динамічних властивостей.

Виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих результатів

Найважливішим об'єктом при процесі розподілу розрізаних рослинних залишків розподільником є стебла грубостеблових культур.

При русі розподільника в міжрядді він чинить тиск N на стебло і ґрунт, який направлений по нормалі до стінки. Але тертя ґрунту і стебла об лезо розподільника відхилить силу N на кут тертя φ , так як при цьому виникає сила тертя $F_{\max} = N \times \operatorname{tg} \varphi$. Розкладемо силу N на складові: N_v – по напрямку швидкості руху розподільника, N_T – уздовж його стінки. Кут між напрямком швидкості і нормаллю до стінки рівний $90^\circ - \alpha$ (рис. 1).

Якщо $90^\circ - \alpha > \varphi$, то сила тертя одержує найбільше значення, так як

$$F_{\max} = N \times \operatorname{tg} \varphi < N \times \operatorname{tg} (90^\circ - \alpha) \quad (1)$$

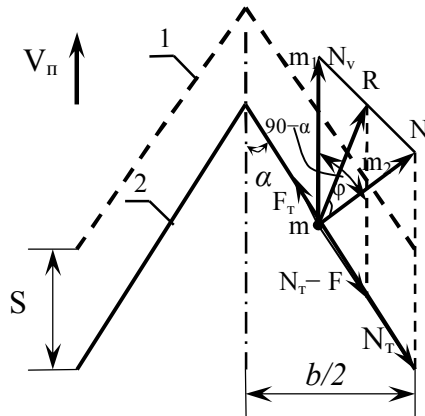


Рис. 1. До теорії об'єкта дослідження

У цих умовах на стебло та частинку ґрунту діють дві сили: N_v та $N_T - F$, результуюча яких – сила R , направлена під кутом φ до нормалі N . Стебло повинне переміщатись по напрямку цієї єдиної сили R . З цього слідує, що при пересуванні розподільника з положення 1 в положення 2 на довжину шляху S стебло переміститься з точки m в точку m_2 , тобто пройде по стінці шлях m_1m_2 .

Так як стебло проходить уздовж стінки визначений шлях, то переміщується з ковзанням. Якщо $90^\circ - \alpha < \varphi$, то сила тертя $F = N_T$ і стебло рухається по напрямку сили N_v .

Залежно від стану засміченості поля виникає необхідність регулювання напрямних стінок розподільника та застосування такого параметру, як кут розкриття напрямних стінок α . Розміри напрямних стінок, зокрема довжина робочої стінки l та її висота h , поряд з

величиною α забезпечують максимально точну орієнтацію розрізаних стеблових залишків з міжрядь на рядки посіву (рис. 2).

Розміри, що показані на рисунку: L – відстань між розподільниками, b – ширина між крайніми кромками напрямних стінок розподільників, b_p – ширина між напрямними стінками розподільника, h – висота робочої стінки розподільника, $l_{\text{розн.}}$ – довжина робочої поверхні напрямної стінки розподільника.

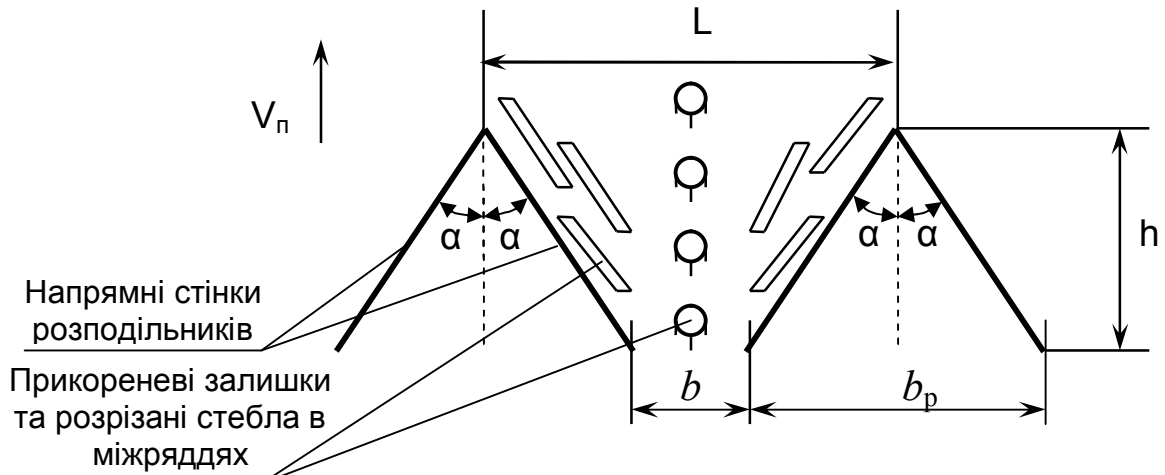


Рис. 2. Вигляд напрямних стінок розподільників зверху

Процес розподілу рослинних залишків та поступового їх згортання на рядки посіву грубостеблових культур проходить за рахунок робочих стінок розподільників. Процес розподілу та звуження смуги обробітку залежить від кутів розкриття напрямних стінок розподільників, а також довжин робочих стінок. Виходячи з цього, необхідно враховувати максимальні та мінімальні значення кутів розкриття напрямних стінок та їх довжину (рис. 3).

При русі робочої стінки розподільника в міжрядді виникає сила, яка діє на об'єкти (розрізані стебла, поверхню ґрунту) та направлена по нормалі до робочої стінки. Від цієї сили виникає нормально діюча на напрямну стінку сила, дотична сила до направляючої та сила тертя розрізаних стебел по поверхні напрямної стінки.

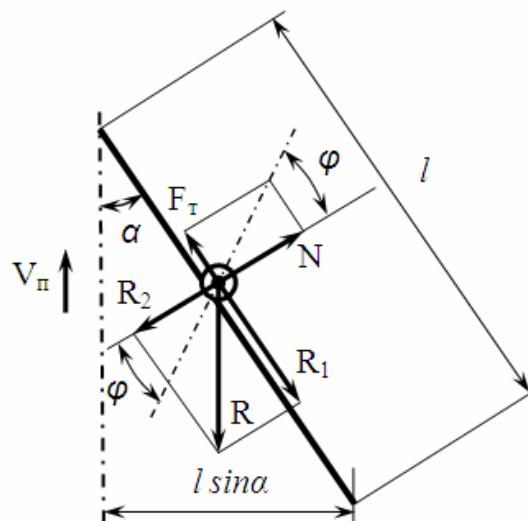


Рис. 3. Сили, що діють на стінку розподільника в горизонтальній площині

При визначенні кута α розхилу стінки розподільника виходили з умови, щоб переміщення стебел відбувалося із ковзанням їх по стінці розподільника.

Силу опору стебел R розкладемо на дві складові – R_1 та R_2 . Складова R_1 намагається пересунути стебло по стінці, але цьому протидіє сила тертя F_T .

Умовою переміщення з ковзанням стебел по напрямним стінкам є:

$$R_1 > F_T. \quad (2)$$

Реакція середовища на стінку розподільника:

$$R = \frac{b}{2} \cdot h \cdot k_{num}, \quad (3)$$

де $\frac{b}{2}$ – ширина стінки розподільника, см;

h – товщина маси стебел, см;

k_{num} – питомий опір переміщення стебelloвої маси, кН/м².

Дотична сила, під дією якої стебelloва маса переміщується по поверхні стінки розподільника:

$$R_1 = R \cdot \cos \alpha, \quad (4)$$

де α – кут розкриття напрямної стінки.

Сила нормального тиску стебelloвої маси на стінку розподільника:

$$R_2 = R \cdot \sin \alpha. \quad (5)$$

Сила тертя стебelloвої маси по поверхні стінки розподільника:

$$F_T = R_2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_c, \quad (6)$$

де коефіцієнт тертя виражено через $\operatorname{tg} \varphi_c$ кута φ_c тертя стебел об стінку розподільника.

Виразивши силу R_2 через R , одержимо

$$F_T = R \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi_c. \quad (7)$$

Підставивши в умову (2) значення R_1 і F_T , та враховуючи кут тертя φ , який виникає під час робочого процесу розподілу, одержимо:

$$R \cdot \cos \alpha > R \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi_c. \quad (8)$$

Тоді $\operatorname{ctg} \alpha > \operatorname{tg} \varphi_c$, $\operatorname{tg} (90^\circ - \alpha) > \operatorname{tg} \varphi_c$.

Тобто $90^\circ - \alpha > \varphi_c$,

$$\text{або} \quad \alpha_{\max} \leq \operatorname{arctg} \frac{1}{\varphi_c}, \quad \alpha_{\max} < 90^\circ - \varphi_c. \quad (9)$$

Якщо кут тертя стебел об стінку розподільників приблизно дорівнює 45° , то кут $\alpha < 45^\circ$, а $2\alpha < 90^\circ$.

Розрізані стебла на початку робочого процесу повинні переміщуватись по напрямку до крайньої кромки робочої поверхні. З цього слідує, що при переміщенні напрямної стінки розрізане стебло пройде відповідний шлях по робочій поверхні з ковзанням.

В залежності від розрізаних стебел, звуження смуги обробітки та точності орієнтації на рядки посіву, забезпечення максимального ефекту робочого процесу розподілу, як вже

зазначалось вище, залежить як від кута розкриття напрямних стінок, так і від довжини робочої поверхні (стінки).

Зобразимо максимально звужену одну із сторін смуги обробітку через s , що утворилася в результаті проходження процесу розподілу напрямною стінкою розрізаних стебел на рядки (рис. 4).

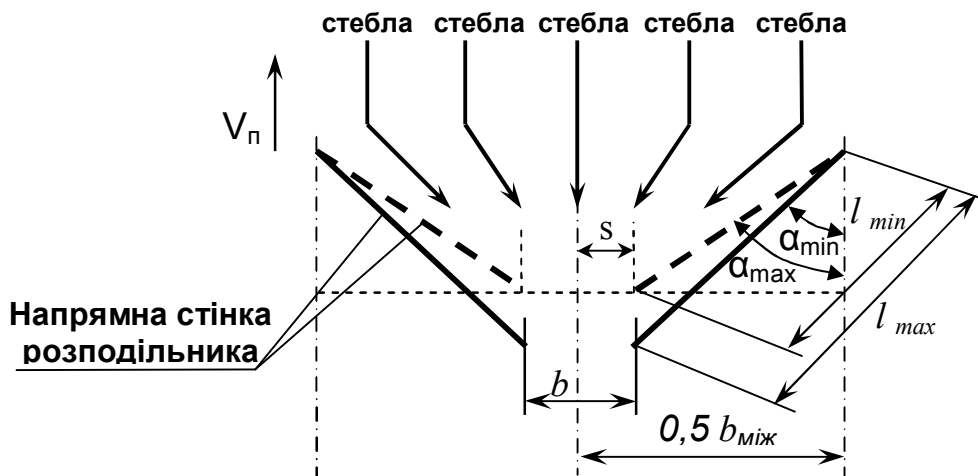


Рис. 4. До розрахунку довжини робочої поверхні напрямних стінок розподільника

Виходячи з вищевикладеного та практичних міркувань можна прийняти, що ширина міжряддя $b_{між}$ за агровимогами є відомою величиною, а ширина між напрямними стінками b має забезпечувати максимальне звуження смуги обробітку (розподіл розрізаних стебел на рядки посіву).

Визначимо мінімальні та максимальні величини довжин робочої поверхні напрямної стінки розподільника, відповідно l_{min} та l_{max} :

$$l_{min \text{ розп}} = \frac{\left(\frac{1}{2} b_{між} - s\right)}{\sin \alpha_{max}} \quad (10)$$

$$l_{max \text{ розп}} = \frac{\left(\frac{1}{2} b_{між} - s\right)}{\sin \alpha_{min}} \quad (11)$$

Після процесу розподілу рослинних залишків на рядки посіву, наступними процесами є ущільнення та подрібнення по рядках. Така комбінація процесів дає змогу істотно зменшити енерговитрати на обробіток, що витрачаються тільки на рядки посіву грубостеблових культур.

Дослідження динамічних властивостей розподільника

Основне завдання розподільників полягає в тому, щоб зорієнтувати листостеблові залишки вздовж руху агрегату, розподілити їх на рядки посіву. Зрозуміло, що при цьому змінюється функція розподілу $\varphi(t)$, отримуючи витягнутий напрямок вздовж руху. Якщо

швидкість руху агрегату рівна V_0 , а довжина напрямних стінок розподільника рівна $l_{розп}$, то час орієнтації стебла (взаємодія стебла з площею поверхні) рівний:

$$t = \frac{l_{розп}}{V_0}. \quad (12)$$

Якщо сила тертя є сухою, то вона визначається формулою:

$$F_T = f \cdot P, \quad (13)$$

де P – сила, з якою розподільник діє на поверхню ґрунту.

Лобовий опір розподільника:

$$F_{л.р.} = F_{m.cm} + F_{m.p}, \quad (14)$$

де $F_{m.cm}$ – сила тертя стеблової маси по поверхні стінки, що залежить від маси та площі контакту;

$F_{m.p}$ – сила тертя розподільника по поверхні ґрунту.

Якщо сила, з якою стебло діє на ґрунт рівна:

$$F_{cm} = f_{cm} \cdot P_{cm}, \quad (15)$$

а $P_{cm} = mg$ – вага стебла, то враховуючи (13):

$$F = f \cdot f_{cm} \cdot mg. \quad (16)$$

Переміщення стебла відбувається під дією сили тиску з боку поверхні розподільника:

$$F_{об} = F \cdot \sin \varphi \cdot \sin \alpha. \quad (17)$$

Запишемо рівняння обертового руху стебла:

$$I \cdot \varepsilon = M = F_{об} \cdot \frac{L_0}{2}, \quad (18)$$

де L_0 – довжина стебла (усереднена);

I – момент сили інерції;

ε – кутове прискорення.

Вважаючи, що стебло пряме і циліндричне, для моменту інерції можна записати:

$$I = \frac{1}{4} \cdot m \cdot L_0^2. \quad (19)$$

Тоді прискорення ε рівне:

$$\varepsilon = \frac{F_{об} \cdot L_0}{2 \cdot I} = \frac{2F \cdot \sin \varphi \cdot \sin \alpha}{m \cdot L_0^2} = \frac{2f \cdot f_{cm} \cdot g \cdot \sin \varphi \cdot \sin \alpha}{L_0}. \quad (20)$$

Проінтегрувавши цей вираз двічі, отримаємо:

$$\varphi - \varphi_0 = \omega_0 \cdot t + \frac{\varepsilon \cdot t^2}{2}, \quad (21)$$

де $\omega_0 = \theta$ – початкова кутова швидкість;

φ – кут повороту;

φ_0 – кут повороту в початковий момент часу, $\varphi_0 = \varphi(0)$.

Прийнявши до уваги вираз (12), отримаємо кут повороту:

$$\varphi - \varphi_0 = \frac{f \cdot f_{cm} \cdot g \cdot \sin \varphi_0 \cdot \sin \alpha \cdot L}{V_0^2}. \quad (22)$$

Проаналізуємо силу опору розподільника при його русі в ґрунті. Оскільки величина заглиблення в ґрунт є незначною, то основним фактором, який зумовлює опір, є лобовий. Виділивши елементарну площадку $dx dy$, яка знаходиться на глибині y від поверхні, запишемо:

$$dF = \frac{\rho(y) V_0^2}{2} dx dy, \quad (23)$$

де $\rho(y)$ – густина ґрунту, яка може змінюватися по експоненті:

$$\rho(y) = \rho_0 \cdot e^{\gamma y}, \quad (24)$$

де ρ_0 – густина на поверхні ґрунту.

Тоді повний лобовий опір буде рівний:

$$F_{\text{л}} = 2 \int_S dF = 2 \int_0^a dx \int_0^h \rho_0 V_0^2 e^{\gamma y} dy = 2 \rho_0 V_0^2 a \frac{1}{\gamma} (1 - e^{h\gamma}), \quad (25)$$

де γ – коефіцієнт пропорційності для певного виду ґрунту, який визначається експериментально.

При незначній зміні густини виконується умова $\gamma h \ll 1$, і вираз (25) може бути розкладений в ряд Тейлора. Тоді в лінійному наближенні для $F_{\text{л}}$ одержимо:

$$F_{\text{л}} = -2 \rho_0 \cdot V_0^2 \cdot a \cdot h, \quad (26)$$

де a – ширина захвату стінки розподільника;

h – глибина заглиблення.

Теоретично обґрунтований розподільник реалізований у розробці комбінованого фрезерного подрібнювача рослинних залишків грубостеблових культур [3-8].

Висновки і пропозиції

1. Вплив розподільника на розрізані листостеблові рослинні залишки в міжряддях змінює функцію розподілу рослинних залишків $\varphi(t)$, отримуючи витягнутий напрямок вздовж руху.

2. Визначено мінімальні та максимальні величини довжин робочої поверхні прямої стінки розподільника l_{\min} та l_{\max} .

3. Проведено теоретичні дослідження динамічних властивостей впливу розподільника на процес розподілу розрізаних листостеблових залишків грубостеблових культур.

4. Досліджено силу опору розподільника при його русі в ґрунті.

Література

1. Сільськогосподарські та меліоративні машини / Войтюк Д.Г., Дубровін В.О., Іценко Т.Д. [та ін.]; за ред. Войтюка Д.Г. – К.: Вища освіта, 2004. – 544 с.
2. Комбинированные почвообрабатывающие машины / Вилде А.А., Цесниекс А.Х., Моритис Ю.П. [и др.]. – Л. : Агропромиздат : Ленингр. отд-ние, 1986. – 128 с.
3. Пат. 29342, Україна, МПК А 01 В 33/00. Фрезерний подрібнювач корневих та листостеблових залишків / Корчак М.М., Бендера І.М., Єрмаков С.В., Говоров О.Ф. – № u200710230; заявл. 14.09.2007; опубл. 10.01.2008, Бюл. № 1.
4. Пат. 31514, Україна, МПК А 01 В 33/00. Подрібнювач корневих та листостеблових залишків / Корчак М.М., Бендера І.М., Єрмаков С.В., Говоров О.Ф. – № u200714212; заявл. 18.12.2007; опубл. 10.04.2008, Бюл. № 7.
5. Пат. 33829, Україна, МПК А 01 В 33/00. Комбінований культиватор-подрібнювач / Корчак М.М., Бендера І.М., Єрмаков С.В. – № u200803382; заявл. 17.03.2008; опубл. 10.07.2008, Бюл. № 13.
6. Пат. 33819, Україна, МПК А 01 В 33/00 Комбінований фрезерний культиватор-подрібнювач рослинних залишків грубостеблових культур / Корчак М.М., Бендера І.М., Єрмаков С.В. – № u200803323; заявл. 17.03.2008; опубл. 10.07.2008, Бюл. № 13.
7. Пат. 90538, Україна, МПК А 01 В 33/00. Спосіб звільнення поля від рослинних залишків грубостеблових культур / Корчак М.М., Бендера І.М., Єрмаков С.В., Яковенко А.І. – № a2008 04264; заявл. 04.04.2008; опубл. 11.05.2010, Бюл. № 9.
8. Пат. 90535, Україна, МПК А 01 В 49/02 (2006.01). Комбінований подрібнювач рослинних залишків грубостеблових культур / Корчак М.М., Бендера І.М., Єрмаков С.В. – № a2008 03070; заявл. 11.03.2008; опубл. 11.05.2010, Бюл. № 9.