

РОЗРОБКА І ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ОРГАНУ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

Сокол С.П., старший викладач, Науменко М.М., доцент
(Дніпропетровський державний аграрний університет)

Розроблена математична модель для визначення опору переміщення клина в ґрунті. Надані рекомендації щодо конструктивних параметрів нового робочого органу. Запропонована конструкція привода в якій забезпечуються мінімально можливі навантаження його елементів.

Якісні показники збирання врожаю коренеплодів, суттєво залежать від ґрунтово-кліматичних умов вирощування та конструктивних і кінематичних параметрів робочих органів коренезбиральних машин. Викопаючи робочі органи машин повинні мати таку конструкцію, кінематичні параметри та характеристики роботи, щоб видалення коренеплодів з будь якими агрофізичними характеристиками на денну поверхню, незалежно від ґрунтово-кліматичних умов відбувалося без пошкоджень і забивання рослинними рештками. В технологічних схемах сучасних коренезбиральних машин викопування коренеплодів відбувається площинними деформаторами, котрі менш інтенсивно розпушують шар ґрунту армований корінням.

Постановка проблеми і аналіз останніх досліджень. Одним із напрямків, що дозволяють покращити показники процесу викопування коренеплодів є впровадження універсального копача типу «скоба» розробленого в Дніпропетровському ДАУ [1, 2]. Як підтверджують теоретичні, лабораторні дослідження конструктивних і кінематичних параметрів такого викопувального органу коренезбиральної машини, його польові випробування, така розробка дасть можливість покращити видалення коренеплодів на денну поверхню за рахунок інтенсивного обтиснення коренеплодів шаром ґрунту ще в моноліті. Шар ґрунту в даному разі виконує функцію демпфера, через який буде «м'яко» передаватись тиск від викопувального робочого органу, що матиме U-подібну форму скоби, для запобігання травмуванню коренеплодів.

Роботи науковців по теоретичному обґрунтуванні та конструювання існуючих викопуючих робочих органів досліджено в працях [3 – 8]. Проте розроблені теорії не поширюються на викопуючи робочі органи, що конструктивно мають форму скоби.

Метою наших досліджень є дослідити процес викопування коренеплодів новим робочим органом типу «скоба». Отримати аналітичні залежності опору переміщенню клина від основних характеристик і параметрів системи «клин-ґрунт». Визначити геометричні параметри копача.

Основна частина. Основним робочим елементом скоби, як видно з рис. 1, є підрізаючий леміш (надалі – клин). Спостереження за процесом взаємодії ґрунту і скоби дозволили взяти за основу розрахункової моделі взаємодії схему,

запропоновану академіком В.П. Горячкіним. На можливість розглядати ґрунт як суцільне середовище в задачах землеробської механіки в свій час звернув увагу академік Василенко П.М.



a

б

Рисунок 1. Лабораторні дослідження скоби в ґрунтовому каналі:
a – модель скоби; *б* – робочий момент взаємодії моделі з ґрунтом

До аналізу руху об'єму ґрунту, що знаходиться на розрахунковій схемі, в об'ємі, обмеженому ламаною A_0ADCBB_0 (рис. 2), застосовується теорема Ейлера для суцільного середовища, яка для відносного руху ґрунту по клину в даному випадку має вигляд

$$M_c \bar{V}_1 - M_c \bar{V}_2 + \bar{N} + \bar{P} + \bar{F}_T + \bar{F}_\tau + \bar{N}_1 = 0. \quad (1)$$

У векторному рівнянні (1) введені позначення: $M_c \bar{V}_1$ – секундна кількість руху ґрунту, що проходить через переріз DC у відносному русі; $M_c \bar{V}_2$ – секундна кількість руху ґрунту, що проходить через переріз A_0B_0 ; \bar{N}, \bar{F}_T – головні вектори поверхневих, відповідно сил нормальних і сил тертя на клині; \bar{P} – вага об'єму ґрунту на клині; \bar{F}_τ – сила сколювання, що виникає на

межі CD об'єму ґрунту, що розглядається; \bar{N}_1 – нормальна реакція на лінії сколювання.

Вважається, що сколювання ґрунту при переміщенні клина відбувається по лінії DC , нахиленої до горизонту під деяким кутом ψ , який може бути визначеним як

$$\psi = \frac{\pi}{2} - \frac{\alpha + \varphi + \varphi^1}{2},$$

де α , φ , φ^1 – кути відповідно нахилу клина, тертя ґрунту на ньому та внутрішнього тертя ґрунту.

Векторне рівняння (1) дає можливість визначити сили взаємодії клина з ґрунтом, які використовуються для проектування скоби.

Для сили нормальної взаємодії ґрунту з клином отримано рівняння

$$N = P \cos \alpha + M_{c1} V_1 \sin \alpha + F_\tau \sin(\psi + \alpha) - N_1 \cos(\psi + \alpha). \quad (2)$$

Сила тертя визначалась як

$$F_\tau = f [(P \cos \alpha + M_{c1} V_1 \sin \alpha + F_\tau \sin(\psi + \alpha) - N_1 \cos(\psi + \alpha))], \quad (3)$$

де

$$N_1 = \left\{ \frac{\gamma}{g} b h V^2 \left[\frac{\sin \psi}{\sin(\psi + \alpha)} + f \sin \alpha - \cos \alpha \right] + P(\sin \alpha + f \cos \alpha) - F_\tau [\cos(\psi + \alpha) - f \sin(\psi + \alpha)] \right\} / [f \cos(\psi + \alpha) + \sin(\psi + \alpha)]$$

f – коефіцієнт тертя між матеріалом клина і ґрунтом.

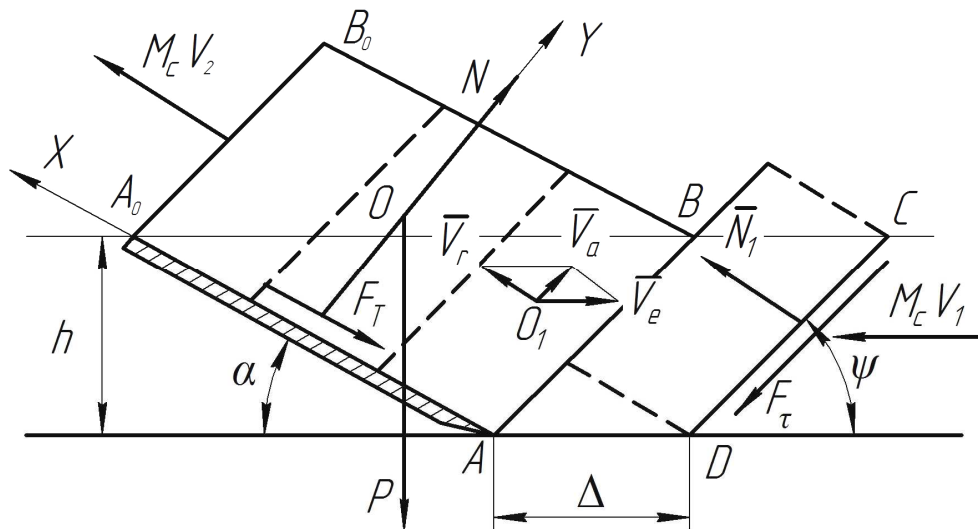


Рисунок 2. Схема до математичної моделі взаємодії ґрунту з клином

Сумарна сила опору при горизонтальному переміщенні клина буде визначена як

$$R_{on} = N \sin \alpha + F_{TP} \cos \alpha. \quad (4)$$

Отримані залежності дозволяють визначити кут нахилу клина за умови мінімальності опору, що виникає при його горизонтальному переміщенні в ґрунті. На рис. 3 наведена залежність опору переміщенню клина від кута нахилу. При розрахунку опору приймалися незмінними: ширина клина $b = 0,15$ м, заглиблення клина $H_p = 0,25$ м, швидкість руху клина $V = 2$ м/с; кут

тертя $\varphi = 0,475$ рад; кут внутрішнього тертя $\varphi' = 0,5236$ рад, граничний опір $k = 5000$ Па. Як видно з рис. 3 мінімальний опір виникає для кута нахилу 26 рад. Як показують розрахунки мінімальний опір завжди реалізується в діапазоні зміни кута $\alpha = 15^\circ \dots 20^\circ$ і при варіюванні геометричних і кінематичних характеристик системи «клин – ґрунт» цей діапазон для мінімального опору не змінюється. При проектуванні скоби деякі з основних її розмірів призначались конструктивно. Так вертикальний габаритний розмір призначається як достатній для підрізання коренеплоду знизу. Відомий кут нахилу клина та його розміри дозволяють визначати робоче навантаження скоби та виконувати необхідні проектувальні розрахунки, зокрема за умови міцності при поперечному згині визначити розміри перерізу стояка. В зв'язку з необхідністю руйнування ґрунту для видалення коренеплоду на денну поверхню, обґрунтовано звужування простору між двома стояками скоби. Звуження забезпечується розворотом стояків скоби на деякий кут θ навколо осі, перпендикулярної до площини клина. Вибір кута θ вважається раціональним, якщо при цьому забезпечується руйнування ґрунту при мінімальному значенні кута. Як показують розрахунки достатнє стиснення ґрунту для руйнування забезпечується при значенні кута $\theta = 22^\circ$.

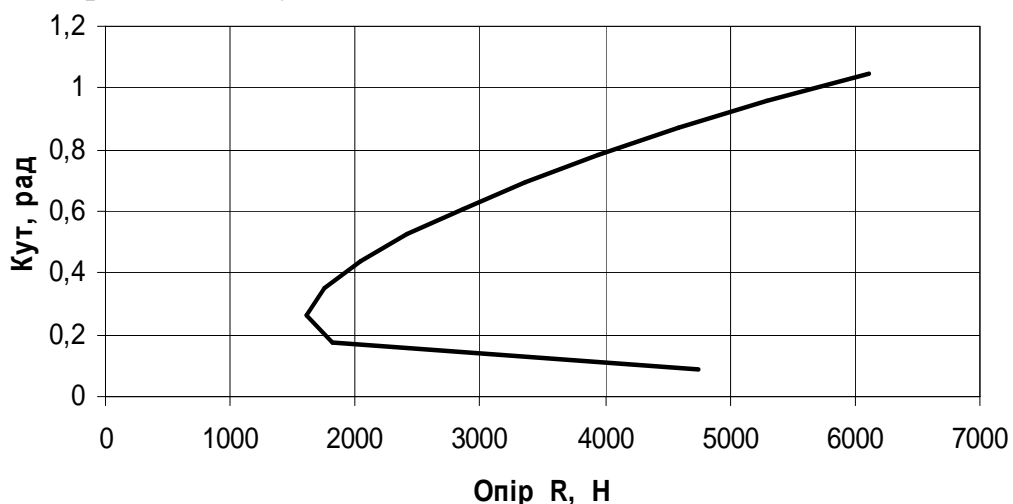


Рисунок 3. Залежність опору переміщення R від кута нахилу α лемеша скоби

В результаті проведених досліджень запропоновано три конструктивні варіанти скоби. Скоба симетрична (рис. 4,а) рекомендується для роботи в піщаному ґрунті. Скоба з незначною зоною перекриття (рис. 4,б); рекомендується для роботи в більш щільному ґрунті в зв'язку з тим, що опір переміщення такої скоби буде значно меншим.

Скобу без зони перекриття (рис. 4,в) можна вважати універсальною і вигідною при роботі в ущільненому ґрунті в зв'язку з тим, що руйнування ґрунту стояки забезпечують не стискуванням потоку, а його зламванням в горизонтальній площині, викликаним зміною напрямку руху, що безумовно потребує значно менших енергетичних затрат.

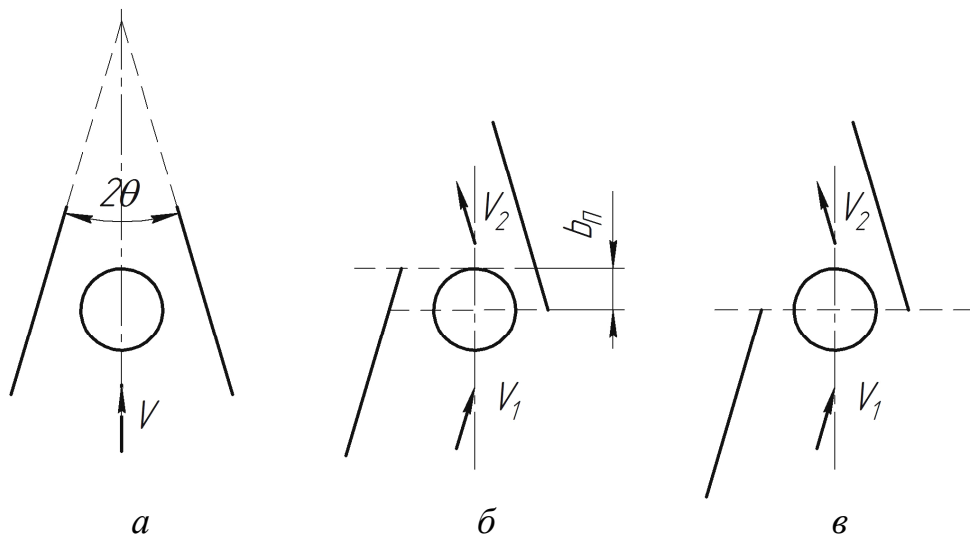


Рисунок 4. Варіанти розміщення стояків скоби в горизонтальному перерізі

В роботі, що пропонується, з'ясується можливість зменшення тягового опору в зв'язку з вібрацією робочого органу на прикладі клина, як основної складової частини різального органу. Очевидно, що за незначної амплітуди коливань (2...3 мм) в напрямку осі OY (рис. 5) і достатньо високої частоти, яку можна реалізувати виходячи з технічних і економічних можливостей, підрізаний шар ґрунту не буде здійснювати коливань разом з клином. Він просто не встигатиме за ним, а в підрізаному стані отримуватиме імпульсні поштовхи знизу, в напрямку осі OY , і відносно (вздовж) віброуючої поверхні він буде рухатись з такою ж відносною швидкістю, як і по поверхні клина, коливання якого відсутні. З викладеного витікає, що за один період коливання клин тільки деяку частину цього періоду буде перебувати в контакті з підрізаним шаром ґрунту.

Нехай вібрація клина в напрямку, перпендикулярному до його поверхні (рис. 5), задається рівнянням $y = a \cdot \sin \omega t$,

де ω – циклічна частота; a – амплітуда коливань.

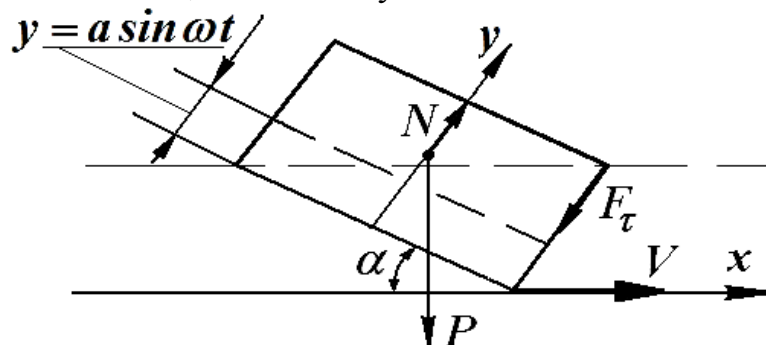


Рисунок 5. Схема до математичної моделі взаємодії ґрунту з віброуючим клином

Підрізаний шар ґрунту, що розглядається як тверде тіло, разом з клином буде рухатись в напрямку осі OY за рівнянням

$$y = a \sin \omega t + Vt \sin \alpha. \quad (5)$$

Тоді головний вектор поверхневих нормальних сил, що прикладаються до ґрунту, визначиться з диференціального рівняння

$$m\ddot{y} = N - P \cos \alpha - F_{\tau}. \quad (6)$$

В результаті аналізу отримані вирази:

- для амплітуди коливань клина: $a = \frac{P \cos \alpha + F_{\tau}}{m\omega^2 \sin(\omega t_p)}$,

- для періоду коливань клина: $T = 1,897 \frac{mV \sin \alpha}{mg \cos \alpha + F_{\tau}}$.

Як показали дослідження, частота коливань активного клина і його амплітуда залежать від переносної швидкості горизонтального переміщення скоби. Наведені формули дають можливість побудувати ці залежності (рис. 6) і використовувати при призначенні кінематичних характеристик. Так, наприклад, для швидкості $V = 3 \text{ м/с}$ необхідно вибрати частоту коливань $\omega = 300 \text{ рад/с}$ і амплітуду $a = 0,004 \text{ м}$.

Висновок щодо зменшення опору переміщення такої скоби порівняно з пасивною можна зробити порівнюючи результати розрахунків проведених для такої ж скоби при відсутності вібрації. Як показали розрахунки, опір переміщення активної скоби складає близько 50% від опору для такої ж скоби при відсутності її вібрації.

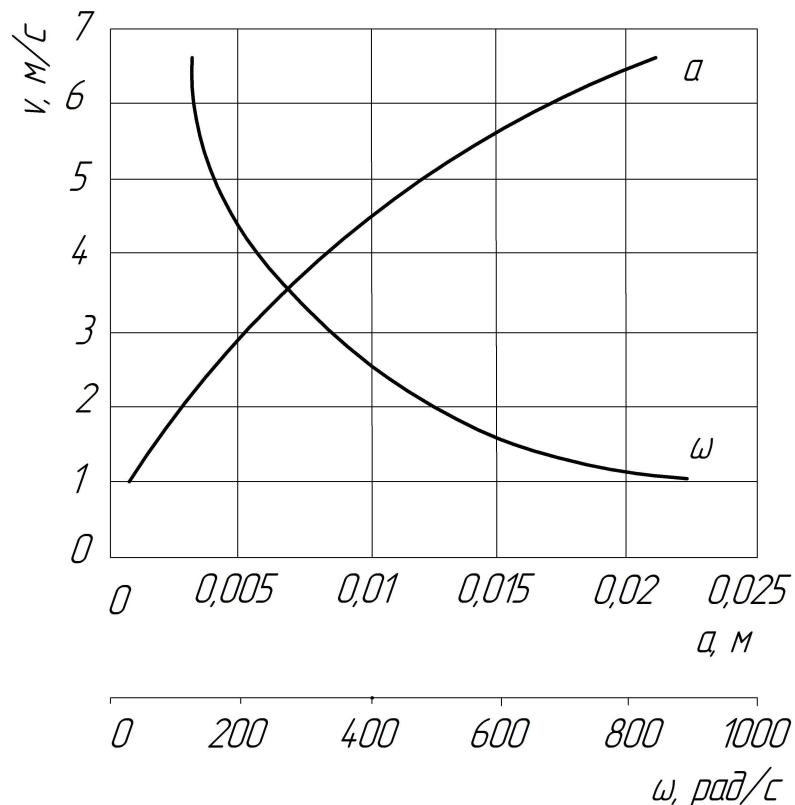


Рисунок 6. Залежності амплітуди a і частоти коливань ω від швидкості V горизонтального переміщення скоби

В наведеній схемі взаємодії скоби з ґрунтом передбачено, що вібрація з незначною амплітудою і високою частотою здійснюється в напрямку

перпендикулярному (або близькому до нього) до поверхні робочого клина скоби. Для здійснення вібрації запропонована конструкція привода скоби, рух якої забезпечується кулісою синусного механізму при обертанні кривошипа O_1A (рис. 7).

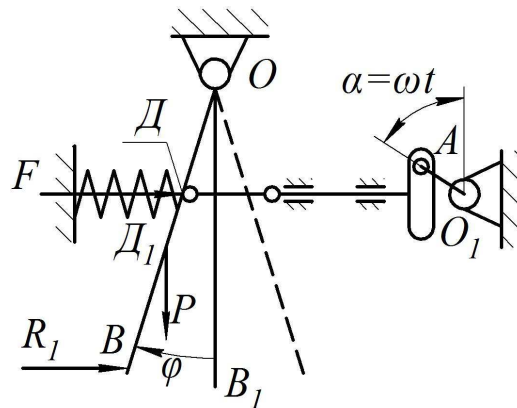


Рисунок 7. Схема привода активного робочого органа

Пружина в механізмі привода служить для розвантажування кулісного механізму і при відсутності коливань призначена для створення сили пружності, момент якої відносно центра коливань скоби (точка O на рис. 8) зрівноважує момент сил робочого опору R_1 ,

$$c f_{cm} \cdot OD = R_1 \cdot OB,$$

де f_{cm} – деформація пружини, що викликається силою R .

Аналіз вимушених коливань скоби дозволив визначати значення коефіцієнта жорсткості пружини, при якому частота вільних коливань скоби і вимушених збігаються, що зменшує навантаження елементів приводу.

Список літератури

1. Пат. № 43775 Україна, МПК А 01D 25/04. Викопувальний орган коренезбиральної машини / Кобець А.С., Сокол С.П., Науменко М.М., Кобець О.М., Волик Б.А., Пугач А.М.; Дніпропетровський ДАУ. – № u2009 04143; заявл. 27.04.2009; опубл. 25.08.2009, Бюл. № 16.
2. Пат. № 49323 Україна, МПК А 01D 25/00. Викопувальний орган коренезбиральної машини / Кобець А.С., Сокол С.П., Науменко М.М., Кобець О.М., Волик Б.А., Пугач А.М.; Дніпропетровський ДАУ. – № u2009 11390; заявл. 09.11.2009; опубл. 26.04.2010, Бюл. № 8.
3. Погорельий Л.В. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет) / Л.В. Погорельий, Н.В. Татьянко, В.В. Брей и др.; под общ. Л.В. Погорелого // – К.: Техніка, 1983. – 168 с.
4. Булгаков В.М. Теорія бурякозбиральних машин: Монографія. / В.М. Булгаков // – К.: НАУ, 2005. – 245 с.

5. Хвостов В.А. Машины для уборки корнеплодов и лука (теория, конструкция, расчет) / В.А. Хвостов, Э.С. Рейнгарт // – М.: ВИСХОМ, 1995. – 391 с.

6. Гевко Р.Б. Підвищення функціонально-експлуатаційних параметрів і виробниче впровадження викопувально-очисних пристроїв бурякозбиральних машин: дис... доктора техн. наук по спеціальності 05.20.04 «Сільськогосподарські та меліоративні машини». / Р.Б. Гевко // – Тернопіль, 1997. – 348 с.

7. Козаченко О.В. Дослідження по підвищенню роботоздатності дискових копачів коренезбиральної машини / О.В. Козаченко, О.В. Блезнюк // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ. – Харків, ХНТУСГ, 2004. – Вип. 29. – С. 211 – 214.

8. Головач І.В. Механіко-технологічне обґрунтування вібраційного викопування корнеплодів: Автореф. дис... доктора техн. наук по спеціальності 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва». – К., 2011 – 50 с.

Аннотация

РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИОННО-РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ОРГАНА КОРНЕУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ

Сокол С.П., Науменко Н.Н.

Разработана математическая модель для определения сопротивления передвижению клина в почве. Предоставлены рекомендации по конструктивным параметрам нового рабочего органа. Предложена конструкция привода, в которой обеспечиваются минимально возможные нагрузки на его элементы.

Abstract

DEVELOPMENT AND SUBSTANTIATION THE CONSTRUCTIVE AND REGIME PARAMETERS OF WORKING BODIES OF MACHINES FOR HARVESTING ROOT CROPS

S. Sokol, N. Naumenko

The mathematical model for definition of resistance of a wedge moving in soil is offered. It is offered the recommendations about design parameters of new working body. It is argued mechanism construction which provides the minimum possible loading of its elements.