

В.А. Дейкун, доц., канд. техн. наук, **Д.Ю. Артеменко**, доц., канд. техн. наук,
Р.В. Москальченко

*Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна
e-mail: artemenkodyu@kntu.kr.ua*

Обґрунтування конструкції лапи просапного культиватора із змінним струнним лезом

В роботі розглянуто питання зниження тягового опору робочих органів просапних культиваторів шляхом удосконалення конструкції лапи. Запропоновано конструкцію лапи культиватора з долотоподібним стояком та струнним сталевим лезом, натягнутим у горизонтальній площині. Розроблено математичну модель визначення тягового опору такого робочого органу, яка враховує опір стояка, опір струнного леза та швидкісний вплив під час руху в ґрунті. Проведено аналіз впливу основних конструктивних і технологічних параметрів на величину тягового опору лапи. Досліджено залежності тягового опору від глибини обробітку, щільності ґрунту, кута атаки струнного леза та швидкості руху агрегату. За результатами математичного моделювання побудовано графічні залежності, що характеризують зміну тягового опору в досліджуваних діапазонах параметрів. Встановлено, що найбільший вплив на величину тягового опору мають глибина обробітку та щільність ґрунту. Визначено, що збільшення кута атаки струнного леза сприяє зменшенню тягового опору робочого органу. Обґрунтовано раціональні параметри конструкції та режими роботи удосконаленої лапи культиватора. Запропоноване конструктивне рішення сприяє зменшенню енергетичних витрат процесу міжрядного обробітку ґрунту.

просапний культиватор, лапа культиватора, догляд за посівами, міжрядний обробіток

Постановка проблеми. Сучасна культура обробітку ґрунту вимагає застосування енерго та ресурсозберігаючих технологій. Міжрядний обробіток просапними культиваторами є однією з найбільш енергомістких операцій в рослинництві. Основна частка енерговитрат під час культивації припадає на подолання тягового опору ґрунту робочими органами (стрілчастими та плоскорізальними лапами). Тому вдосконалення конструкції робочої частини лапи з метою зниження її тягового опору є важливим і актуальним завданням.

Незважаючи на значну кількість досліджень у галузі землеробської механіки [1-4], існуючі конструкції просапних культиваторних лап не повною мірою задовольняють сучасні вимоги щодо енергоефективності. Зміна геометричних параметрів робочої частини (кута кришення, кута розхилу, радіуса кривизни поверхні, товщини леза) має комплексний вплив, з одного боку, вона визначає якість підрізання бур'янів і кришення ґрунту, а з іншого формує величину тягового опору.

Тяговий опір - це основний просто енергетичний показник, який безпосередньо впливає на кінематику агрегату та якість виконання технологічної операції. Високий тяговий опір створює значний згинальний момент на стійці лапи та рамі культиватора. Якщо опір перевищує розрахункові значення (наприклад, через тупе лезо або нераціональний кут кришення), стійка деформується або відхиляється назад. Це призводить до вимілення лапи (зменшення фактичної глибини обробітку), що неприпустимо, оскільки коренева система бур'янів залишається непідрізаною. Оптимально спроектована лапа з низьким опором працює за принципом різання зі сколюванням, вона легко проникає в пласт, підрізає його і змушує кришитися по лініях

найменшого опору. Якщо опір робочої частини надмірний (через великий кут входження в ґрунт), лапа перестає різати і починає штовхати ґрунт поперед себе. Це руйнує структуру ґрунту, створює брили і призводить до засипання культурних рослин у рядку. При зростанні тягового опору через затуплення леза збільшується зона зминання перед кромкою. Замість того, щоб перерізати стебла бур'янів лапа просто пригинає їх до ґрунту або витягує разом із грудкою, залишаючи рослину неушкодженою. Зростання тягового опору машини змушує трактор збільшувати тягове зусилля, що призводить до підвищеного буксування коліс. Буксування не лише збільшує витрати пального та знижує продуктивність, але і спричиняє сильне ущільнення підшви, що погіршує водно-повітряний режим поля. Нерівномірність тягового опору (яка зростає при нераціональній формі лапи) викликає сильні автоколивання робочих органів. З одного боку, мікрівібрації можуть сприяти самоочищенню лапи від решток, але надмірні коливання розхитують кріплення, призводять до втомного руйнування металу та нерівномірного дна борозни [5-8]. Тому, удосконалення конструкції лапи просапного культиватора є необхідна і актуальна задача.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питання зниження енергоємності обробітку ґрунту шляхом оптимізації геометрії робочих органів залишається одним із основних в сучасних дослідженнях. Значний внесок у дослідження впливу геометричних параметрів лап на тяговий опір зробили зарубіжні вчені. Так, вплив геометрії лапи на тяговий опір та деформацію ґрунту досліджувався в [9]. В роботі детально розглядається вплив кута нахилу леза та інших параметрів лапи на тяговий опір. Автори отримали математичну залежність і довели за допомогою моделювання, що зі збільшенням кута нахилу тяговий опір і вертикальна сила виштовхування закономірно зростають. Отримані результати дають повне розуміння силового балансу, який виникає під час взаємодії лапи культиватора із ґрунтом.

Fielke J.M. у своїй праці [10] довів, що стан різальної кромки є домінуючим фактором у формуванні тягового зусилля. Його моделювання взаємодії гострих та затуплених лез із ґрунтовим середовищем показало, що заміна гострої різальної кромки на притуплену (зі збільшенням радіуса закруглення) призводить до зростання тягового опору до 80% через зміну характеру руйнування ґрунту з різання на зм'яття та ефект нагортання.

Kornél T. в [11], зосередився на моделюванні взаємодії ґрунту з пасивно-вібруючими стрільчастими лапами. Використовуючи метод дискретних елементів, було встановлено, що коливання робочого органу в процесі руху сприяють періодичному руйнуванню ґрунтових зв'язків, що знижує загальний середній тяговий опір на 6 - 9% порівняно з жорстко закріпленими конструкціями. Це відкриває шлях до створення нових енергоефективних робочих органів на пружинних стійках.

Важливий аспект проектування високошвидкісних культиваторів висвітлено в роботі Kushwaha R.L. та Linke C. [12], де автори акцентують увагу на тому, що при збільшенні швидкості руху агрегату понад 8-10 км/год вплив кута нахилу (кута кришення) лапи на тяговий опір стає нелінійним. Ними встановлено, що кожний градус збільшення кута нахилу робочої поверхні спричиняє приріст опору ковзанню пласта приблизно на 2%, що вимагає дуже точного обґрунтування кутових параметрів лап для швидкісних режимів роботи.

Окремий напрям досліджень присвячений зносостійкості різальних елементів. Робота Tekeste M. [13], присвячена вивченню характеристик зносу лап у ґрунтових каналах. Де було доведено, що застосування локального зміцнення (нанесення твердосплавних матеріалів) саме на нижню частину леза дозволяє у 3,5 рази довше зберігати проектну геометрію робочого органу, що стабілізує тяговий опір протягом усього періоду експлуатації та покращує якість формування насінневого ложа.

В останні роки особлива увага приділяється інтегрованим оглядам методологій моделювання, робота Ucgul M. [14], систематизує досвід використання DEM-моделей для прогнозування сил, що діють на робочі органи в різних ґрунтових умовах. Ці роботи підтверджують, що сучасна математична модель тягового опору повинна враховувати не лише макрогеометрію лапи, а і мікрогеометрію її різальної кромки (товщину леза, кут фаски), оскільки ці параметри критично впливають на енергетичні показники процесу.

Якщо узагальнити результати останніх наукових досліджень робочих органів просапних культиваторів, можна бачити, що основна увага дослідників направлена на покращення вже існуючих робочих органів і їх техніко-технологічних характеристик. Головний показник роботи лапи просапного культиватора – тяговий опір зменшується в основному за рахунок впливу на вже існуючий елемент лезо. Існуюча конструкція лапи просапного культиватора вважається класичною і остаточною, нових конструктивних рішень практично не пропонується. Незважаючи на глибоке вивчення окремих факторів, питання комплексної оптимізації робочих елементів і геометрії лап просапних культиваторів з урахуванням специфіки міжрядного обробітку та необхідності мінімізації пошкодження кореневої системи культурних рослин потребує подальшого уточнення і нових конструктивних рішень, що і визначає актуальність цієї роботи.

Постановка завдання. Мета дослідження - зниження енергоємності процесу міжрядного обробітку ґрунту шляхом обґрунтування раціональних геометричних параметрів робочої частини лапи просапного культиватора на основі аналізу її взаємодії з ґрунтовим середовищем.

Завдання дослідження:

дослідити механізм взаємодії робочої частини культиваторної лапи з ґрунтом та виявити ключові фактори, що формують тяговий опір;

розробити математичну модель тягового опору лапи залежно від її конструктивних параметрів та фізико-механічних властивостей ґрунту;

теоретично дослідити та визначити раціональні параметри лапи, які забезпечують мінімальний тяговий опір за умови дотримання агротехнічних вимог (глибини обробітку, ступеня кришення, повноти підрізання бур'янів) та вплив тягового опору на процес роботи та виконання технологічного процесу.

Викладення основного матеріалу. З метою усунення визначених в результаті огляду недоліків роботи лап просапних культиваторів, нами була розроблена її удосконалена конструкція [15]. Запропонована лапа просапного культиватора має, стояк виконаний долотоподібним, в задній частині якого розташований натяжний пристрій з кронштейном, а в нижній частині як стояка так і з обох боків кронштейна є пази через які в горизонтальній площині натягується струнне сталеве лезо яке формує робочу поверхню лапи та забезпечує утворення кута її атаки.

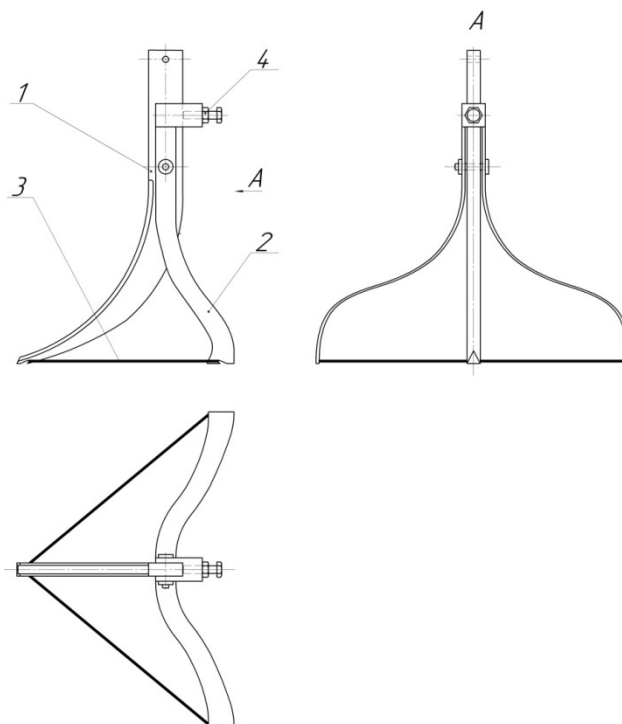
На (рис. 1) показані три проекції удосконаленої лапи. Як видно, запропонована лапа складається із долотоподібного стояка 1, кронштейна 2, струнного сталевго леза 3, натяжного пристрою 4.

Запропонована лапа культиватора працює наступним чином: долотоподібний стояк 1 занурюючись в ґрунт і рухаючись на заданій глибині обробітку, орієнтує кронштейн 2 і натягнуте з обох боків струнне сталеве лезо 3 в горизонтальній площині. Долотоподібний стояк 1 розпушує шар ґрунту, а струнне сталеве лезо 3 рухаючись під кутом атаки в горизонтальній площині підрізає кореневу систему бур'янів і також проводить подальше кришення ґрунту. Завдяки незначній товщині струнного сталевго леза 3 опір ґрунту буде мінімальним, а кут його атаки, який менший кута тертя бур'янів і ґрунту по сталі сприяє самоочищенню його робочої поверхні. За допомогою

натяжного пристрою 4 компенсується провисання струнного сталевго леза 3 та відбувається його підтягування перед початком робіт.

Ефективність роботи культиваторної лапи забезпечується такими факторами: завдяки долотоподібній стійці лапи та незначній товщині струнного сталевго леза тяговий опір робочого органу мінімальний;

за рахунок формування кута атаки струнним сталевим лезом та його руху в горизонтальній площині відбувається не лише якісне підрізання кореневої системи бур'янів і кришення ґрунту, а і самоочищення робочого органу.



1 – долотоподібний стояк; 2 – кронштейн; 3 - сталеве лезо; 4 - натяжний пристрій

Рисунок 1 – Удосконалена конструкція лапи просапного культиватора:

Джерело: розроблено авторами

Для можливості визначення основних конструктивно-технологічних параметрів удосконаленої лапи просапного культиватора нами була розроблена математична модель розрахунку тягового опору удосконаленої лапи просапного культиватора.

Оскільки удосконалення лапи просапного культиватора спрямоване на усунення двох типових недоліків стандартної лапи: підвищений тяговий опір через значну площу контакту з ґрунтом, налипання і забивання робочої поверхні то конструкція з долотоподібним стояком і натягнутим у горизонтальній площині струнним лезом забезпечує зменшення фронтальної площі взаємодії та забезпечує самоочищення за рахунок малого кута атаки леза.

Тяговий опір лапи культиватора можна задати, як суму складових від стояка і струнного леза з урахуванням швидкості:

$$\dot{R} = R_C + R_L + R_V, \quad (1)$$

де R_C – опір стояка культиваторної лапи; R_L – опір струнного леза (поверхні різання); R_V – опір від зміни швидкості.

Для розгляду складових, що входять в рівняння (1), необхідно визначити геометрично-технологічні параметри, що впливають на процес роботи удосконаленої лапи просапного культиватора (рис. 2).

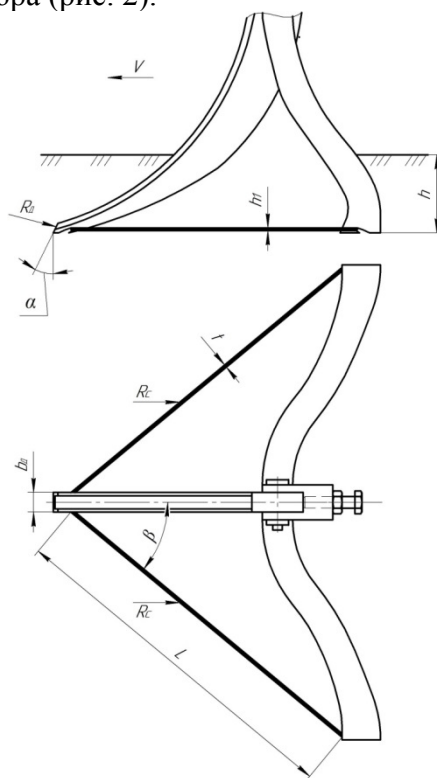


Рисунок 2 – Схема сил і геометричних параметрів удосконаленої лапи просапного культиватора
Джерело: розроблено авторами

В процесі роботи удосконаленої лапи культиватора на якість виконання технологічного процесу по догляду за просапними культурами мають вплив наступні параметри: h - глибина обробки, м; V - швидкість руху лапи культиватора, м/с; ρ - щільність ґрунту, кг/м³; c - питоме зчеплення, Па; φ - кут внутрішнього тертя, град; φ_1 - кут тертя ґрунту по сталі, град.

Також вплив здійснюють геометричні параметри лапи та величина натягу струни: b_d - ефективна ширина долота стояка (по різальній кромці), м; t - товщина струнного леза (діаметр струни), м; L - робоча довжина струни в ґрунті (розмах між пазами), м; β - кут атаки струни в горизонтальній площині, град; T - натяг струни, Н; t_1 - величина провисання струни, м.

Визначаємо складову опору R_C долотоподібного стояка. Оскільки, стояк виконує розпушення та частково формує зону руйнування ґрунту то для інженерного розрахунку приймемо клинову модель, аналогічну стандартним лапам, але з малою робочою шириною b_d :

$$R_C = k_D(\varphi, \varphi_1, \alpha) \cdot (c + \rho gh) \cdot b_d h, \quad (2)$$

де α - ефективний кут атаки долота у вертикальній площині, град; g - сила тяжіння; k_D - узагальнюючий множник який враховує вплив геометрії долота і тертя (визначається підбором).

Для визначення складової опору $R_{л}$, струнного сталевого леза при підрізанні в горизонтальній площині необхідно розглянути сам процес такої роботи. На відміну від звичайної лапи з суцільною полицею, струна має дуже малу товщину t , тому визначальним є не переміщення клину, а локальний зріз коренів та тонкий розріз ґрунту. Модель процесу можна представити, як суму опору різанню-зрізу, опору тертю та налипанню, а також від відхилення струни (провисання).

Введемо питомий опір різанню на одиницю довжини q_c (Н/м), що залежить від стану ґрунту та засміченості бур'янами. Тоді базова складова:

$$R_{л,б} = q_c \cdot L \cos \beta. \quad (3)$$

Проекція $\cos \beta$ відображає, що при більшому β зростає частка поперечної роботи та зменшується поздовжня проекція на тягу. Фронтальна площа контакту струни з ґрунтом приблизно $S = th_1$ (на одиницю довжини), тому нормальне навантаження на струну можна оцінити як:

$$N_{л} \approx k_N \cdot (c + \rho gh) \cdot th_1 L, \quad (4)$$

де k_N - безрозмірний коефіцієнт, що враховує локальну концентрацію напружень біля тонкого леза.

Сила тертя по сталевому лезу:

$$R_{л,т} = f \cdot N_{л} \cos \beta, \quad (5)$$

де $f = tg(\varphi_1)$ - коефіцієнт тертя ґрунту по сталі.

Оскільки на робочий процес роботи лапи культиватора здійснює вплив натягу та провисання (самоочищення і стабілізація кута атаки) то його врахування є обов'язковим. Провисання збільшує ефективну товщину взаємодії (струна може збільшувати площу контакту і починати горнути ґрунт, а не підрізати), тому введемо поправку:

$$k_f = 1 + \chi \frac{t_1}{L}, \quad (6)$$

де $\chi \in [0,3]$ - емпіричний коефіцієнт.

Стрілу провисання для рівномірно навантаженої струни наближено можна оцінити як:

$$t_1 = \frac{q_r L^2}{8T}, \quad (7)$$

де $q_r \approx k_q \cdot (c + \rho gh) \cdot th_1$ - розподілене навантаження ґрунту на струну, (Н/м); k_q - узагальнений коефіцієнт.

Тоді сумарна складова опору струни:

$$R_{л} = k_f (R_{л,б} + R_{л,т}). \quad (8)$$

Конструкція лапи культиватора повинна забезпечувати самоочищення своєї робочої поверхні. Налипання зменшується, якщо струна працює з малим кутом атаки β , а тертя недостатнє для утримання частинок на поверхні, така ситуація відбувається якщо:

$$\beta < \varphi_1. \quad (9)$$

При роботі на підвищених швидкостях необхідно враховувати інерційний і швидкісний вплив, який пов'язаний з розгоном частинок і додатковим руйнуванням при зростанні V , можна записати як:

$$R_V = k_V \rho \cdot (b_D h + th_1) \cdot V^2, \quad (10)$$

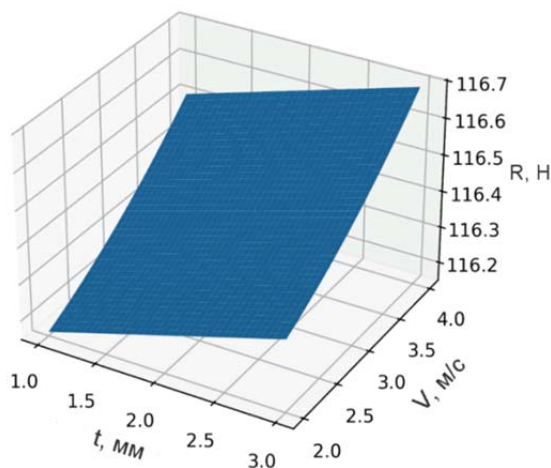
де k_V - коефіцієнт, що визначається експериментально.

Таким чином можна записати підсумкову залежність для визначення тягового опору лапи культиватора із сталевим струнним лезом:

$$R = (k_D(\varphi, \varphi_1, \alpha) \cdot (c + \rho gh) \cdot b_D h) + (k_f(q_c \cdot L \cos \beta + f \cdot N_D \cos \beta)) + (k_V \rho \cdot (b_D h + th_1) \cdot V^2) \quad (11)$$

Залежність (11) дозволяє теоретично аналізувати, як конструктивні параметри лапи просапного культиватора та властивості ґрунту впливають на її тяговий опір. На основі підстановки розрахункових конструктивних параметрів розробленої лапи просапного культиватора та умов її експлуатації (фізико-механічні характеристики ґрунту під час догляду за посівами просапних культур [6-8,16-18]) було визначено теоретичні закономірності зміни тягового опору залежно від впливу базових робочих елементів (рис. 3-6).

Вплив товщини струнного леза та швидкості руху на тяговий опір лапи просапного культиватора наведений на (рис. 3). Аналіз отриманих результатів показує, що збільшення діаметра струни призводить до зростання тягового опору робочого органу. Це пояснюється збільшенням площі контакту леза з ґрунтом та, відповідно, зростанням сил тертя і деформації ґрунтового шару. В досліджуваному діапазоні значень збільшення діаметра струни з 1 до 3 мм спричиняє підвищення тягового опору приблизно на 0,4 - 0,5 Н. Отримана залежність має майже лінійний характер. Водночас істотніший вплив на величину тягового опору має швидкість руху агрегату. При збільшенні швидкості від 2 до 4 м/с тяговий опір зростає приблизно на 0,5 - 0,6 Н, що пов'язано зі збільшенням інерційних навантажень та інтенсивності руйнування ґрунтового шару. Отримані результати свідчать, що використання струнного леза малого діаметра є доцільним з точки зору зниження енергетичних витрат технологічного процесу.

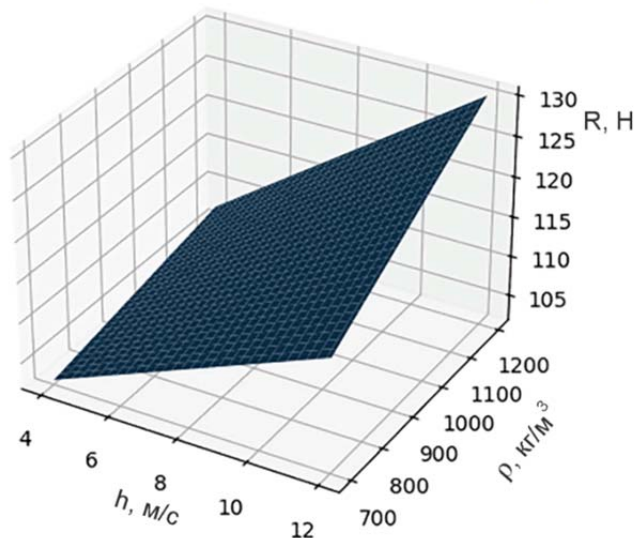


$$q_c = 300 \text{ Н/м}; b_D = 2 \text{ см}; h = 8 \text{ см}; \rho = 0,9 \text{ г/см}^3; \beta = 30^\circ; V = 4 \text{ м/с}$$

Рисунок 3 – Залежність впливу товщини струнного леза t та швидкості руху на V тяговий опір лапи просапного культиватора

Джерело: розроблено авторами

Залежність тягового опору від глибини обробітку і щільності ґрунту наведена на (рис. 4). Отримана поверхня відгуку характеризує зміну тягового опору лапи культиватора залежно від глибини обробітку та щільності ґрунту.



$$q_c = 300 \text{ Н/м}; b_d = 2 \text{ см}; t = 2 \text{ мм}; \beta = 30^\circ; v = 4 \text{ м/с}$$

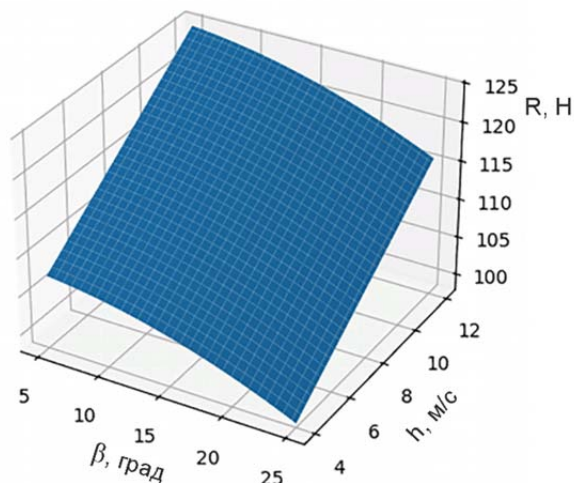
Рисунок 4 – Залежність тягового опору лапи від глибини обробітку h і щільності ґрунту ρ
Джерело: розроблено авторами

Аналіз (рис. 4) показує, що обидва фактори мають монотонний зростаючий вплив на величину тягового опору. При збільшенні глибини обробітку від 4 до 12 см тяговий опір зростає до 22Н. Це пояснюється тим, що зі збільшенням глибини обробітку зростає об'єм ґрунту, який піддається деформації, збільшується площа контакту робочого органу з ґрунтом, підвищується сила тертя по робочих поверхнях.

Щільність ґрунту також істотно впливає на величину тягового опору. При її збільшенні з 700 до 1200 кг/м³ тяговий опір зростає приблизно на 15 - 20 Н. Форма отриманої поверхні близька до площини, що свідчить про майже лінійний характер залежності. Таким чином, Найбільший вплив на тяговий опір має глибина обробітку, тоді, як щільність ґрунту виступає другим за значущістю фактором.

Залежність тягового опору від кута атаки β і глибини обробітку наведена на (рис.5). Отримана поверхня показує сумісний вплив кута атаки струнного леза β та глибини обробітку h на тяговий опір лапи просапного культиватора. Із (рис. 5) видно, що зі збільшенням глибини обробітку тяговий опір закономірно зростає, а збільшення кута атаки β призводить до поступового зменшення тягового опору. Це пояснюється тим, що при збільшенні кута атаки β змінюється напрямок дії сили різання, зменшується поздовжня складова сили опору, а також частина енергії витрачається на поперечне руйнування ґрунту.

В діапазоні, що досліджувався $\beta = 5 - 25^\circ$, тяговий опір зменшується приблизно на 6 - 8 Н. При цьому глибина обробітку залишається основним фактором, який формує загальний рівень навантаження на робочий орган. Таким чином можна сказати, що збільшення кута атаки струнного леза сприяє зменшенню тягового опору, особливо при більших глибинах обробітку, раціональним значенням можна вважати діапазон $\beta = 20 - 30^\circ$.



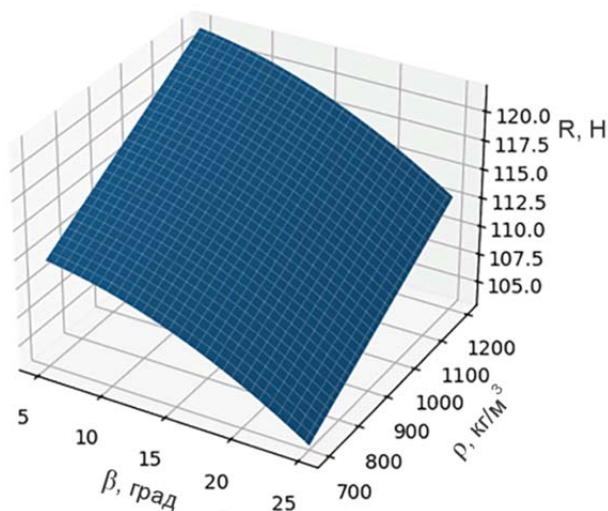
$$q_c = 300 \text{ Н/м}; b_d = 2 \text{ см}; t = 2 \text{ мм}; \beta = 30^\circ; V = 4 \text{ м/с}$$

Рисунок 5 – Залежність тягового опору лапи від кута атаки β і глибини обробітку h

Джерело: розроблено авторами

Залежність тягового опору від кута атаки β і щільності ґрунту ρ наведена на (рис. 6), і відображує зміну тягового опору при варіюванні кута атаки струнного леза та щільності ґрунту на глибині обробки. Аналіз (рис. 6) показує, що при збільшенні щільності ґрунту з 700 до 1200 кг/м³ тяговий опір зростає приблизно на 12 - 15 Н. Це пов'язано зі збільшенням опору деформації та руйнування ґрунтового масиву. При збільшенні кута атаки β тяговий опір зменшується, що підтверджує попередні результати моделювання. При збільшенні кута атаки від 5 до 25° величина тягового опору зменшується приблизно на 5 - 7 Н.

Форма поверхні має похилу криволінійну форму, що свідчить про сумісний вплив двох факторів на енергетичні показники роботи лапи. Щільність ґрунту істотно підвищує тяговий опір, однак збільшення кута атаки робочого органу частково компенсує цей вплив.



$$q_c = 300 \text{ Н/м}; b_d = 2 \text{ см}; t = 2 \text{ мм}; h = 8 \text{ см}; V = 4 \text{ м/с}$$

Рисунок 6 – Залежність тягового опору лапи від кута атаки β і щільності ґрунту ρ

Джерело: розроблено авторами

Побудовані графіки (рис. 3-6) дозволили встановити основні закономірності формування тягового опору удосконаленої лапи просапного культиватора. Встановлено, що найбільший вплив на тяговий опір має глибина обробітку, значний вплив має щільність ґрунту, кут атаки струнного леза дозволяє зменшити тяговий опір, а оптимізація кута атаки може частково компенсувати вплив несприятливих ґрунтових умов. Рациональний діапазон кута атаки для забезпечення мінімального тягового опору становить $\beta = 20 - 30^\circ$.

Таким чином, можна стверджувати, що запропонована конструкція лапи культиватора із сталевим струнним лезом може забезпечити якісний міжрядний обробіток ґрунту під час догляду за посівами просапних культур. Але для визначення точних раціональних значень основних конструктивних параметрів лапи просапного культиватора, які впливають на процес міжрядкового обробітку ґрунту потрібні додаткові експериментальні дослідження.

Висновки.

1. В результаті проведених досліджень, спрямованих на оцінку роботи удосконаленої лапи просапного культиватора із струнним сталевим лезом, була розроблена математична модель для визначення її тягового опору, яка враховує сумарний вплив опору долотоподібного стояка, опору струнного сталевого леза та швидкісної складової, що виникає під час руху робочого органу в ґрунті.

2. Встановлено, що найбільший вплив на тяговий опір удосконаленої лапи культиватора має глибина обробітку та щільність ґрунту. Зі збільшенням глибини обробітку до 12 см та щільності ґрунту 1200 кг/м^3 спостерігається закономірне зростання тягового опору, що пов'язано зі збільшенням об'єму ґрунту, який піддається деформації та руйнуванню.

3. Дослідження впливу конструктивних параметрів показало, що збільшення кута атаки струнного леза сприяє зменшенню тягового опору, тоді як збільшення діаметра струни призводить до його незначного зростання внаслідок підвищення площі контакту з ґрунтом та сил тертя.

4. На основі проведеного математичного моделювання визначено раціональні параметри роботи удосконаленої лапи культиватора: глибина обробітку до 8 см, кут атаки струнного леза $20 - 30^\circ$, діаметр струни $1,5-2,0 \text{ мм}$ та швидкість руху агрегату $3 - 4 \text{ м/с}$, при яких забезпечується мінімальний тяговий опір та енергоефективне виконання технологічного процесу міжрядного обробітку ґрунту.

5. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні та удосконаленні робочих органів просапних культиваторів, а також для обґрунтування їхніх конструктивних параметрів і режимів роботи.

Список літератури

- 1 Козаченко О.В., Шкрегаль О.М. Дослідження конструкцій і режимів роботи робочих органів культиваторів. *Техніка і енергетика АПК: Науковий вісник НУБіП України*. Київ: НУБіП, 2010. Вип. 144, ч. 4. С. 122-127.
- 2 Козаченко О.В., Шкрегаль О.М., Каденко В.С. Зміна форми леза ґрунтообробних знарядь при зношуванні. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2015. Вип. 45, ч. I. С.21-26.
- 3 Пугач А.М. Обґрунтування параметрів культиваторних лап, оснащених елементами локального зміцнення: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.11 / Вінниця, 2010. 20с.
- 4 Шкрегаль О.М. Обґрунтування параметрів процесу і енергозберігаючих робочих органів культиваторів: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.11 / Харків, 2011. 19с.
- 5 Алфьоров О.І., Антощенко Р.В., Юр'єва Г.П. Експериментальне дослідження коливань робочих органів культиватора на пружній стійці. *Machinery & Energetics. Journal of Production Research*. 2019. Vol.9. № 2. P. 129-132.

- 6 Сисолін П.В., Сало В.М., Кропивний В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Кн. 1: Машини для рільництва; за заг. ред. М.І. Черновола. Київ: Урожай, 2001. 384 с.
- 7 Сільськогосподарські машини. Основи теорії і розрахунку: підручник / Д.Г.Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. Київ: Вища освіта, 2005. С. 95-106. URL: <https://studfiles.net/preview/5063474/page:25/>.
- 8 Шмат С.І., Лузан П.Г., Сало В.М. Оригінальні способи і засоби обробітку ґрунту та сівби сільськогосподарських культур: навч. посіб. Харків: Мачулін, 2018. 236 с.
- 9 Hoseinian, Hasan & Hemmat, Abbas & Esehagh Beygi, Ali & Shahgoli, Gholamhossein & Baghbanan, Alireza. (2021). Development of a dual sideways-share subsurface tillage implement: Part 2. Effect of tool geometry on tillage forces and soil disturbance. *Soil and Tillage Research*. 215. <https://doi.org/10.1016/j.still.2021.105200>.
- 10 Fielke, J.M. Finite element modeling of the interaction of the cutting edge of tillage implements with soil. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 74, (1999), 91–101. <https://doi.org/10.1006/jaer.1999.0440>
- 11 Tamás, Kornél. (2024). Modelling the interaction of soil with a passively-vibrating sweep using the discrete element method. *Biosystems Engineering*. 245. 199–222. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2024.06.006>.
- 12 R.L. Kushwaha, C. Linke. Draft-speed relationship of simple tillage tools at high operating speeds. *Soil and Tillage Research*. Volume 39, Issues 1–2, 15 November 1996, Pages 61-73. [https://doi.org/10.1016/S0167-1987\(96\)01052-5](https://doi.org/10.1016/S0167-1987(96)01052-5)
- 13 Tekeste, Mehari & Balvanz, Loran & Salim, Firas & Boesenberg, Adam & Hatfield, Jerry. (2021). Hardened Edges Effects On Wear Characteristics of Cultivator Sweeps Using Circular Soil Bin Test. *Journal of Tribology*. 144. <https://doi.org/10.1115/1.4050805>.
- 14 Ucgul, Mustafa, John M. Fielke and Chris Saunders. “Defining the effect of sweep tillage tool cutting edge geometry on tillage forces using 3D discrete element modelling.” *Information Processing in Agriculture 2* (2015): 130-141. <https://doi.org/10.1016/j.inpa.2015.07.001>
- 15 Патент України № 161655. Дейкун В.А., Артеменко Д.Ю., Москальченко Р.В., Жук Д.Г. Лапа просапного культиватора. МПК А01В 15/00 (2025.01). № у 202501026/UA; Заявл. 10.03.2025; Опубл. 24.12.2025, Бюл.№ 52. <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1891974/>
- 16 Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: підручник / О. М. Царенко, Д. Г. Войтюк, В. М. Швайко та ін. Київ: Мета, 2003. 448 с
- 17 Машини для сівби, садіння та догляду за посівами: навчальний посібник / В. Сало, С. Лещенко, П. Лузан, Л. Сало. Кропивницький: Видавець Лисенко В.Ф., 2022. 220 с.
- 18 Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том 1. Частина 1. Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. Харків: Око, 2001. 443 с.

References

1. Kozachenko O.V., Shkrehal O.M. (2010). Research on the designs and operating modes of cultivator working bodies. *Engineering and Energy of the Agricultural Complex: Scientific Bulletin of NUBiP of Ukraine*. Kyiv: NUBiP 144, v. 4. P. 122-127. [in Ukrainian].
2. Kozachenko O.V., Shkrehal O.M., Kadenko V.S. (2015). Change in the shape of the blade of tillage tools during wear. *Design, production and operation of agricultural machinery, National Interdepartmental Scientific and Technical Collection. Is. 45, Part I*. Kirovograd: KNTU. P. 21-26. [in Ukrainian].
3. Puhach A.M. (2010). Justification of the parameters of cultivator tines equipped with local strengthening elements: author's abstract of the dissertation of the candidate of technical sciences: 05.05.11 – Vinnytsia. 20p. [in Ukrainian].
4. Shkrehal O.M. (2011). Justification of process parameters and energy-saving working bodies of cultivators: author's abstract of the dissertation of the candidate of technical sciences: 05.05.11. Kharkiv. 19p. [in Ukrainian].
5. Alforov O.I., Antoshchenkov R.V., Yurieva H.P. (2019). Experimental study of vibrations of the cultivator's working parts on an elastic stand. *Machinery & Energetics. Journal of Production Research*. Kyiv. Ukraine. Vol.9. № 2. P. 129–132. [in Ukrainian].
6. Sysolin, P.V., Salo, V.M., & Kropivnyi, V.M. (2001). *Agricultural machines: theoretical bases, design, construction. Book 1: Machines for tillage*. M.I. Chernovol (Ed.). Kyiv: Urozhai. [in Ukrainian].
7. Voitiuk, D.H., Baranovskyi, V.M., Bulhakov, V.M., et al. (2005). *Agricultural machines. Fundamentals of theory and calculation: textbook*. (pp. 95-106). D.H. Voitiuk (Ed.). Kyiv: Vyshcha osvita. <https://studfiles.net/preview/5063474/page:25/> [in Ukrainian].
8. Shmat, S.I., Luzan, P.H., & Salo, V.M. (2018). *Original methods and means of tillage and sowing of agricultural crops: textbook*. Kharkiv: Machulin. [in Ukrainian].
9. Hoseinian, Hasan & Hemmat, Abbas & Esehagh Beygi, Ali & Shahgoli, Gholamhossein & Baghbanan, Alireza. (2021). Development of a dual sideways-share subsurface tillage implement: Part 2. Effect of tool

- geometry on tillage forces and soil disturbance. *Soil and Tillage Research*. 215. <https://doi.org/10.1016/j.still.2021.105200>.
10. Fielke, J.M. Finite element modeling of the interaction of the cutting edge of tillage implements with soil. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 74, (1999), 91–101. <https://doi.org/10.1006/jaer.1999.0440>
 11. Tamás, Kornél. (2024). Modelling the interaction of soil with a passively-vibrating sweep using the discrete element method. *Biosystems Engineering*. 245. 199–222. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2024.06.006>.
 12. R.L. Kushwaha, C. Linke. Draft-speed relationship of simple tillage tools at high operating speeds. *Soil and Tillage Research*. Volume 39, Issues 1–2, 15 November 1996, Pages 61–73. [https://doi.org/10.1016/S0167-1987\(96\)01052-5](https://doi.org/10.1016/S0167-1987(96)01052-5)
 13. Tekeste, Mehari & Balvanz, Loran & Salim, Firas & Boesenberg, Adam & Hatfield, Jerry. (2021). Hardened Edges Effects On Wear Characteristics of Cultivator Sweeps Using Circular Soil Bin Test. *Journal of Tribology*. 144. <https://doi.org/10.1115/1.4050805>.
 14. Ucgul, Mustafa, John M. Fielke and Chris Saunders. “Defining the effect of sweep tillage tool cutting edge geometry on tillage forces using 3D discrete element modelling.” *Information Processing in Agriculture 2 (2015)*: 130–141. <https://doi.org/10.1016/j.inpa.2015.07.001>
 15. Patent of Ukraine № 161655. (2025). Deikun V.A, Artemenko D.Iu., Moskalchenko R.V., Zhuk D.H. Tiller cultivator paw. MPK A01B 15/00 (2025.01). № u 202501026/UA; Bull. No. 52. <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1891974/>
 16. Tsarenko, O.M., Voitiuk, D.H., & Shvaiko, V.M. (2003). *Mechanical and technological properties of agricultural materials: textbook*. Kyiv: Meta. [in Ukrainian].
 17. Salo, V., Leshchenko, S., Luzan, P., & Salo, L. (2022). *Machines for sowing, planting and crop care: textbook*. Kropyvnytskyi: Lysenko V. F. [in Ukrainian].
 18. Zaika, P.M. (2001). *Theory of agricultural machines. Vol. 1, Part 1. Machines and tools for soil cultivation*. Kharkiv: Oko. [in Ukrainian].

Viktor Deikun, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Dmytro Artemenko**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Roman Moskalchenko**

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Justification of the design of the Paw of a Row-Row Cultivator with a Replaceable String Blade

The paper considers the issue of increasing the efficiency of the working bodies of row-type cultivators by improving the design of the cultivator paw. The features of the interaction of the cultivator working bodies with the soil environment are analyzed and the main factors that affect the magnitude of the traction resistance during inter-row tillage are determined. The design of the row-type cultivator paw with a chisel-shaped riser and a string steel blade stretched in a horizontal plane is proposed. This design provides a reduction in the contact area of the working body with the soil and improves the conditions for self-cleaning of the working surface.

To assess the energy performance of the improved working body, a mathematical model for determining the traction resistance of the cultivator paw has been developed. The model takes into account the total effect of the resistance of the chisel-shaped riser, the resistance of the string steel blade, as well as the speed component that arises during the movement of the working body in the soil. Based on the proposed model, mathematical modeling of the paw operation process was carried out and the influence of the main design and technological parameters on the value of traction resistance was studied. An analysis of the dependence of traction resistance on the depth of cultivation, soil density, angle of attack of the string blade, thickness of the string and speed of movement of the unit was performed. According to the results of calculations, graphical dependencies were constructed that characterize the change in traction resistance in the studied ranges of parameters. It was established that the greatest influence on the value of traction resistance is exerted by the depth of cultivation and soil density, while an increase in the angle of attack of the string blade contributes to a decrease in the resistance of the working body.

Based on the conducted studies, rational design parameters and operating modes of the improved cultivator paw were determined, which ensure a decrease in the energy costs of the technological process. The results obtained can be used in the design and improvement of the working bodies of soil tillage machines for inter-row cultivation of row crops.

row cultivator, cultivator paw, crop care, inter-row cultivation

Одержано (Received) 26.03.2026

Прорецензовано (Reviewed) 27.03.2026

Прийнято до друку (Approved) 01.04.2026