

Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка

О.В.Козаченко, О.М. Шкрегаль, В.С.Каденко

**ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОЧИХ
ОРГАНІВ КУЛЬТИВАТОРІВ**

Монографія

Харків
ПромАрт
2021

УДК 631.315.2(477)

К59

Затверджено

Вченою радою Харківського національного технічного університету
сільського господарства імені Петра Василенка

Протокол № 10 від 28 червня 2020 р.

Рецензенти:

Тарельник В.Б. – завідувач кафедрою технічного сервісу машин Сумського національного технічного університету, доктор технічних наук, професор;

Алієв Е.Б. – завідувач відділу технічно-технологічного забезпечення насінництва Інститут олійних культур Національної академії аграрних наук України, доктор технічних наук, старший дослідник;

Антощенок Р.В. – завідувач кафедрою мехатроніки та деталей машин Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка, доктор технічних наук, професор.

Козаченко О.В.

Забезпечення ефективності робочих органів культиваторів: монографія / О.В.Козаченко, О.М.Шкрегаль, В.С.Каденко. – Харків: ПромАрт, 2021. 238 с.

ISBN

У монографії наведено вирішення наукової задачі підвищення ефективності роботи та довговічності робочих органів культиваторів для суцільного і міжрядного обробітку ґрунту шляхом обґрунтування конструктивно-режимних параметрів. Значна увага приділена теоретичному аналізу взаємодії робочих органів з ґрунтовим середовищем і рослинами бур'янів, що зумовлює якість виконання технологічного процесу, характер та інтенсивність зношування різальних елементів. Висвітлено закономірності впливу конструктивно-режимних параметрів на енергетичні показники розроблених робочих органів культиваторів.

Монографія призначена для наукових співробітників, аспірантів, магістрантів, конструкторів сільськогосподарської техніки та фахівців сільського господарства.

УДК 631.315.2(477)

ISBN

© Козаченко О.В., 2021

© Шкрегаль О.М., 2021

© Каденко В.С., 2021

ВСТУП

Основними напрямками створення нових та удосконалення існуючих конструкцій ґрунтообробних знарядь є підвищення якості обробітку ґрунту при мінімальних енергетичних витратах та розвиток енергозберігаючих технологій у системі сільськогосподарського виробництва.

Разом з тим, одною із нагальних проблем сучасного машинобудування також є розробка заходів підвищення зносостійкості та зменшення енергоємності робочих органів машин, що в процесі експлуатації взаємодіють з абразивним ґрунтовим середовищем та рослинами бур'янів. У процесі взаємодії різальних елементів з ґрунтом їх ріжучі кромки підлягають інтенсивному абразивному зношуванню, що зумовлює необхідність їх заміни або відновлення внаслідок зниження якісних показників виконання технологічного процесу культивації, підвищення тягового опору робочих органів та витрат паливно-мастильних матеріалів.

Внаслідок відсутності універсальних рекомендацій щодо підвищення зносостійкості лап культиваторів, їх ресурс залежить від умов експлуатації, властивостей ґрунтового середовища, конструктивних параметрів леза тощо. Не дивлячись на багаточисельність проведених на сьогодні наукових досліджень в напрямку підвищення зносостійкості робочих органів культиваторів та забезпечення якісних показників роботи, форма та параметри локального зміцнення леза культиваторних лап не отримали належного теоретичного і експериментального обґрунтування з точки зору якості виконання технологічного процесу, зношування та енергетичних витрат при експлуатації у виробничих умовах.

При обґрунтуванні раціональної форми робочих органів культиваторів, на наш погляд, є недоцільним постановка питання щодо первинності якісних або енергетичних показників їх роботи. Ці обидва показники рівня досконалості ґрунтообробних знарядь доцільно розглядати не окремо один від одного, а в комплексному взаємозв'язку для досягнення загального ефекту їх функціонування при виробництві сільськогосподарських культур.

1 СТАН ПИТАННЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КУЛЬТИВАТОРІВ

Поверхневий обробіток ґрунту, зокрема культивація, включає перелік технологічних операцій по забезпеченню певного структурного складу ґрунту для нормального розвитку сільськогосподарських культур та боротьби з рослинами бур'янів. Такий підхід обумовлює вирішення задач взаємодії робочих органів з середовищем контакту – ґрунтом і рослинами бур'янів, що визначає їх ефективність, та з джерелом енергії, що обумовлює енергоємність процесу.

Крім того актуальним питанням постає довговічність робочих органів, що пов'язано з їх інтенсивним зношуванням при взаємодії із абразивним середовищем, зміною початкової форми та збільшення енергоємності [107].

Розгляд проблеми підвищення зносостійкості робочих органів культиваторів доцільно розглядати на основі аналізу їх конструктивних особливостей та процесу взаємодії з абразивним середовищем, яким є ґрунт.

Безумовно, інтенсивність зношування робочих поверхонь культиваторних лап залежить, з одного боку, від їх геометричних параметрів, матеріалу та способу зміцнення ріжучих кромки леза, а з іншого – від властивостей абразивного ґрунтового середовища, значення показників яких можуть варіюватися в досить широких межах. Це зумовлює необхідність проведення детального аналізу сучасних конструкцій, вимоги до них, зміни конструктивних параметрів при експлуатації, відомих методів підвищення їх довговічності і абразивних властивостей ґрунту, як елементу трибосистеми, та на цій основі означити перспективний науковий напрямок щодо підвищення якості процесу, удосконалення та підвищення зносостійкості і зменшення енергоємності робочих органів культиваторів.

1.1 Сучасні конструкції, особливості зношування та формування в процесі експлуатації робочих органів культиваторів

В переліку засобів механізації, що використовують у сільськогосподарському виробництві, провідне місце за різноманітністю робочих органів займають культиватори, які використовують для рихлення

і знищення бур'янів при передпосівному обробітку ґрунту та догляду за парами [110, 114]. Найбільшого розповсюдження в агропромисловому секторі України отримали культиватори для міжрядного та суцільного обробітку ґрунту, що комплектують робочими органами, в залежності від призначення [30, 45, 46, 56].

Найбільш поширеними є робочі органи у вигляді стрілочастих лап, основні параметри яких регламентовані ОСТ 23.2.164-88 «Лапы и стойки культиваторов». Стандарт передбачає 21 типорозміри універсальних стрілочастих лап. Для культиваторів, що використовують для суцільного обробітку ґрунту типу КПС-4, застосовують лапи шириною захвату 270 і 330 мм, які встановлюють в два ряди за певною схемою з перекриттям. Глибина ходу лап польових культиваторів становить 0,06 – 0,15 м. Найбільш простою за конструкцією є однорідна стрілочаста лапа (рис.1.1). Основними перевагами цієї лапи є її технологічність і порівняно невисока вартість виготовлення, що зумовлено можливістю її виготовлення з листового прокату.

Конструкція стрілочастої лапи культиватора для суцільного обробітку ґрунту наведена на рис. 1.1.

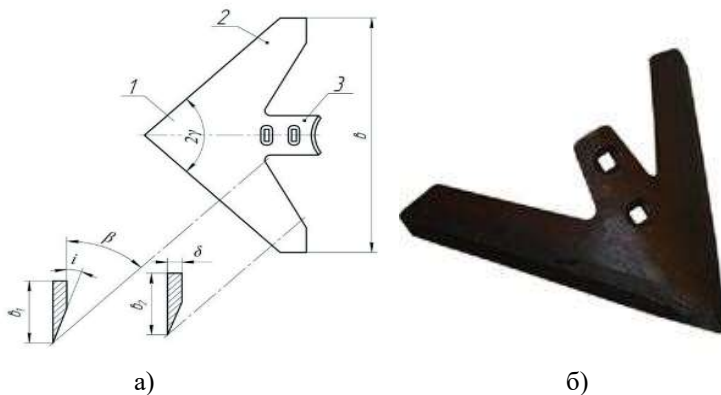


Рис. 1.1 – Стрілочаста лапа культиватора:
а) – схема лапи: 1 – носова частина; 2 – крило; 3 – хвостовик; б) – загальний вид

Основними параметрами, за якими виробляють стрілчасті лапи, є такі: ширина захвату ϵ ; кут розхилу 2γ ; кут кришення β ; ширина крил ϵ_1 і ϵ_2 ; товщина матеріалу δ і кут загострення леза i (кут заточування).

Ширина захвату лап залежить від схеми розташування на рамі культиватора та виду обробітку ґрунту (суцільний або міжрядний), а також вибирають з умов заглиблення в ґрунт та його рихлення [45, 46, 56, 65, 98, 110]. Максимальна ширина захвату ϵ_{\max} визначається міцністю лапи і регламентована виготовленням по товщині δ . Діючими стандартами [45, 46] для даних типорозмірів лап обумовлені параметри: кут розхилу $2\gamma = 65^\circ$; кут кришення $\beta = 28^\circ$.

Товщина матеріалу δ залежить від вимог до міцності, призначення і ширини захвату лап. Основним матеріалом для виготовлення стрілчастих лап є сталь, що за своїми фізико-механічними властивостями є не нижчою марки 65Г (ГОСТ 14959-89), хімічний склад якої наведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Хімічний склад в % сталі 65Г (ГОСТ 14959-89)

C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Cu
0,62...0,7	0,17...0,37	0,9...1,2	до 0,25	до 0,035	до 0,035	до 0,25	до 0,2

Технічні вимоги для стрілчастих лап передбачають, що твердість ріжучої кромки лапи, яка виконана без наплавлення зносостійким матеріалом, після термообробки у загартованій зоні повинна складати 44...45 HRC і не більше 352 HB у незагартованій зоні.

Заточування лап визначається кутом кришення β (рис. 1.2). Для лап з кутом $\beta \leq 15^\circ$ використовують верхнє заточування (рис. 1.2,а), при $\beta \geq 25^\circ$ - нижнє заточування (рис.1.2,б) а при $15^\circ < \beta < 25^\circ$ – комбіноване заточування (рис. 1.2,в). Кут заточування i складає $12...15^\circ$. Між лезом і ґрунтом повинен бути збережений кут зазору ϵ не менше 10° . Товщина леза після заточування не повинна перевищувати 0,3 мм [30]. Для надання культиваторним лапам здатності самозагострюватися під час роботи їх леза виконують з двох шарів шляхом наплавлення на основний матеріал лапи з потиличної сторони зносостійкого сплаву, наприклад, сормайтy1. При цьому товщина наплавленого шару повинна знаходитися в межах $0,4_{-0,10}^{+0,25}$ мм.

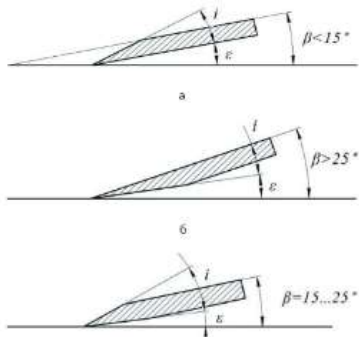


Рис. 1.2 – Заточування культиваторних лап: а – верхнє; б – нижнє; в – комбіноване

Стандарт не регламентує склад зміцнюючого твердого сплаву, але встановлює вимоги напрацювання на одну лапу 1200 км (30 га). При цьому виробник лап повинен гарантувати для типорозмірів 270 і 330 мм напрацювання 600 км (15 га).

У світовій практиці найбільш розповсюджена ґрунтозахисна та консервуюча технологія обробітку ґрунту. Тому, основна ідея закордонних фірм організувати ефективну роботу виключно за допомогою культиваторної техніки, попередити утворення підшви, забезпечити по всій глибині обробітку якісне рихлення, перемішування, підрізання бур'янів і т.д.

Закордонні та вітчизняні підприємства пропонують культиваторні лапи різного конструктивного виконання (рис. 1.3).

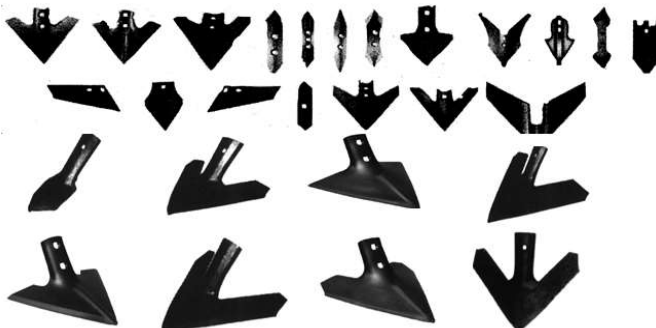


Рис. 1.3 – Сучасні стрілочасті культиваторні лапи вітчизняного та закордонного виробництва

У деяких культиваторів, зокрема для першого плоского обробітку, використовуються стрілочасті лапи, гвинтові лапи використовуються для обробітку на середню глибину. При їх використанні ґрунт добре перемішується, а вузькі долотовидні лапи, навпаки, використовуються для рихлення на глибину орного шару (рис. 1.4) [150-152]. У таких культиваторів стрілочасті лапи мають реверсивне долото і якщо один край спрацьовується, то долото можна відкрутити і поставити нижнім кінцем вверху.



Рис. 1.4 – Стрілочасті лапи з змінним долотом

Аналізуючи ідеї сучасних фірм по виробництву робочих органів культиваторів, можна відзначити, що більшість конструкцій лап це не що інше як відродження старих традицій на основі сучасних нових технологій. Майже всі типорозміри стрілочастих культиваторних лап, що випускаються, мають прямолінійний профіль леза [135].

Одночасно закордонні та вітчизняні виробники знаходяться в пошуку економічних і зберігаючих структуру ґрунту технологій виробництва нових робочих органів для поверхневого обробітку ґрунту, зокрема створення стрілочастих лап, що мають криволінійний профіль леза. Такі лапи дозволяють зменшити тяговий опір та покращити якість обробітку за рахунок зміни геометричних параметрів (рис. 1.5) [152].



Рис.1.5 – Стрілочасті лапи фірми «Bellota» з криволінійним профілем леза

Одним з перспективних напрямків зниження енерговитрат при поверхневому обробітку ґрунту є виконання робочої поверхні знаряддя за формою проміжного тіла в ґрунті (рис. 1.6) [35].



Рис. 1.6 – Робочі органи культиваторів виконані за формою проміжного тіла в ґрунті

Такі робочі органи випускають провідні фірми «CASE», «WIL-RICH», «John Deere» [150-152]. Інший спосіб зниження енерговитрат – побудова форми робочої поверхні знаряддя за принципом динамічного відображення деформації скиби [35].

Таким чином, при дослідженні та створенні нових робочих органів культиваторів є комплексне розв'язання задач, пов'язаних з підвищенням якості функціонування при зменшенні витрат енергії на виконання технологічних операцій. При цьому основним резервом забезпечення підвищення якості виконання технологічного процесу культивації та зменшення його енергоємності слід вважати дослідження та обґрунтування параметрів лез культиваторних лап, які мають криволінійний профіль [135].

Основною характеристикою умов експлуатації культиваторів є значні навантаження на робочі органи, що зумовлює високий питомий (зношувальний) тиск на поверхнях тертя (0,6...0,8 МПа) [116]. Це зумовлює зміну форми лапи та їх геометричних параметрів за напрацюванням (рис.1.7). Найбільші значення зносу спостерігається у носків лап, що виявляється в їх заокругленні. Збільшення радіуса заокруглення носку лап в процесі експлуатації є наслідком максимальних тисків ґрунту в даній області та істотно підвищує тяговий опір робочих органів [9].

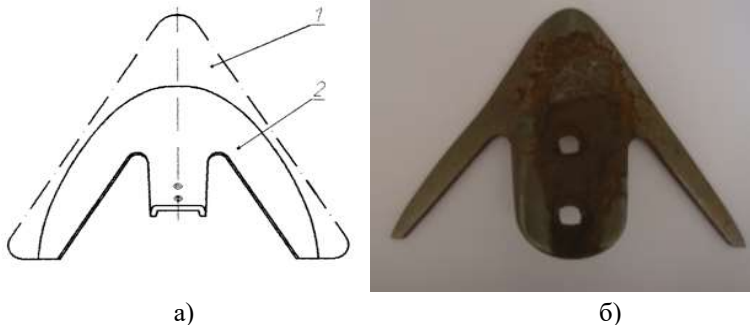


Рис. 1.7 – Епора зносу і зміни профілю (а) та загальний вид зношеної лапи (б): 1 – профіль нової лапи; 2 – профіль зношеної лапи

Після певного напрацювання робочі органи культиваторів досягають граничного стану за значеннями основних параметрів: збільшення кута загострювання і товщини леза лап, утворення широкої потиличної фаски та інше, що зумовлює неповне підрізання бур'янів, порушення стійкості ходу по глибині, збільшення тягового опору [9, 25, 33, 48, 49, 50].

Згідно досліджень [117], гранична товщина різальної кромки леза стрілочастих лап культиваторів для чорноземів центральної степової зони при швидкості руху агрегату до 2,7 м/с, не повинна перевищувати 0,8 мм, а при більш високих швидкостях може бути в межах 0,8...1,0 мм. В тих випадках, коли основною метою обробки є підтримка верхнього шару ґрунту в рихлому стані при малій кількості бур'янів, ці значення можуть бути підвищені до 1,4 мм.

Аналіз результатів польових випробувань свідчить про те, що строк служби стрілочастих лап культиваторів, залежно від умов експлуатації до вибракування, складає 15...30 га на одну деталь. При цьому, граничний лінійний знос леза до заточування, в середньому, складає 2...5 мм [117].

Вибракувальною ознакою для стрілочастих лап також є зменшення ширини крил в середній частині до 36...38 мм. При подальшому зменшенні цих розмірів відбувається різке зниження міцності і деформація лап, що є неприпустимим. При досягненні лінійного зносу носку порядку до 30 мм, інтенсивно зношується стійка і деталі кріплення. Лапи можуть мати непрацездатний стан також і через зменшення ширини захвату, зносу

хвостовика і поломок, але частка відмов із цих причин є незначною, у порівнянні з основними впливовими характеристиками [25].

Теорія абразивного зношування створена М.М. Хрущовим [125, 126], а в подальшому розвинена науковими роботами І.В. Крагельського [86], Б.І. Костецького [70, 71], М.М. Тененбаума [118, 119] та іншими вченими [109,132].

Інтенсивність зношування різних поверхонь робочих органів культиваторів залежить від режимів зношування, зношувальної здатності ґрунту, властивостей зношуваної поверхні та інших факторів, що впливають на розвиток процесів зношування [6, 8, 25, 36, 38, 48, 49, 53].

Зміна розмірів і форми робочих поверхонь у більшості випадків погіршує функціонування робочих органів культиваторів, призводить до зниження їх працездатності. Граничний рівень працездатності культиваторних лап визначається міцнісними, агротехнічними або техніко-економічними показниками, використання яких дозволяє встановлювати гранично допустимі значення зносу [49].

Зміна інтенсивності зношування поверхонь робочих органів культиваторів, в залежності від напруцювання, відбувається, як правило, в результаті зміни умов тертя та питомого тиску [47, 49]. Визначальним фактором зношування робочих органів культиваторів є тиск на поверхні тертя. Академік В.П. Горячкін вважав, що найбільший тиск ґрунту має місце на ділянках поверхонь, які мають найбільший знос [43] і пов'язані між собою лінійною залежністю.

За даними [58] взаємозв'язок тиску ґрунту на певні ділянки робочих органів з їх зношуванням носить складний невизначений характер. Автором встановлено, що на їх величину суттєво впливає тип ґрунту, що обробляється. В залежності від типу ґрунту зафіксовано, що на носок культиваторної лапи припадає тиск 0,016...0,132 кг/см²; на середню частину леза – 0,014...0,122 кг/см²; на п'яту лапи – 0,017...0,130 кг/см².

Зношування робочих поверхонь лап культиваторів, зокрема затуплення при роботі леза, призводить до збільшення тягового опору. Дослідженнями С.І.Бондарева [25], встановлено, що збільшення товщини леза при зношуванні призводить до збільшення питомого тягового опору лап культиватора (табл.1.2). При цьому, така закономірність спостерігається незалежно від швидкості руху культиватора.

Таблиця 1.2 – Питомий тяговий опір культиваторних лап R [кН/ м²]

Швидкість руху, км/год	Товщина леза лапи, мм		
	0,25	0,6	1,0
6,5	1,6	1,8	2,1
8,0	2,1	2,4	2,7
10,0	3,2	3,5	3,9

Проведений аналіз конструкцій лап культиваторів, їх зношування та формоутворення в процесі експлуатації вказують на доцільність пошукових досліджень в напрямку вибору таких конструктивних параметрів, які забезпечують підвищення ресурсу при збереженні функціональної здатності та зменшення витрат енергії на виконання роботи.

1.2 Ґрунт як джерело абразивного зношування культиваторних лап

Інтенсивність зношування робочих органів культиваторів суттєво залежить від зношувальної здатності ґрунтів. Розглядаючи трибосистему «робочий орган культиватора – ґрунт», необхідно враховувати полідисперсність ґрунту, що складається з твердої фази, води і повітря. Основою твердої фази є гумус, органічні включення рослин і мінеральна фракція, які фактично і визначають фізичні і фізико-механічні властивості ґрунтів [17, 28, 29, 63].

При проведенні наукових досліджень взаємодії робочих органів ґрунтообробних машин і знарядь з ґрунтом, як правило, застосовують класифікацію ґрунтів за механічним складом згідно досліджень Н.А. Качинського [63]. Автором запропоновано класифікувати ґрунти за відсотковим вмістом «фізичної глини» (часток діаметром $d < 0,01$ мм) та «фізичного піску» ($d > 0,01$ мм). Крім того, ґрунти розподіляють по степеню кам'яності.

Крім фізичного піску та фізичної глини, до класифікації входить додаткова характеристика, яка вказує кількість кам'янистої (3...1 мм), піщаної (1...0,05 мм), крупно-пилової (0,050...0,01 мм), пилової (0,01...0,001 мм) та мулової ($d < 0,001$ мм) фракцій, що знаходяться у ґрунті.

Абразивні властивості ґрунтів проявляються в зношуванні робочих органів машин, яке залежить, головним чином, від механічного складу і вологості ґрунту [16, 28]. Висока абразивність піщаних ґрунтів пояснюється переважним вмістом в їхньому складі кварцу, що має твердість в межах 900...1100 кг/мм² (9000...11000 МПа) та інших включень. На абразивні властивості ґрунту впливає також і його вологість. З її зменшенням абразивність глинистих і суглинистих ґрунтів збільшується. Збільшення абразивності в першому випадку пояснюється збільшенням питомого тиску ґрунту на робочу поверхню лапи, а зменшення в другому – тим, що частки сухого піску мають можливість не тільки ковзатися, але й перекочуватися по поверхні робочого органу.

Вологість є однією з важливих фізичних властивостей ґрунту, що впливає на процес зношування робочих органів. Вона визначає ступінь придатності його для механічного обробітку. За оптимальної вологості (стиглості) ґрунту забезпечуються найкращі показники якості розпушування, мінімальні витрати енергії на роботу та найменше зношування робочих органів ґрунтообробних машин. Дослідженнями встановлено, що фізична стиглість ґрунту – величина динамічна. Із зростанням поступальної швидкості ґрунтообробного агрегату межа фізичної стиглості ґрунту підвищується. При обробітку вологих ґрунтів спостерігається налипання на робочі органи, їх забивання рослинними залишками і, як наслідок, перевитрата палива, порушення агротехнічних вимог [49]. Від механічного складу ґрунту залежать строки та спосіб обробітку ґрунту [67].

М.М. Северневим [109] запропоновано величину зношувальної здатності ґрунтів визначати за відношенням інтенсивності зношування в реальних та еталонних умовах (еталонному абразивному середовищу):

$$m = \frac{\tau_i}{\tau_E}, \quad (1.1)$$

де τ_i – інтенсивність зношування зразка в ґрунті, що досліджується;

τ_E – інтенсивність зношування зразка ґрунтом, який прийнято за еталон.

За еталон автором прийнятий чистий кварцовий пісок з розміром часток в межах 0,25...0,30 мм і вологістю $W = 0...2\%$.

Використання еталонного абразиву при визначенні зношувальної здатності зразків використано також в роботі В.В. Новікова [94]. В якості еталона автором прийнято частки кварцу розміром 0,16...0,32 мкм, відносною вологістю 1%.

Проведений аналіз літературних джерел стосовно зношуючої здатності ґрунтів вказує на їх зміну в досить широких межах, відсутність математичного опису зношувальних властивостей ґрунтів. Задача ускладнюється ще й тим, що зношування робочих органів ґрунтообробних машин, в тому числі і культиваторів, залежить не тільки від абразивних властивостей ґрунту, а і від питомого тиску.

Більшість мінеральних часток ґрунту мають округлу форму, але наявними є такі, що мають гострі ребра і виступи [17], що здатні пошкоджувати поверхні робочих органів культиваторів.

Фрикційні властивості (тертя) проявляються при ковзанні ґрунту відносно робочих поверхонь або часток ґрунту між собою (внутрішнє тертя). При такому ковзанні виникає сила тертя, що є силою опору переміщенню (ковзанню) і направлена в протилежний бік швидкості відносного руху.

Дослідженням коефіцієнта тертя ґрунту по сталі присвячена значна частина наукових праць [17]. Зміну коефіцієнта тертя в залежності від механічного складу ґрунту показано на рис. 1.8. З графіка видно, що коефіцієнт тертя глинистого ґрунту майже в 2 рази більше, ніж піщаного.

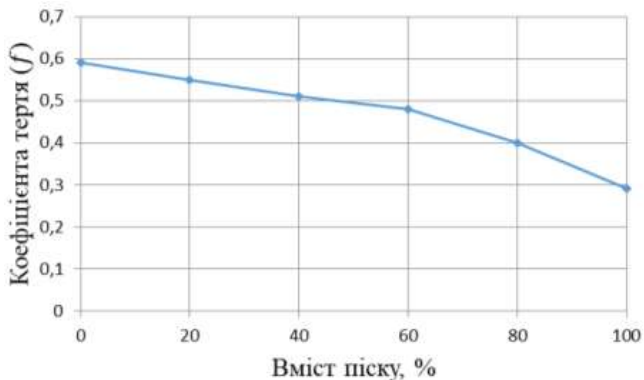


Рис. 1.8 – Залежність коефіцієнта тертя ґрунту по сталі від вмісту піску

Значний вплив на коефіцієнт тертя ґрунту по сталі має вологість ґрунту. Встановлено, що при нормальному тиску на поверхню ковзання до 0,1 МПа збільшення вологості приводить до збільшення коефіцієнта тертя до певного максимуму, після чого подальше збільшення вологості ґрунту коефіцієнт тертя зменшується (рис. 1.9).

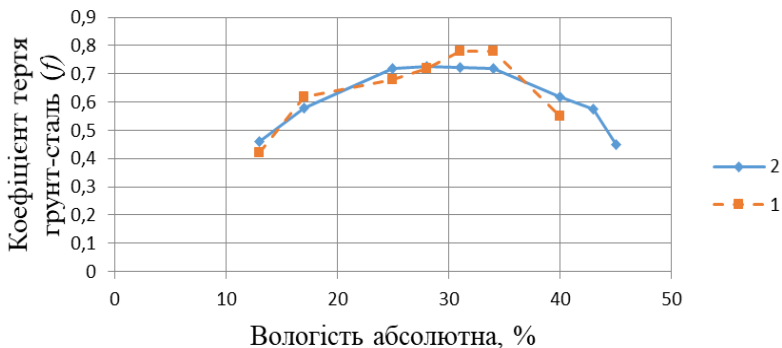


Рис. 1.9 – Залежність коефіцієнта тертя ґрунт-сталь від вологості ґрунту (при нормальному навантаженні на ґрунт 0,28 МПа): 1 – експериментальне значення; 2 – розрахунковий коефіцієнт тертя [17]

Встановлено [17], що при певних тиску і вологості ґрунту коефіцієнти тертя «ґрунт – сталь» і «ґрунт – ґрунт» можуть за значеннями дорівнювати і навіть дещо перевищувати перше у порівнянні з другим.

П.У. Бахтин [17] встановив, що між твердістю і вологістю ґрунту існує тісний обернений кореляційний зв'язок з коефіцієнтом кореляції 0,9...1,0. Якісно цей зв'язок відображається рівнянням прямої:

$$B = - 0,472x + 59,15, \quad (1.2)$$

де B – твердість ґрунту, $\text{кг}/\text{см}^2$;

x – абсолютна вологість ґрунту, %.

Зміна цих параметрів неоднозначно впливає на зношувальні властивості ґрунту. З одного боку, із зростанням твердості ґрунту його зношувальна здатність повинна також збільшуватися внаслідок збільшення тиску в зоні контакту абразивної частки і мікроділянки поверхні робочого органу. З іншого боку, як показують дослідження, при певних рівнях вологості ґрунту інтенсивність зношування досягає максимальних значень, а потім зменшується (рис. 1.10).

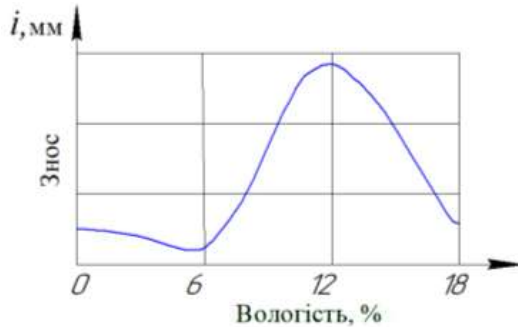


Рис.1.10 – Вплив абсолютної вологості ґрунту на інтенсивність зношування робочих органів [17]

Такий характер зміни зношування робочих органів підтверджується і іншими дослідженнями. Так, за експериментальними даними [58] при зміні вологості від 0 до 5...6% спостерігається різке зниження твердості ґрунту і деяке зниження інтенсивності зношування. Зі збільшенням вологості з 6 до 12% інтенсивність зношування збільшується в 3,5...4 рази. При цьому ступінь фіксації часток за рахунок ущільнення ґрунтової маси зростає (у порівнянні з ґрунтом вологістю 5%) на 30...40%. Подальше збільшення вологості значно зменшує твердість ґрунту та його зношувачу здатність. При цьому на зношуваній поверхні виявлені плями корозії.

Приблизні значення питомого опору ґрунтів різного механічного складу є такі [65]:

- легкі (піщані і супіщані) – 20...35 КПа;
- середні (легкі і середні суглинки) – 35...55 КПа;
- важкі (важкі суглинки) – 55...80 КПа;
- надто важкі (сильно дернові і глинисті) – 80...130 КПа.

Проведений аналіз абразивних властивостей ґрунтового середовища при взаємодії з робочими органами ґрунтообробних робочих органів вказує на важливість та необхідність врахування його вихідних характеристик при створенні нових конструкцій та дослідженні процесів взаємодії та зношування в трибосистемі «лапа культиватора - ґрунт».

1.3 Вплив конструктивних параметрів лап культиваторів на інтенсивність їх зношування

Аналіз конструкцій робочих органів культиваторів вказує на досить широкий спектр їх конструктивного виконання в залежності від вимог та умов застосування.

Дослідження впливу основних параметрів на роботу і спрацювання полкових лап культиваторів, зокрема їх лез, розглянуто в роботах М.І.Волошка [39]. Ним встановлена залежність інтенсивності зношування від кута заточки леза лапи (рис. 1.11).

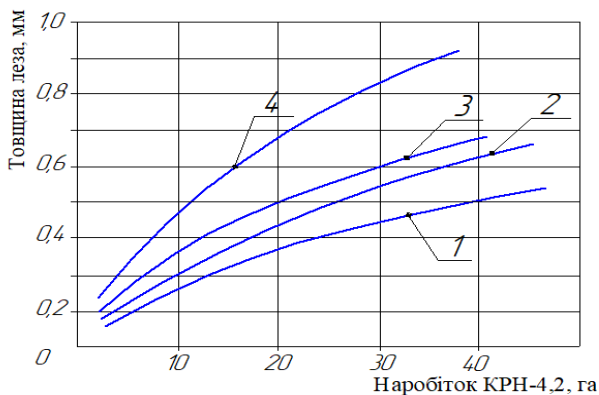


Рис. 1.11 – Збільшення товщини леза одnobічних лап за напрацюванням, що мають кути заточки [39]: 1 – 9°; 2 – 18°; 3 – 25°; 4 – 45°

Зменшення кута заточки прискорює масове спрацювання, а також спрацювання по ширині крил лап і в той же час уповільнюється швидкість збільшення товщини леза, що підвищує його довговічність і працездатність.

Автором отримано залежності, що пов'язують спрацювання лап з основними параметрами леза [39]:

а) для стрічастих лап

$$G = \frac{161,7}{i} \cdot (t_2 - t_1); \quad L = \frac{60}{i} \cdot (t_2 - t_1); \quad (1.3)$$

б) для одnobічних лап

$$G = \frac{163,6}{i - 0,65} \cdot (t_2 - t_1); \quad L = \frac{47,2}{i - 0,88} \cdot (t_2 - t_1), \quad (1.4)$$

де G – масове спрацювання лап, г; L – зменшення ширини крила, мм;
 i – кут заточки леза, град; t_1 – товщина нового леза, мм; t_2 – товщина леза після напрацювання, мм.

За результатами досліджень запропоновано кут заточки лез стрілочастих лап з хвостовиком прийняти $i = 20 \div 22^\circ$, а однобічних лап – $i = 18 \div 20^\circ$. Встановлено також, що кут заточки і товщина леза впливають на стійкість ходу лап по глибині та на тяговий опір культиватора. При збільшенні кута заточки стрілочастих лап з 11° до 43° середня глибина зменшується на $0,6 \div 0,8$ см, а коефіцієнт варіації збільшується на $3 \div 4$ %. Для однобічних лап збільшення кута заточки леза з 9° до 45° призводить до зменшення середньої глибини ходу до 1 см і збільшення коефіцієнту варіації на 6 %. Отримані дані дозволяють стверджувати, що збільшення кута заточки леза в більшій мірі впливає на рівномірність ходу однобічних лап по глибині обробітку ґрунту.

При збільшенні товщини леза від $0,3 \div 0,4$ мм до $1,0 \div 1,2$ мм тяговий опір лап збільшується на $20 \div 25$ %.

Крім того, проведеними дослідженнями встановлено, що найбільш інтенсивне зменшення глибини культивації стрілочастих лап із збільшенням товщини леза до $0,8 \div 0,9$ мм і кута заточки – до $20 \div 22^\circ$; та відповідно у однобічних лап – до $0,7 \div 0,8$ мм і $18 \div 20^\circ$. Подальше зростання цих параметрів леза лапи незначно впливає на зміну середньої глибини обробітку ґрунту.

Вплив способу заточки і товщини леза лап на ступінь підрізання рослин бур'янів розглянуто в [20]. Встановлено, що лапи з товщиною леза $0,2 \div 0,3$ мм забезпечують підрізання $98 \div 100$ % рослин бур'янів, а при затупленні леза до $0,6 \div 0,8$ мм цей показник зменшується до $76 \div 83$ %.

Формоутворення лапи культиватора, плоскоріза та їм подібних робочих органів визначається кутом розхилу крил γ та кутом кришіння β . Тобто, в основу роботи покладено теорію клина з врахуванням значень вказаних параметрів, що обумовлюють певні деформації в ґрунті внаслідок контакту з клином [30].

Дослідженнями Г.Н. Синєокова [112] встановлено, що у ґрунтів високої зв'язності основним видом деформації при роботі клина є відрив, а не зсув.

Деформація зсуву при роботі клина виникає лише при обробітку легких ґрунтів.

Процесу деформації ґрунту при взаємодії з робочими органами ґрунтообробних машин присвячені роботи А.В. Баукова [20], Я.С. Гукова [47], А.С. Кушнар'єва [67-69], В.І. Корабельського [83], В.Ф. Пашенка [100] та інших вчених. Розглядаючи вказані процеси А.С. Кушнар'євим запропоновано поділ деформації ґрунту на зону пластичної деформації та зону сколення. Запропоновано, що для запобігання ущільнення дна борозни граничне значення кута кришіння приймати наступним:

$$\beta = 45^\circ - \rho/2, \quad (1.5)$$

де ρ – кут внутрішнього тертя ґрунту.

Вплив кута кришіння β на процес руйнування пласта ґрунту досліджено А.П. Осадчим [96]. Автором встановлено, що до значення кута $\beta = 90^\circ - \varphi_1$ (φ_1 – кут тертя ґрунту по сталі) спостерігається процес сколення, а потім, в залежності від співвідношення граничного опору зсуву до питомого тягового опору – злом. В результаті збільшення кута кришіння від $\beta = 25^\circ$ до $\beta = 90^\circ - \varphi_1$ зусилля опору зростає при цьому на 45%.

Основним показником, що визначає якість підрізання рослин бур'янів та відсутність забивання леза ґрунтом прийнято кут розхилу крил стрілочастих лап при встановленій ширині захвату, що визначається конструкцією робочих органів культиваторів.

Класична залежність для визначення кута розхилу лап має вигляд:

$$\gamma < (90^\circ - \varphi), \quad (1.6)$$

де φ – кут тертя бур'янів по лезу лапи.

Основним недоліком відомої залежності є те, що вона не визначає межі і це не дає змоги використання її для точних розрахунків кута розхилу. Якщо прийняти для розрахунків значення кута тертя φ , то розрахунки значення кута розхилу культиваторних лап не відповідають параметрам культиваторних лап, що випускає промисловість. Тим більше це відноситься до кута розхилу лап плоскорізів. Цимбалом А.Г. запропонована розрахункова залежність для визначення кута розхилу культиваторних лап у вигляді:

$$2\gamma = 2(90^\circ - \varphi) - \Delta\gamma, \quad (1.7)$$

де $\Delta\gamma$ – кут, що дорівнює 10° і його значення визначено як середнє із узагальнення параметрів існуючих культиваторних лап.

При використанні запропонованої формули значення кута тертя φ необхідно приймати в залежності від величини коефіцієнту тертя ґрунту по сталі від питомого тиску. Тобто, з цих розрахунків необхідно знайти значення питомого нормального тиску на крилі лапи, що значно ускладнює процес визначення параметрів культиваторних лап.

Фактично ця залежність дозволяє визначати параметри для конкретних характеристик ґрунту за фізико-механічним складом, вологості, що ускладнює її практичне використання.

Дослідженнями Г.Н. Синєокова [112] встановлено, що при русі за напрямком леза бур'янів різних ботанічних груп кут тертя дорівнює приблизно 45° . Тоді, згідно залежності (1.4), граничне значення кута розхилу лап теж дорівнює 45° . На практиці величину кута γ приймають значно меншою.

Значний інтерес представляє питання, що стосується визначення нижньої межі значення кута розхилу лап γ . Відомо, що надмірне зменшення кута γ призводить до збільшення непідрізаних рослин бур'янів після проходу культиватора [12, 13, 83]. Крім того, із зменшенням кута γ при однаковій ширині захвату крила лапи, опір її переміщенню збільшується.

В роботі Б.І. Кравченко [85] на підставі досліджень Н.В. Бугайченка, що стосується визначення приведенного кута тертя бур'янів по лезу лапи $\varphi_{\text{пр}}$ в процесі їх руху по лезу, отримано залежність, що визначає нижнє граничне значення кута розхилу лапи:

$$\gamma = \frac{90^\circ - \varphi_{\text{пр}}}{2} . \quad (1.8)$$

Приведений кут $\varphi_{\text{пр}}$ є кут між напрямком абсолютної швидкості руху бур'яну та нормаллю до леза лапи (рис. 1.12).

Автором зроблено припущення про те, що коли складова «лобового опору» бур'яну, яка паралельна лезу лапи, набуває достатнього значення для подолання сил тертя бур'яну по лезу лапи, для опору зсуву шару ґрунту на лезі лапи та іншого опору, що виникає при русі бур'яну по лезу, приведенний кут тертя по лезу можна рахувати приблизно постійним.

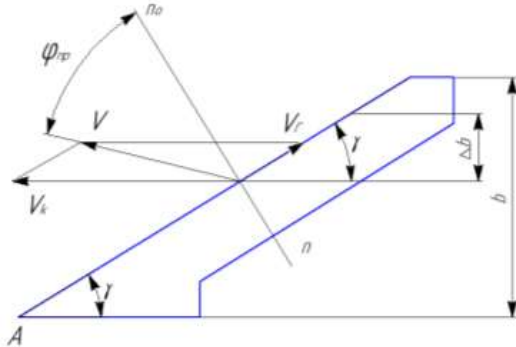


Рис. 1.12 – Схема векторів швидкостей руху бур'яну при взаємодії з лезом культиватора [85]

Оптимальне значення кута розхилу лап знаходиться в межах:

$$\frac{90^\circ - \varphi_{\text{пр}}}{2} < \gamma < 90^\circ - \varphi_{\text{пр}}. \quad (1.9)$$

При цьому необхідно визначати значення $\varphi_{\text{пр}}$ безпосередньо до реальних умов роботи культиватора, що надто проблематично реалізувати в прикладному плані. Даний підхід потребує значного збільшення типорозмірного ряду існуючих робочих органів, що вимагає додаткового обґрунтування.

Дослідження по обґрунтуванню параметрів плоскоріжучих лап містяться в роботах Я.С. Гукова [47]. Для удосконаленої конструкції лапи з шириною захвату $2\beta=550$ мм ним рекомендовані параметри: $\beta=10^\circ$, $2\gamma=70^\circ$ та висота підйому шару 25 мм.

Одним з важливих параметрів стрілочастих лап є їх ширина захвату. Згідно даних П.М. Заїки [56] ширина захвату стрілочастих лап не повинна перевищувати випробованих на практиці розмірів: для клейких глинистих ґрунтів $\beta \leq 0,35$ м, а для супіщаних ґрунтів – $\beta \leq 0,45$ м. Згідно даних досліджень Г.Н. Синєокова [112] лапи з більшою шириною захвату більш інтенсивно обволікаються рослинами бур'янів, що значно зменшує якість виконання технологічного процесу. Виходячи з цього, лапи більшої ширини захвату на культиваторах встановлюються в другому ряді. Згідно [56] максимальну ширину захвату стрілочастих лап приймають не більшою 0,4 м,

а однобічних – 0,2 м. Лапи більшого захвату стають недостатньо жорсткими, утворюють нерівне дно борозни і погано заглиблюються в ґрунт.

Досліджуючи параметри швидкісних культиваторних лап А.Ш. Чиковані [131] встановив, що на робочих швидкостях до 3,3 м/с доцільно використовувати лапи з шириною захвату 0,34 м з кутом розхилу 70°, кутом кришення 22°, кутом підйому 13° і найбільшою шириною крила 0,12 м, обладнаних клиновидними напрямними. Вплив швидкісного режиму роботи на якість виконання культивації відмічено в роботі М.Є. Демідка [49]. Ним встановлено, що при збільшенні швидкості руху лапових культиваторів в межах 1,7 – 1,9 м/с більш повне підрізання бур'янів і їх відновлення є меншим, а також більш якісне кришіння ґрунту. Подальше збільшення робочої швидкості призводить до погіршення якості процесу культивації за рахунок відкидання ґрунту, переміщення його вологих та сухих шарів, оголення dna борозни та підвищення на 20 – 30 % тягового опору.

При цьому інтенсивність зношування суттєво залежить від параметрів культиваторних лап, а саме: форми та геометричних параметрів леза (кута заточування, товщини тощо). Крім того, значний вплив на зношування має конструкційне виконання – однорідність матеріалу лапи або наявність зміцнюючого твердосплавного шару або локального зміцнення.

Не дивлячись на велику кількість виконаних досліджень у напрямку підвищення ефективності ґрунтообробних робочих органів [12, 13, 21, 35, 47, 66, 68, 84, 95, 133, 134, 154], форма і геометрія леза поки що не отримали значного теоретичного і експериментального обґрунтування з точки зору зносу і агротехнічних вимог, що пред'являються до лап. Цим ускладнюється вибір оптимальних значень параметрів при створенні нових робочих органів.

Геометрична форма лапи має суттєвий вплив на знос та тяговий опір культиватора. Все це визначає значну увагу до вивчення роботи лап, пошук нових конструкцій, способів запобігання зношування і методів підтримки їх працездатності. Основні напрямки робіт по удосконаленню лап культиваторів полягають в наступному: виконання лап із змінними частинами (носок або лезо); розробка зубчастих лап; розробка самозаточуючих лап підвищеної міцності, оснащених локальним зміцненням твердосплавними матеріалами тощо [9, 10, 14, 23, 25, 47, 68, 74, 75, 151, 152].

При роботі культиваторних лап спостерігається їх зношування по товщині леза. Найбільша інтенсивність зношування відбувається на поверхні, що розташована безпосередньо після ріжучої крайки леза, що пояснюється характером розподілення тиску ґрунту у цій зоні [58].

Зношування культиваторних лап супроводжується утворенням потиличної фаски [61], що є аналогічною при спрацюванні лемішів плуга [94]. Враховуючи меншу товщину у порівнянні з лемішем, фаска в початковий період спрацювання не має чітко означеного характеру. Збільшення напрацювання лап зумовлює збільшення ширини потиличної фаски з утворенням від'ємного кута, що досягає 20...30° [94].

В [94] встановлено, що зі збільшенням кута загострення інтенсивність зростання товщини ріжучої крайки збільшується, тому лезо з меншим кутом загострювання довше залишається умовно гострим. Автором отримана емпірична залежність товщини леза H від шляху тертя S у вигляді:

$$H = A \frac{B + S}{C + C} \quad (1.10)$$

де A, B, C – функції кута загострення α :

$$\begin{aligned} A &= 0,335 + 0,53 \alpha - 0,015 \alpha^2; \\ B &= 21,823 - 0,508 \alpha; \\ C &= 122,591 + 24,574 \alpha - 0,903 \alpha^2. \end{aligned} \quad (1.11)$$

Отримана залежність [94] дозволяє визначити товщину леза при зношуванні до певної (заданої) величини затуплення при значеннях α від 9° до 30°.

Для визначення поточного значення товщини леза запропонована залежність:

$$B_i = B_0 + \frac{bW_i}{1 + CW_i}, \quad (1.12)$$

де B_i, B_0 – відповідно, початкове і поточне значення товщини леза лапи, мм;

W_i – напрацювання, що відповідає обраному поточному значенню товщини леза, га;

b – початкова інтенсивність спрацювання леза ($b = 0,54$ мм/га);

C – коефіцієнт пропорційності.

Форма лапи також впливає на інтенсивність зношування і вона змінюється в процесі роботи. Традиційно робоча поверхня культиваторної лапи являє собою площини, які нахилені під двома кутами до напрямку руху [56, 114].

Дослідженнями О.С. Гаврильченка [40] встановлено, що виконання лап конічної форми забезпечує, у порівнянні зі стандартними, менше зношування по площині крил. При цьому, автором не досліджено динаміку зношування по довжині леза від напрацювання, що не виявляє вплив форми лапи на її зносостійкість при експлуатації.

Аналіз сучасних конструкцій робочих органів культиваторів та досліджень в напрямку підвищення їх довговічності дозволяє виділити ряд теоретичних і практичних проблем, які на сьогодні є невіршеними і потребують ретельного пошуку інноваційних рішень в цьому напрямку. Насамперед, це стосується пошуку раціональних форм та ефективних методів зміцнення робочих поверхонь, що контактують з ґрунтом.

1.4 Вплив форми леза на відносний рух ґрунту і рослин бур'янів

При виконанні технологічного процесу культиватором рослини бур'янів, що не перерізаються лезом вириваються і переміщуються по його поверхні до моменту сходу з крил лапи.

Відомі дослідження [47, 85, 112] вказують на те, що для лап з однаковим кутом розхилу $2\gamma = 60^\div 65^\circ$ та різною шириною захвату технологічний процес супроводжується накопиченням неперерізаних бур'янів на кінцях крил, що призводить до обволікання леза рослинами та виглибленню культиваторної лапи з ґрунту. Обволікання леза широкозахватних лап і відсутність цього явища в аналогічних умовах роботи лап меншої ширини захвату при однакових значеннях кутів 2γ і β відмічено багатьма авторами [56, 112]. Таке обволікання лап має динамічний характер, коли лезо обволікається бур'янами, що мають низьку відносну швидкість руху.

Швидкість руху рослин бур'янів залежить не тільки від параметрів, а також від кількості рослин, що знаходяться на ширині захвату лапи. Схема утворення динамічного обволікання лапи представлена на рис. 1.13 [112].

При переміщенні лапи в ґрунті на площі $ABCD$, рослини бур'янів вириваються і переміщуються разом з лапою і одночасно ковзають по лезу, накопичуються на ділянці CD . Кількість бур'янів на цій ділянці леза дорівнює:

$$n = iL\Delta h, \quad (1.13)$$

де i – число бур'янів на одиниці площі поля;

L – середня лінія трапеції;

Δh – висота трапеції $ABCD$.

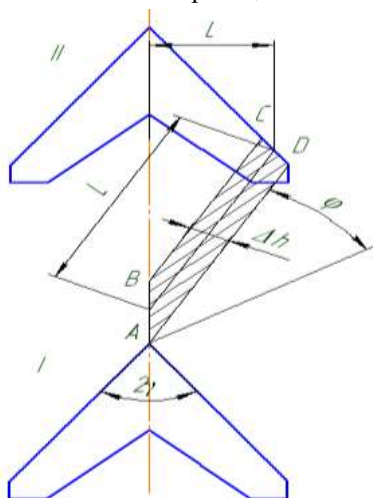


Рис. 1.13 – Схема процесу динамічного обволікання бур'янами леза культиваторної лапи [112]

З рис. 1.13 визначено:

$$L = \frac{l}{\cos(\gamma + \varphi)}. \quad (1.14)$$

Прийнявши, що траєкторією руху бур'яну A є пряма AD , яка створює кут φ з нормаллю до леза лапи і підставляючи L в формулу (1.13) при $\Delta h = 1$ отримано:

$$n = \frac{il}{\cos(\gamma + \varphi)}. \quad (1.15)$$

Отримана залежність вказує на те, що при $i, \gamma, \varphi = \text{const}$ кількість одночасно розташованих бур'янів на лезі пропорційна ширині захвату лапи. Для запобігання обволікання леза лап культиваторів, особливо на вологих клейких ґрунтах, можливо зменшення кута розхилу γ [72].

При цьому відносний рух може бути визначений мінімальним часом переміщення бур'яну по лезу від носка до моменту сходження з крила або на ділянці леза шириною захвату $\Delta \theta$ [85]. Відносна швидкість руху бур'яну по лезу лапи визначена залежністю:

$$V_q = \frac{V_k \cos(\gamma + \varphi_{np})}{\cos \varphi_{np}}, \quad (1.16)$$

де V_k – поступальна швидкість руху культиватора, м/с;

φ_{np} – приведений кут тертя бур'яну по лезу лапи, град;

γ – кут розхилу лапи, град.

Час проходження бур'яну по лезу лапи дорівнює:

$$t = \frac{L}{V_q}. \quad (1.17)$$

де L – довжина леза лапи, м.

Враховуючи, що $L = \beta / \sin \gamma$, де β – ширина захвату крила лапи, м отримано:

$$t = \frac{\beta \cos \varphi_{np}}{V_k \sin \gamma \cos(\gamma + \varphi_{np})}. \quad (1.18)$$

Графічна інтерпретація залежності (1.18), яка представлена на рис. 1.14, вказує на те, що час руху бур'яну по лезу лапи від носка до моменту сходження з крила лапи збільшується, а це призводить до збільшення шляху, пройденого культиватором за цей час. Тобто, це призводить до збільшення кількості рослин бур'янів одночасно ковзаючих по лезу лапи.

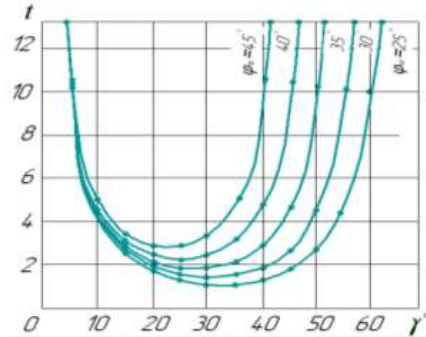


Рис.1.14 – Залежність часу ковзання бур'яну по лезу лапи від кута розхилу γ для різних значень φ_{np} [85]

підсилює динамічний тиск потоку ґрунту пропорційно переміщенню уздовж леза і сприяє очищенню лапи від бур'янів.

На наш погляд, запропонована конструкція робочого органу культиватора при означених перевагах має наступні недоліки:

- значно ускладнюється технологія виготовлення робочих органів;
- якість підрізання рослин бур'янів за ходом леза зменшується внаслідок інтенсивного зменшення кута між дотичними перерізу від носової частини до кінця крил, що фактично визначає кут розхилу лапи.

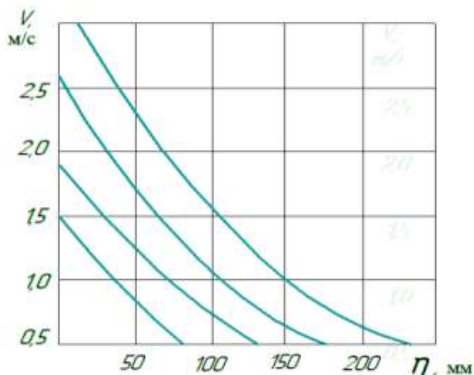


Рис.1.16 – Залежності швидкості руху бур'янів від переміщення по лезу для серійної лапи [40]: 1 – 3,0 м/с; 2 – 2,59 м/с; 3 – 1,82 м/с; 4 – 1,50 м/с

Крім того, для забезпечення заданої ширини захвату лапи загальна довжина леза лапи збільшується. За даними [41] це збільшення для робочого органу культиватора шириною захвату 270 мм, відстань від носка до задньої крайки крил по осі симетрії збільшується з 230 мм до 257 мм, що призводить до збільшення довжини леза, що обумовлює збільшення енергоємності.

1.5 Дослідження енергоємності робочих органів культиваторів

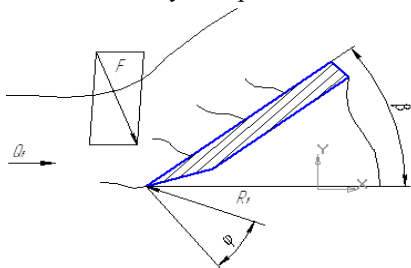
Одним з вагомих факторів, що визначають ефективність культиваторів можна вважати тяговий опір робочих органів. Тяговий опір культиватора складається з зусилля, що необхідне на його пересування і зусилля, що утворюється його робочими органами – робочого опору лап.

Тяговий опір залежить від конструктивного виконання робочого органу, фізико-механічних властивостей ґрунту та швидкості руху агрегату. Збільшення робочих швидкостей культиваторів до 2,2÷3,3 м/с призводить до погіршення якості обробки ґрунту та підвищення тягового опору машин. Це стосується значного відкидання ґрунту, переміщення його вологих та сухих шарів, оголення дна борозни та збільшення тягового опору на 20 – 30 % у порівнянні з робочими швидкостями, що знаходяться в межах 1,6– 1,9 м/с [112]. Вказані негативні явища можна частково усунути зміною геометричної форми робочих органів, що в першу чергу стосується лез культиваторних лап.

Збільшення тягового опору робочих органів ґрунтообробних машин при підвищенні робочої швидкості руху визначається збільшенням динамічного опору ґрунту, пропорційного квадрату швидкості руху агрегату [112].

Для зниження впливу швидкості руху на тяговий опір культиваторів збільшують стріловидність лап, тобто зменшують значення кутів γ і β . Але це призводить до збільшення площі їх робочої поверхні для забезпечення незмінності ширини захвату, а це в свою чергу сприяє збільшенню сил тертя і підвищенню забивання робочої поверхні лап при обробці ґрунтів підвищеної вологості.

Обробіток ґрунтів зниженої вологості призводить до швидкого спрацювання і затуплення леза лап культиваторів. Це пояснюється збільшенням сил тертя, що виникають на робочій поверхні біля леза, де прикладена сила динамічного опору пласта ґрунту. Г.Н. Синеоковим в [112] динамічний тиск шару ґрунту (рис. 1.17) на робочу поверхню клина розглядається як безперервний удар часток ґрунту об його площину. Сила динамічного тиску поверхню клина визначена за формулою:



$$F = 2 \frac{ab\gamma_{iA}}{g} V \frac{2 \sin \beta}{2}, \quad (1.20)$$

де a і b – товщина і ширина шару ґрунту;

γ_{iA} – об'ємна маса ґрунту;

V – швидкість руху;

β – кут різання.

Рис. 1.17 – Визначення динамічного тиску ґрунту на робочу поверхню клина [112]

Тяговий опір культиваторних лап збільшується також при їх спрацюванні. Дослідженнями Н.І. Волошко [39] встановлено, що при збільшенні товщини леза від $0,3\div 0,4$ мм до $1,0\div 1,2$ мм робочий опір полольних лап збільшується на $20\div 25$ %. Автором встановлено також, що при збільшенні кута заточки робочий опір лап збільшується. Найбільш інтенсивне збільшення спостерігається при збільшенні кута заточки до 25° . При цьому, чим більше кут заточки, тим більший вплив має затуплення леза на приріст тягового опору лапи.

Сили опору ґрунту мають значний вплив на стійкість ходу культиваторних лап по глибині. Величина і напрямок реакції ґрунту (рис.1.18) залежать від розмірів лапи, глибини її ходу, а також від виду і стану ґрунту. Для наближених розрахунків приймають, що величина горизонтальної складової пропорційна ширині захвату лапи і питомому опору ґрунту:

$$R_x = gb, \text{ Н.} \quad (1.21)$$

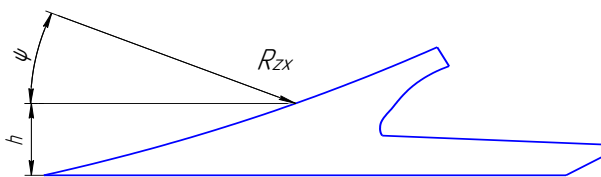


Рис. 1.18 – Реакція ґрунту на культиваторну лапу

В залежності від глибини обробітку і властивостей ґрунту горизонтальна складова і питомий опір змінюються в досить широких межах.

В табл. 1.3 наведено дані для робочої швидкості культиватора до $1,7$ м/с. При підвищенні швидкості руху питомий опір ґрунту збільшується на 10 % на кожний м/с приросту швидкості.

Зміна кута між лезами 2γ в межах $55^\circ < 2\gamma < 80^\circ$ і кута кришіння β в межах $15^\circ < \beta < 32^\circ$ суттєво не впливають на зміну горизонтальної складової R_x . Із збільшенням кута 2γ при $\beta = \text{const}$ і кута β при $2\gamma = \text{const}$ вертикальна складова R_z і спроможність лапи до заглиблення зменшуються.

Таблиця 1.3 – Питомий опір ґрунту при культивуваці

№ п/п	Глибина обробітку a , см	Питомий опір $\frac{R_x}{b} = g$, Н/м
1	6	800÷1000
2	8	900÷1300
3	10	1100÷1700
4	12	1500÷2400

Вертикальна складова R_z може бути визначена, якщо відомий кут φ нахилу реакції ґрунту R_{zx} до горизонту, який змінюється залежно від стану ґрунту, глибини обробітку і кута кришення β (рис.1.19) .

При розрахунках стрілочастих лап з кутом кришення $\beta = 15\div 30^\circ$ кут φ приймають рівним $18\div 24^\circ$ [148].

$$R_{zx} = \sqrt{R_x^2 + R_z^2} ; \quad (1.22)$$

$$\varphi = \arctg \frac{R_z}{R_x} . \quad (1.23)$$

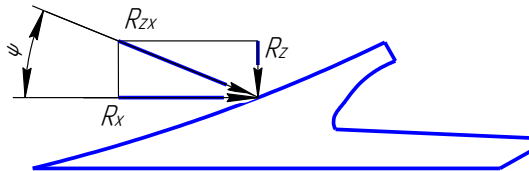


Рис. 1.19 – Схема дії сил на стрілочасту лапу

На величину сил R_x і R_z значний вплив має кут нахилу лапи Q до дна борозни. Дослідженнями І.М. Панова [98] встановлено, що із збільшенням кута нахилу до дна борозни сили R_x і R_z зменшуються (рис. 1.20).

Автором встановлено, що при збільшенні кута Q змінюється не тільки значення сил R_x і R_z , а також точка прикладення їх рівнодіючої R_{xz} і кут φ її нахилу до горизонту [98].

Величина $m = R_z / R_x$ і кут $\varphi = \arctg \frac{R_z}{R_x}$ характеризують заглиблення лапи. При збільшенні величини m збільшується момент, що сприяє заглибленню лапи. Встановлено, що при збільшенні кута Q від 0 до 30° значення величин m і φ зменшуються.

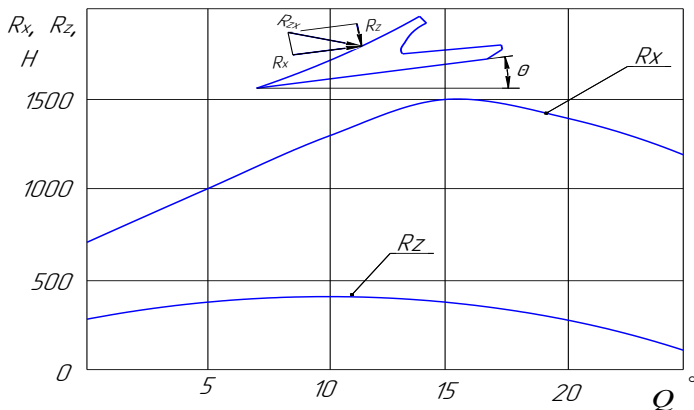


Рис. 1.20 – Зміна сил в залежності від кута нахилу до дна борозни стріччастої лапи з початковим заглибленням [98]

Для визначення горизонтальної складової опору ґрунту R_x в залежності від кута Q запропонована емпірична залежність:

$$R_x = A e^{-(aQ)^2}, \quad (1.24)$$

де A , a – параметри, постійні для визначених лап, вологості та щільності ґрунту;

e – основа натуральних логарифмів.

Аналіз залежності (1.24) показує, що постійна A відповідає опору лапи в робочому положенні при куті $Q = 0^\circ$, тобто дорівнює середньому тяговому опору лапи \bar{P}_{CP} , яка визначається при лінійному динамометруванні робочого органу культиватора.

Дослідження багатьох вчених вказують на доцільність використання робочих органів культиваторів з зубчастою поверхнею леза, що забезпечує зниження тягового опору [13, 67-69].

В роботі З.М. Шаніної виконано дослідження зубчастих робочих органів. Автором встановлено, що використання зубчастих робочих органів дозволяє на 20 % зменшити тяговий опір. Крім того, запропонована конструкція робочого органу дозволяє збільшити ступінь кришіння ґрунту в 1,2 рази і знизити щільність дна борозни на $10\div 12$ %.

При цьому автором недостатньо досліджено другий основний бік призначення культивачі – знищення рослин бур'янів, з точки зору забивання лап рослинними залишками, що є дуже актуальним як для суцільного, так і міжрядного обробітку ґрунту.

Таким чином, відомі літературні джерела вказують на те, що енергоємність процесу культивачі ґрунту суттєво залежить від формування робочої поверхні, що обумовлює необхідність обґрунтування конструктивних параметрів лап для забезпечення мінімізації тягового опору при виконанні технологічного процесу.

1.6 Аналіз стійкості руху культиватора

Одним з негативним факторів при роботі ґрунтообробних машин, в тому числі культиваторів, є порушення заданої глибини обробітку ґрунту внаслідок порушення рівноваги діючих на них сил, що обумовлює порушення стійкості руху агрегату. Порушення стійкості руху робочих органів культиваторів при виконанні технологічного процесу обумовлюється неоднорідністю фізико-механічних властивостей середовища обробітку (ґрунт, рослини бур'янів, механічні домішки та ін.), рельєфом поверхні поля, спрацюванням робочих органів. Усі ці фактори сприяють зниженню якості виконання технологічного процесу культивачі ґрунту і обумовлюють підвищення його енергоємності. Стійкість руху культиваторів суттєво залежить також від конструктивного виконання підвіски робочих органів. Сучасні культиватори вітчизняного і зарубіжного виробництва мають багатошарніру (паралелограмну) або одношарніру (радіальну) систему підвіски робочих органів.

Відомі дослідження щодо стійкості руху сільськогосподарських агрегатів базуються на теорії стійкості руху як математичної науки, творцем якої є О.М. Ляпунов. Значущість цієї теорії підтверджується її використанням в широкому діапазоні наукових і технічних розробках

практичного використання. Подальший розвиток теорія стійкості руху, стосовно сільськогосподарської техніки отримала в роботах багатьох науковців [43, 56, 100]. При цьому у більшості наукових досліджень автори оперують традиційними методами кінестатики, коли сили взаємодії робочих органів з оброблюваним середовищем розглядаються в ідеальних умовах, з виключенням впливу на технологічну нестійкість, змінність властивостей ґрунту, рослин, умов та стану ріжучих лез. Крім того, у більшості наукових праць автори ідентифікують поняття керованості руху агрегату із стійкістю руху, яка за О.М. Ляпуновим визначається за реакцією системи на збурення.

Авторами досліджено стійкість руху робочого органу культиватора у вертикальній площині, що обумовлює дотримання заданої технологічної глибини обробітку ґрунту, для багатошарнірної системи підвіски робочих органів. Встановлено, що така система підвіски забезпечує більшу стійкість руху у порівнянні із радіальною схемою кріплення робочих органів.

З метою оцінки ступеню практичної стійкості руху Л.В. Гячевим запропонована кількісна характеристика, що визначається за часом куту відхилення машини від заданих технологічних умов після початкового збурення:

$$\sigma = \frac{d}{S} = \frac{d}{V_0 \tau}, \quad (1.25)$$

де d – довжина машини; S – шлях збуреного руху; V – швидкість руху;

τ – час повернення агрегату у вихідний стан після збурюючого впливу.

В [100] встановлено параметри, які впливають на стійкість руху стрілочастих культиваторних лап в ґрунті. Припускаючи, що в момент часу всі лапи культиватора (або хоча б дві суміжні) відхилились на однакову величину – глибина обробітку зменшиться за рахунок повороту стійки на величину h_b , а за рахунок повороту лапи та утворенню гребенистого dna борозни на величину h_n (рис. 1.21), тоді Δh визначається:

$$\Delta h = h_b + h_n = 2R_1 \sin^2 \frac{\delta}{2} + \frac{(B-c)}{2 \operatorname{tg} \gamma} \cdot \sin \delta. \quad (1.26)$$

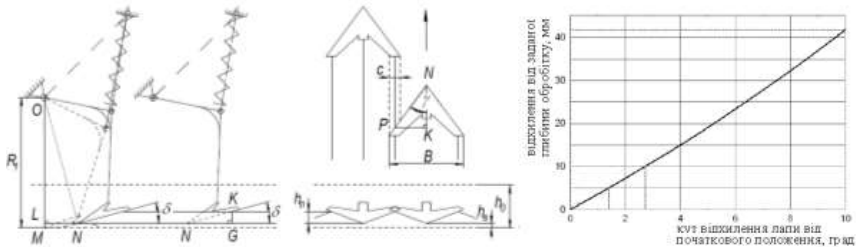


Рис. 1.21 – Схема до визначення нерівномірності глибини обробітку

На стійкість руху культиваторних лап окрім Δh суттєво впливає утворення затилочної фаски, наявність якої призводить до порушення рівномірності руху культиваторної лапи по глибині та нерівномірного розподілу твердості ґрунтового масиву. Встановлено, що при утворенні затилочної фаски глибина обробітку ґрунту зменшилась на 21%, а нерівномірність збільшилась в 3...3,5 рази.

Робота [47] присвячена, в тому числі, питанням статистичної динаміки мобільних сільськогосподарських агрегатів, в якій враховується випадковий характер збурюючого впливу з боку ґрунту. Є виправданим суміщення двох підходів: складати диференціальні рівняння руху методами класичної механіки, з урахуванням при цьому випадкових зовнішніх впливів; досліджувати ці рівняння методами статистичного аналізу.

В роботі [100] наведені рекомендації розв'язку систем диференціальних рівнянь з використанням чисельних методів, методів дослідження механічних систем на стійкість їх функціонування, а також використання теорії стійкості розв'язку систем диференціальних рівнянь, зокрема побудові математичних моделей стійкості функціонування комбінованої ґрунтообробної машини.

Взаємодія сільськогосподарських агрегатів з поверхнею поля, з урахуванням умов роботи на схилі, розглянута Х.А. Хачатряном. Приведені рекомендації для підвищення сталості руху агрегатів при роботі на місцевості зі складним рельєфом. В роботі для оцінки стійкості запропоновано показник, що передбачає врахування збурюючого впливу на систему за шляхом. Автором запропонований коефіцієнт відносного подовження шляху у вигляді:

$$K = \frac{S_{\phi} - S_n}{S_n}, \quad (1.27)$$

де S_n – шлях проходження агрегату при абсолютно прямолінійному русі;

S_{ϕ} – фактичний шлях пройдений агрегатом.

При цьому, запропоновані показники оцінки стійкості руху агрегату представляють значні труднощі практичної реалізації і не зовсім узгоджуються із класичним підходом до стійкості руху механічних систем за О.М. Ляпуновим.

Стійкість руху робочих органів культиватора у вертикальній площині досліджено в [100]. Автором отримана теоретична залежність впливу конструктивних параметрів на ступінь відхилення робочого органу у вертикальній площині від початкового положення за кутовим переміщенням повідка у вигляді:

$$\varphi = \frac{R_x(H + l_n \cos \varphi_0) - R_y l_n \sin \varphi - Gl_c \sin \varphi_0 + GH_c \cos \varphi_0 - Ql_1}{R_x l_n \sin \varphi_0 + R_y(H + l_n \cos \varphi_0 + Gl_c \cos \varphi_0 + GH_c \cos \varphi_0)} \times \left[1 - \cos \sqrt{\frac{R_x l_n \sin \varphi_0 + R_y(H + l_n \cos \varphi_0 + Gl_c \cos \varphi_0 + GH_c \cos \varphi_0)}{I_n}} \cdot t \right] \quad (1.28)$$

де R_x і R_y – сили опору ґрунту; Q – жорсткість стисної пружини;

G – маса секції; l_n – довжина повідка; H – висота стовби; H_c – відстань від рами до центру тяжіння робочого органу; l_c – відстань від точки причепу до центру тяжіння; l_1 – відстань від точки причепу до точки прикладання додаткового навантаження; φ_0 – початковий кут нахилу повідка; I_n – приведений момент інерції мас робочого органу і повідкової системи відносно шарніра і закріплення повідка.

Але отримане рівняння дозволяє лише визначити, який вплив має той або інший конструктивний параметр або діюча на робочий орган культиватора сила на ступінь відхилення робочого органу від вихідного положення і не дає визначення стійкості руху системи.

Виходячи з аналізу відомих наукових робіт, що стосуються впливу стійкості на якісні показники виконання технологічного процесу є доцільним дослідження впливу конструктивних параметрів одношарнірної підвіски робочих органів на стійкість руху культиватора.

1.7 Методи підвищення зносостійкості лап культиваторів

Аналіз методів підвищення довговічності робочих органів ґрунтообробних машин [59, 60] вказує на досить широкий спектр наукових досліджень в цьому напрямку. На сьогодні відомі різноманітні підходи у вирішенні проблеми підвищення довговічності робочих органів ґрунтообробної техніки [3-8, 11, 14, 15, 19, 22-24, 50, 55, 127-130, 155]. До основних методів підвищення довговічності робочих органів культиваторів, в першу чергу, слід віднести такі: пошук та впровадження нових матеріалів для їх виготовлення, застосування різних методів термічної та хіміко-термічної обробки, нанесення твердих сплавів на робочі поверхні, зміна геометрії поверхні лапи, виконання робочих органів зі змінними елементами, застосування локального зміцнення леза та ін.

Вибір матеріалу для виготовлення робочих органів ґрунтообробних машин повинен здійснюватися з врахуванням умов їх роботи. Згідно рекомендацій [117, 128, 131], це стосується, насамперед, напруженого стану, зовнішніх умов тертя, температурних режимів, властивостей абразивного середовища, з яким взаємодіють робочі органи машин.

Деякі автори [8, 128, 142, 145] пропонують застосовувати матеріали з високою твердістю – сталі карбідних класів, сталі зміцнені різними методами, спеціальні чавуни леговані хромом, марганцем, вольфрамом, нікелем, наплавочними композиціями. Інші автори пропонують застосовування сталей, чавунів з аустенітно-карбідною структурою, в яких аустеніт нестабільний і здатний до мартенситного перетворення в процесі тертя. Але відомо, що чим вища твердість матеріалу, тим більша його крихкість, тому використання таких матеріалів обмежується умовами експлуатації деталей і робочих органів машин. Особливо це стосується умов динамічних навантажень, які викликають об'ємне руйнування [145].

Технічними вимогами до робочих органів вітчизняних культиваторів передбачається їх виготовлення зі сталі 65Г, або її замітника – сталі М76 та сталі 45 з термообробкою на твердість 39...44 HRC. Робочі органи зарубіжних виробників виготовляються із більш зносостійких сталей, що забезпечує збільшення ресурсу. Так робочі органи фірми Bellota виготовляють зі сталі 28MnB5, а фірми Case – зі сталі Earth Metal. Стальний лист для виготовлення таких робочих органів прокатується в двох

перпендикулярних напрямках, а робочі органи підлягають складній термо та дробоструменевій обробці. Вартість таких робочих органів є в 2,0...2,3 рази вищою вартості вітчизняних робочих органів, мають на 20...30 % вищу зносостійкість [111]. Враховуючи сезонність експлуатації культиваторів, використання якісних металів та сплавів за показниками високої зносостійкості на сьогодні є економічно недоцільним, тому вирішення проблеми, що розглядається, доцільно проводити в напрямку використання методів зміцнення, в тому числі й локального, робочих поверхонь культиваторних лап.

На сьогодні в сільськогосподарському машинобудуванні до 90% усіх робіт із зміцнення робочих поверхонь припадає на індукційне наплавлення [116]. Застосовувані для індукційного наплавлення сплави повинні мати мінімальну магнітну проникність і температуру плавлення на 150...200 °C нижче температури плавлення основного металу. До таких сплавів відносяться сормайт №1 у виді гранульованого порошку (ПГ-С27), ФБХ-6-2, псевдосплави типу ПС із високими наплавочними властивостями і зносостійкістю [128].

Останнім часом більш широке застосування знаходять технологічні процеси зміцнення, що базуються на використанні концентрованих потоків енергії, що дозволяє отримувати робочі поверхні з високими показниками твердості [8, 55, 113, 115, 138, 139, 140]. При цьому застосування таких методів зміцнення ґрунтообробних робочих органів стримується за економічними критеріями.

Для підвищення зносостійкості робочих органів, в тому числі й культиваторних лап, зазвичай застосовують об'ємну термообробку робочої поверхні. При виборі термообробки сталі необхідно керуватися отриманням найбільшої твердості при достатній в'язкості (виходячи з умов міцності). Необхідно також враховувати найбільш раціональну для абразивного зношування структуру сталі. Як показали дослідження [111], окрім твердості на абразивну стійкість сталі впливає і її структура. Автором встановлено, що найбільшу зносостійкість має сталь з мартенситною структурою. Такі висновки підтвержені також в наукових працях К. Борака [26].

Для підвищення зносостійкості робочих органів культиваторів є доцільним використання не тільки високоміцних сталей, але й проведення

пошуку нових конструктивних рішень з використанням зміцнюючих зносостійких сплавів. Насамперед, це стосується конструктивних параметрів зміцнення: місце і форма матеріалу зміцнення, основи робочих органів, співвідношення коефіцієнтів зносостійкості матеріалу основи і зміцненого шару, товщини основи і зміцнюючого шарів, кут загострення тощо [9, 14, 15, 18, 22, 23, 27, 31].

Усі відомі методи підвищення довговічності ґрунтообробних робочих органів направлені, фактично, на збереження початкової геометричної форми, що є основою якісного виконання функцій призначення при експлуатації сільськогосподарської техніки. Підтвердженням такого підходу стосовно підвищення довговічності робочих органів культиваторів є результати останніх наукових досліджень в цьому напрямку [8, 22, 107].

Для збереження геометрії лапи О.Д.Саїнсом [107] запропоновано наносити диференціальне зміцнювальне композиційне покриття, що здійснюється зміною концентрації керамічного наповнювача в покритті вздовж різальної кромки леза (рис.1.22). За даними автора, це дозволило в процесі експлуатаційних випробувань експериментальних лап підвищити їх довговічність в 1,45 рази при гарантованому напрацюванні до 32 га та знизити тяговий опір після 30 га напрацювання, порівняно з серійними, до 20%. Такі результати, на думку автора, забезпечуються підвищенням рівномірності зношування по довжині різального леза.

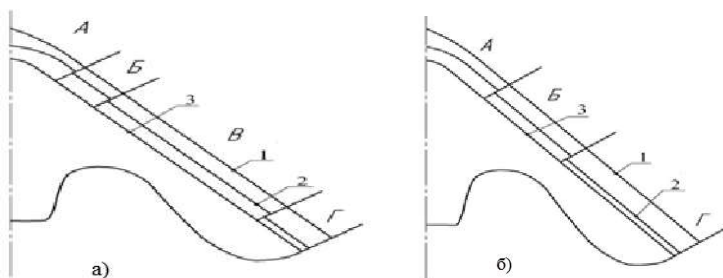


Рис.1.22 – Прогнози зміни форми зміцнених лез культиваторних лап при зношуванні: а - чотири зони наплавлення сумішами А+Б+В+Г; б - три зони наплавлення сумішами А+Б+Г: 1 – контур напавленої лапи; 2 – прогнозована лінія зносу; контур напавленого шару); 3 – контур напавленого шару

Результати досліджень Солових Є.К. та В.В.Ауліна [113] вказують на ефективність застосування лазерних технологій на характер зношування лез ґрунторіжучих деталей та підвищення їх ресурсу. Авторами виявлено, що лазерна термообробка дозволяє в 1,3...1,4 рази знизити інтенсивність зношування носових частин деталей у порівнянні з об'ємною термообробкою.

Ефективним напрямком підвищення довговічності робочих органів ґрунтообробних машин є керування їх зношуванням шляхом локального зміцнення лез по площині або довжині [14, 22, 23, 31, 32, 106].

В [15] досліджено вплив точкового зміцнення на довговічність робочих органів. Сутністю цього способу зміцнення є наплавлення на основний метал зносостійкого матеріалу – порошкового дроту ПП-Нп-80Х20Р3Т ГОСТ 26101-84. Утворені таким чином твердосплавні елементи конусоподібної форми – точки – мають перемінний перетин і твердість, що зменшується у бік основного металу. Співвідношення твердості основного і наплавленого металу становить 1:1,5...1:3,0. Такі точки розташовуються локально, спряжено або суміщено, в залежності від функціонального призначення робочого органу. В процесі експлуатації леза робочих органів з точковим зміцненням ділянки основного металу з меншою зносостійкістю підлягають більш інтенсивному зношуванню і на їх місці утворюються западини. В результаті утворюється пилоподібне лезо. Перевагою такої форми – збільшення ріжучої довжини і площі контакту з ґрунтом, більше число концентраторів руйнування ґрунту (у прямолінійного леза їх тільки 2). Завдяки цьому знижується тиск ґрунту на лезо, тяговий опір зменшується на 20%. За даними випробувань зміцнені таким чином робочі органи мають в 1,5...2,0 рази більшу довговічність (для розпушувальної лапи культиватора КРН-4,2 – в 2,7 рази), у порівнянні із серійними зразками.

В розвиток такого наукового напрямку, О.В.Балабухою [14] досліджено вплив дугового точкового наплавлення лемішів плугів на їх довговічність та формування зубчастого леза при зношуванні в абразивному середовищі. Автором, за результатами експериментальних досліджень, встановлено, що зміцнення лемішів з сталі Л53 дуговим точковим наплавленням порошковим дротом ПП-АН170М з параметрами: $D_{\text{д}}=21...25$ мм, $S=36$ мм підвищує їх довговічність в 4,8 рази. При проведенні

досліджень крок зміцнення S приймали: 23,28,36 і 41 мм. Встановлено, що при кроці $S=23$ і 28 мм створюються малі зазори між точками, що ускладнює формування зубчастого леза. Рельєфність леза збільшується із збільшенням інтервалу між точками.

Бобрицьким В.М [22] досліджено підвищення зносостійкості різальних елементів ґрунтообробних машин лазерними технологіями з реалізацією ефекту самозагострювання. Автором отримано аналітичний вираз інтенсивності зношування по довжині різального елемента робочого органу.

Встановлено, що на формування профілю леза та зносостійкість його локальних областей впливають властивості середовища та матеріалу РЕ, напружено-деформований стан і товщина зміцненого шару. Визначено, що інтенсивність зношування по довжині леза змінюється за експоненціальним законом, а застосування лазерних технологій зміцнення дозволяє керувати інтенсивністю зношування в локальних областях. Виявлено, що лазерна обробка дозволяє в 1,3...1,4 рази знизити знос носка деталей у порівнянні з об'ємним загартуванням.

Оснащення елементами локального зміцнення культиваторних лап у вигляді смуг запропоновано А.М. Пугачом [106]. Запропонована автором математична модель дозволила встановити межі зміни параметрів культиваторної лапи з локальними елементами зміцнення: ширина захвату $b=230, 270, 330$ мм; радіус носка лапи $r = 20 - 40$ мм; кут розхилу крил $2\gamma = 70...73^\circ$; кут кришення $\alpha = 27...30^\circ$; кут нанесення елементів зміцнення на лезо $\epsilon = 20...30$; крок елементів зміцнення по лезу $h= 30...40$ мм; довжина елементів зміцнення $l=40...50$ мм; перекриття $10...15$ мм; ширина $S=3...5$ мм; товщина $S=1...2$ мм.

Автором виконано теоретичне обґрунтування підвищення ріжучої спроможності стрілкової лапи шляхом керованого зносу матеріалу леза з утворенням зубчастої поверхні леза, при цьому не досліджено вплив розробленого конструктивного удосконалення лап на їх довговічність при експлуатації та зміну енергоємності розробленого робочого органу.

Підвищення зносостійкості та забезпечення ефекту самозагострювання робочих органів культиваторів застосуванням локального зміцнення леза лапи досліджувалося в [32]. Авторами застосовано електродугове точкове наплавлення покриття електродом Т-590 з додатковим присадковим

матеріалом на лезо лапи (рис.1.23) при встановлених раціональних режимах зміцнення напруга 38 - 42 В, струм 190...220 А, час наплавлення 3...4 с. При цьому отримано точки діаметром 20 +/- 2 мм товщиною наплавки 2,0...2,5 мм, а твердість робочих поверхонь в межах від 58 HRC до 62 HRC.

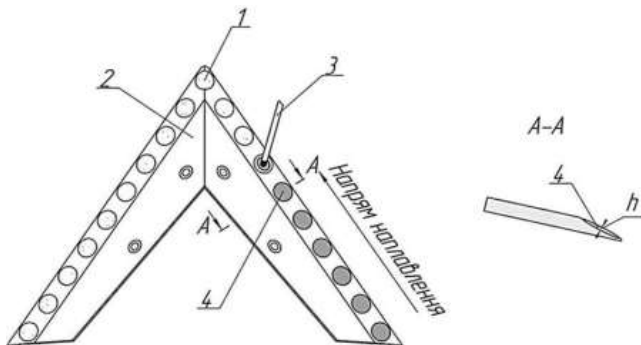


Рис.1.23 – Схема електродугового точкового нанесення покриття електродом Т-590 з додатковим присадковим матеріалом на леза культиваторної лапи: 1 – додатковий присадковий матеріал; 2 – культиваторна лапа; 3 – електрод Т-590; 4 – сформована зносостійка точка

За результатами виробничих випробувань при напрацюванні 55 га лінійне зношування описується степеневу залежністю:

$$y=0,0517 x^{1,1431} , \quad (1.29)$$

де y – лінійний знос леза лапи, мм; x – напрацювання лапи , га.

Ресурс лап культиваторів, зміцнених за розробленою технологією, в 2,1...2,3 рази є більшим у порівнянні з серійними лапами вітчизняного виробництва. На жаль, авторами не обґрунтовано такий важливий параметр локального зміцнення , як діаметр точок зміцнення та відсутні дані по кроку їх розташування по довжині леза. Це ускладнює прогноз формування поверхні леза при зношуванні робочого органу культиватора.

Виконаний аналіз методів підвищення довговічності ґрунтообробних робочих органів вказує на актуальність експериментально-теоретичних досліджень в напрямку обґрунтування параметрів зміцнення та форми леза лап культиваторів для уповільнення швидкості зношування та тягового опору при виконанні процесу.

1.8 Взаємодія лапи з ґрунтом, вплив на триботехнічні характеристики робочих поверхонь та тяговий опір

Характер процесів, що відбуваються в трибосистемі «робочий орган-ґрунт» суттєво залежить, з одного боку, від зміни стану та властивостей ґрунтового середовища, а з іншого – від характеристик робочого органу (форми, геометричних параметрів леза, шорсткості робочих поверхонь тощо).

Взаємодії робочих органів з ґрунтом присвячена значна кількість наукових робіт [8, 9, 12, 16, 21, 35, 47, 62, 69, 99, 100, 149, 150]. Усі вони направлені на створення робочих органів, що забезпечують для зміни стану ґрунту та фізико-механічних властивостей і зменшення енергетичних витрат (тягового опору).

Слід зазначити, що затрати енергії на обробіток ґрунту визначаються, головним чином, видом руйнівних деформацій, який, в свою чергу, залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту, геометричних і технологічних параметрів, кінематики робочих органів, їх розміщення, характеру зміцнення та ін. [35, , 47, 84].

Враховуючи той факт, що ґрунтообробні робочі органи є модифікаціями дво- або тригранного клинів [43, 47, 91, 92], ґрунт може піддаватися різним деформаціям: розтягу, стисненню, зсуву, вигину і крученню. При цьому, в ґрунті виникає складний напружено-деформований стан.

Відомо [89, 99, 134], що руйнування ґрунту робочим органом доцільно виконувати за рахунок деформацій розтягу, зрушення та згину, що покладено в основу розробки критерію оптимізації цього процесу. Більшість ґрунтообробних робочих органів працюють, в основному, при реалізації деформації стиснення, яка є більш енергоємною (у 10...20 разів) у порівнянні з деформацією розтягування. Зміна співвідношення між цими видами деформації ґрунту є можливою за рахунок зміни форми та параметрів ґрунтообробних робочих органів.

При розрахунках опору руйнування ґрунтового середовища використовується теорія міцності Кулона-Мора, яка ґрунтується на моделі суцільного середовища з ізотропними характеристиками. Це деяка ідеалізована модель, яка широко використовується в механіці ґрунтів і значно спрощує математичний опис законів деформації ґрунту. При цьому,

розглядаючи напруги і деформації нескінченно малих об'ємів, вона дозволяє переходити від них до напружено-деформованого стану (НДС) усього шару ґрунту.

Дослідженнями багатьох вчених встановлено, що форма, параметри та режими роботи ґрунтообробних робочих органів, в тому числі й культиваторів, визначають якісні показники і енергоємність процесу.

Обґрунтуванню форми і параметрів ґрунтообробних робочих органів на сьогодні присвячені роботи Л.Ф. Бабицького [12], Я.С. Гукова [47], В.І.Корабельського [83], А.С. Кушнарьова [67-69], В.І. Ветохіна [35], І.А.Шевченка [133, 134], П.В. Сисоліна [114], А.І. Бойка [23,24], В.В. Ауліна [8], В.Ф. Пашенка [100], О.В. Козаченка [75, 76] та ін.

На думку А.С. Кушнарьова [68], від геометрії робочого органу залежить розподіл тиску на границі «робочий орган-ґрунт» і, як наслідок, полів напружень і деформації. Розподілення тиску ґрунтового середовища на елементи робочої поверхні зумовлюють характер їх зношування, що виявляється у зміні початкових розмірних характеристик робочих органів ґрунтообробних машин і знарядь.

В отриманій І.А. Шевченком формулі для визначення кривини профілю поверхні опуклої частини ступінчастого леміша плоскоріза величина радіуса профілю пов'язана з співвідношенням міцності ґрунту на розтяг і стиск [133]. Автором [134] теоретично доведено можливість приведення ґрунту в оптимальний за щільністю стан шляхом створення в ньому робочим органом ґрунтообробного знаряддя мінімальних нормальних напруг, що зумовлює зміну силової взаємодії і, як наслідок, процесу зношування робочих органів машин.

В роботах В.І. Корабельського [83] проектування знаряддя та його форми запропоновано здійснювати, виходячи із особливим чином формалізованих агротехнічних вимог. В результаті реалізації такого підходу є можливим створення робочих органів принципово нових форм.

Реальне ґрунтове середовище являє собою дисперсну систему із нескінченного числа твердих ґрунтових часток і ґрунтових агрегатів, пов'язаних між собою міжагрегатними зв'язками різної природи: хімічної, електричної, фізичної та ін. при взаємодії робочих органів з ґрунтом необхідно враховувати деформацію не тільки основи з твердих частинок, але й водоповітряні фази які заповнюють пори й капіляри. У природних

грунтах частинки твердої фази утворюють мікро- і макроагрегати, які взаємодіють один з одним по площинках контактів. Механічна міцність скелета ґрунту визначається кількістю площинок контакту між агрегатами. Навантаження реальних ґрунтів з неоднорідними властивостями в різних точках контактів приводить до локальних руйнувань в тих місцях, де напруження рівне міцності міжагрегатних зв'язків. Реальний ґрунт має безліч мікротріщин, порожнин та інших несучільностей, навколо яких, як навколо концентраторів, підвищується напруження і руйнуються міжагрегатні зв'язки. Використання цих концентраторів напружень є одним із методів зниження витрат енергії на руйнування пласта ґрунту та зменшення зношування поверхонь тертя робочих органів.

При цьому відомо [109], що взаємодія ґрунтообробного робочого органу з ґрунтовим середовищем призводить до порушення початкової структури, спостерігається зміна його стану та фізико-механічних властивостей. Зокрема, зміна щільності ґрунту впливає не тільки на зміну показників агротехнічних вимог, але й на характер зношування.

Аналіз відомих робіт в напрямку взаємодії з ґрунтовим середовищем, зменшенні триботехнічних та енергетичних характеристик [8, 21, 25, 35, 47, 76, 84, 90, 91, 100, 134] вказує на перспективні підходи, які дозволяють знизити зношування робочих поверхонь ґрунтообробних робочих органів, енергетичні витрати (тяговий опір), а також підвищити якісні показники обробітку ґрунту: використання деформацій розтягу ґрунту; комбінація напружень різних знаків в оброблюваній області ґрунту; локалізація напружень на поверхні леза ; вибір раціональних параметрів локального зміцнення; реалізація умов самозагострювання та ін.

Дослідженнями В.І. Ветохіна [35], В.І. Корабельського [83] та інших дослідників встановлено, що менша енергоємність процесу обробітку ґрунту спостерігається при використанні робочих органів із змінною кривизною робочої поверхні, причому нижня частина повинна бути увігнутою, а верхня - опуклою. При русі по поверхні такого робочого органу ґрунт зазнає змінну деформацію спочатку на стиск, а потім на розтяг. Такий ефект може бути досягнутий при зміні профілю леза робочого органу [40, 74, 100].

Узагальнення відомих експериментальних даних [62] вказує на те, що з параметрів клину, що є основою ґрунтообробних робочих органів, найбільший вплив на енергоємність і ступінь кришення ґрунту

зумовлюється значенням кута постановки робочої поверхні до дна борозни α , зменшення якого дозволяє в певному інтервалі значень зменшити енерговитрати на виконання процесу. Багаточисельні спроби вітчизняних і зарубіжних вчених і практиків зменшити енерговитрати при високій якості обробітку ґрунту за рахунок оптимізації параметрів плоского клину давали ефект в кращому випадку в межах 5...20% [43, 105].

Розглянуті методи ефективного обробітку ґрунту і зниження енерговитрат на виконання процесу свідчать про те, що в переважній більшості вони пов'язані з використанням закономірностей зміни напружено-деформованого стану ґрунту при взаємодії з ґрунтообробними робочими органами та зумовлюють зміну триботехнічних характеристик, що потребує проведення подальших теоретичних та експериментальних досліджень.

Подальші наукові дослідження доцільно спрямувати на пошук оптимальної поверхні культиваторних лап, що забезпечує мінімізацію швидкості зношування та тягового опору при взаємодії з абразивним середовищем ґрунту, вибір оптимальних параметрів локального зміцнення леза, що забезпечує утворення зубчастої поверхні леза при експлуатації та зумовлює зміну силової взаємодії в трибосистемі «лапа культиватора - ґрунт». Такий науковий напрямок дозволить корегувати довговічність та енергоємність робочих органів культиваторів.

Проведений аналіз стану проблеми дозволяє зробити наступне.

Аналіз використання робочих органів культиваторів показав, що найбільшого поширення набули лапи з прямолінійною формою леза через їх простоту та технологічність виготовлення. Серійні лапи мають низькі показники зносостійкості та довговічність, що зумовлено їх конструктивними характеристиками та особливістю експлуатації в абразивному ґрунтовому середовищі.

На сьогодні недостатньо вивченими є питання впливу форми і параметрів локального зміцнення лап культиваторів та їх вплив на якість виконання процесу, довговічність та зміну тягового опору при зношуванні.

2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ ТА ЗНОШУВАННЯ ЛЕЗА ЛАПИ КУЛЬТИВАТОРА З ҐРУНТОМ

2.1. Постановка задачі теоретичних досліджень

Аналізом досліджень окреслено перелік задач, які є на сьогодні актуальними для підвищення ефективності робочих органів культиваторів, що є можливим за умови створення математичних моделей взаємодії лап культиваторів з абразивним ґрунтовим середовищем.

У теоретичному плані розглянемо питання взаємодії робочого органу з ґрунтом для обґрунтування його геометричних параметрів за енергетичними показниками та уповільнення швидкості зношування поверхонь тертя застосуванням локального зміцнення. Згідно досліджень [134] теоретично доведено можливість приведення ґрунту в оптимальний за щільністю стан шляхом створення в ньому робочим органом ґрунтообробного знаряддя мінімальних нормальних напружень і рівномірних деформацій у всіх напрямках. За дослідженнями [8] мінімізація нормальних напружень дозволить зменшити швидкість зношування ґрунтообробного робочого органу. Руйнування шару ґрунту робочим органом доцільно виконувати за рахунок деформацій розтягу, зрушення та згину, що покладено в основу розробки критерію оптимізації цього процесу.

Теоретичні дослідження процесу взаємодії робочої поверхні лапи культиватора ґрунтообробного знаряддя з ґрунтом проводилися з використанням основних положень теорії тертя та зношування в гетерофазному середовищі [126], фізики твердого та деформованого тіла [51], фізики та реології ґрунтів. Динаміка зміни геометрії робочої поверхні лапи культиватора розглянута з точки зору фізики пластично-пружних деформацій твердого тіла.

Зміну триботехнічних характеристик робочої поверхні лапи культиватора ґрунтообробного знаряддя розглянута з позицій взаємодії елементів в трибосистемі «лапа культиватора – ґрунт» (рис. 2.1).

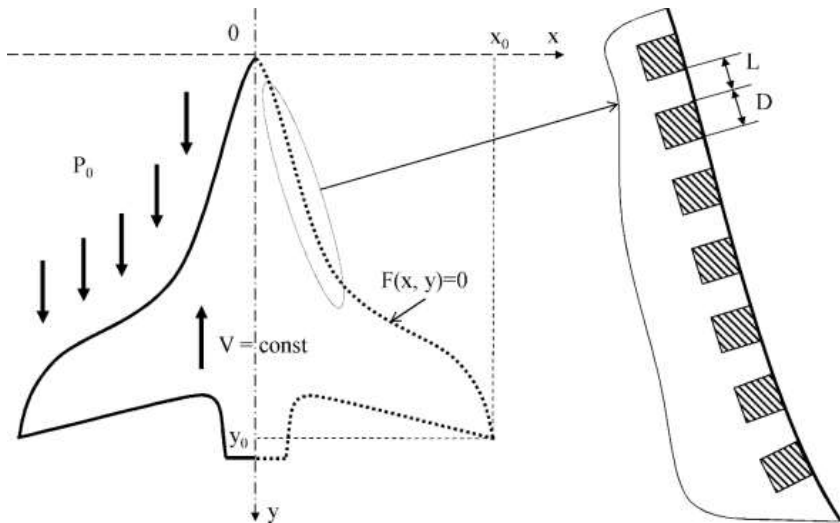


Рис. 2.1 – Схема поверхні локально зміцненого леза лапи культиватора

Для розробки математичної моделі процесу деблокованого деформування масиву оброблюваного ґрунту під дією поверхні лапи культиватора приймаємо наступні припущення та спрощення:

1. Ґрунт представляється суцільним, однорідним, однофазним, ізотропним середовищем [54].

2. В якості теорії міцності ґрунтів використовується теорію Кулона-Мора [108].

3. Взаємодія лапи культиватора з ґрунтом розглядаємо, як плоску задачу теорії пружності в прямокутних координатах.

4. Розглядаємо взаємодію робочих органів із ґрунтом з урахуванням швидкостей поширення напружень і деформацій у ґрунті.

5. Коефіцієнт зчеплення та кут внутрішнього тертя ґрунту залежать від його вологості і щільності [8, 54]:

$$\begin{aligned}
 \kappa &= -2,25 \cdot 10^{-4} W_0^3 + 1,37 \cdot 10^{-2} W_0^2 - 1,99 \cdot 10^{-2} W_0, \\
 \rho &= -4,13 \cdot 10^{-4} W_0^2 + 1,66 \cdot 10^{-2} W_0 + 4,51 \cdot 10^{-1}, \\
 \zeta &= -2,9397 W_0^2 + 89,43 W_0 + 797,
 \end{aligned}
 \tag{2.1}$$

де

κ – коефіцієнт зчеплення ґрунту, Па;

$W_0 = 18 \dots 24$ % – вологість шару ґрунту.

ρ – кут внутрішнього тертя ґрунту, рад;

ζ – щільність ґрунту, кг/м^3 ;

6. Неоднорідна структура композитного матеріалу леза лапи культиватора є періодичною.

7. Швидкість лінійного зносу ділянок леза лапи культиватора є пропорційним тиску (напруженню), що діє на неї з боку ґрунту.

8. Реологічна модель базового матеріалу і ділянок локального зміцнення леза лапи культиватора може бути описана у вигляді «тіла Максвелла-Томсона» [87].

В результаті теоретичних досліджень необхідно встановити:

– геометричну форму поверхні лапи культиватора ($F(x,y)=0$) в залежності від фізико-механічних властивостей ґрунту (коефіцієнт зчеплення κ , кут внутрішнього тертя ρ , які залежать від вологості та щільності ґрунту ζ) і швидкості переміщення V .

– динаміку зміни геометричної форми поверхні леза лапи культиватора при зношуванні в залежності від параметрів періодичності ділянок локального зміцнення і швидкості переміщення V .

2.2 Дослідження геометричної форми поверхні лапи культиватора в процесі зношування при взаємодії з ґрунтом

При взаємодії поверхні лапи культиватора з ґрунтом змінюється її напружено-деформаційний стан, що спричиняє руйнування поверхневих шарів в результаті повторних пластичних деформацій. Формування поверхонь тертя лапи культиватора в процесі припрацювання і експлуатації можна розглядати в загальному випадку як макрорельєф.

Закон зношування для конкретної пари тертя визначається на основі теоретичних і експериментальних досліджень процесу зношування. М.М. Хрушов і М.А. Бабічев [125] запропонували теорію абразивного зношування, згідно з якою стирання матеріалу проводиться великою кількістю мікронерівностей у вигляді жорстких пірамід різної висоти, при цьому локальне руйнування матеріалу пропорційно другого ступеня

впровадження кожної мікронерівності. Таке представлення приводить до наступного твердження, що швидкість лінійного зношування $\frac{\partial u}{\partial t}$ і $\frac{\partial v}{\partial t}$ пов'язана з напруженнями σ співвідношенням [166]:

$$\frac{\partial I_u}{\partial t} = c \frac{\sigma_x}{H}, \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial I_v}{\partial t} = c \frac{\sigma_y}{H}, \quad (2.3)$$

де I_u, I_v – переміщення границі леза лапи культиватора при зношуванні (абсолютний лінійний знос) вздовж осей Ox і Oy відповідно, м;
 c – параметр, що визначаються експериментально, м/с;
 σ_x, σ_y – нормальні напруження вздовж осей Ox і Oy , відповідно, Па;
 H – твердість матеріалу (для сталі 65Γ $H = 241000000$ Па), Па.

Залежності типу (2.2)-(2.3) наводяться і в роботах інших авторів. Так, відповідно до теорії Хольма [143], знос утворюється в результаті відділення деякої кількості атомів з поверхні тертя, причому ця кількість пропорційна шляху тертя і площі контакту. В результаті для швидкості об'ємного зносу виходить формула, в якій коефіцієнт c є ймовірність відділення атома при його зіткненні з іншим атомом ($c \approx 2,8 \cdot 10^{-5}$ м/с).

Згідно поставленої задачі, а саме мінімізація швидкості зношування поверхні лапи культиватора, і представлених залежностей (2.2)-(2.3) отримуємо твердження про мінімальність напруженості:

$$\frac{\partial I_u}{\partial t} \rightarrow \min \Rightarrow \sigma_x \rightarrow \min, \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial I_v}{\partial t} \rightarrow \min \Rightarrow \sigma_y \rightarrow \min.$$

Рівняння рівноваги елементарного об'єму суцільного вагомого середовища (грунту) для розглянутого нами випадку плоскої задачі в прямокутній системі координат (x, y) (рис. 2.2) мають вигляд [120]:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} = \Omega, \\ \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} = 0, \end{cases} \quad (2.5)$$

де τ_{xy} – дотичне напруження опору ґрунту, Па;

Ω – об’ємна сила інерції ґрунту відносно лапи культиватора, Н/м³;

$$\Omega = \zeta \cdot g \cdot \operatorname{tgr} ; \quad (2.6)$$

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

ρ – кут внутрішнього тертя ґрунту, рад.

Тут напрямок осі Ox збігається з напрямком дії об’ємних сил інерції ґрунту відносно лапи культиватора, а вісь Oy направлена по горизонталі вправо.

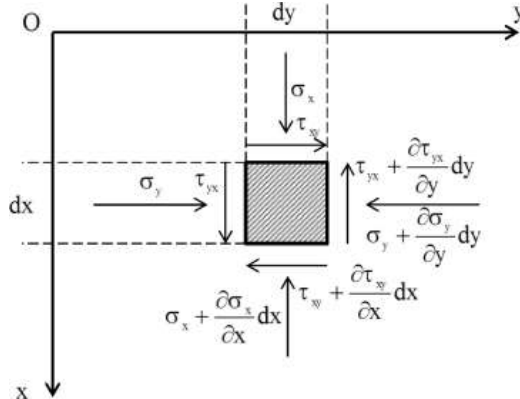


Рис. 2.2 – Розрахункова схема рівняння рівноваги елементарного об’єму ґрунту

Як відомо [120], рівняння (2.5) задовольняються тотожно, якщо ϕ функція напружень $\phi(x, y)$, пов’язана з компонентами напружень в такий спосіб:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \Omega x, \\ \sigma_y &= \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \xi_0 \Omega x, \\ \tau_{xy} &= -\frac{\partial^2 \phi}{\partial x \partial y}, \end{aligned} \quad (2.7)$$

де $\xi_0 = 0,3 \dots 0,8$ МПа [37]. – коефіцієнт бокового тиску ґрунту.

Функція напружень ϕ повинна задовольняти рівнянню граничної рівноваги, що зв’язує між собою компоненти напружень розглянутого

середовища, детальний висновок якого є в фундаментальній праці В.В. Соколовського [108], а також і в інших роботах [42, 88, 124]. Це рівняння відповідає окремим випадкам умови міцності Мора, що використовується, зазвичай, стосовно сипучим і крихким матеріалам, – випадкам, коли огинаюча граничних кіл прямолінійна. Як характеристика міцності сипучого середовища приймаються параметри ρ і κ , іменовані, відповідно, кутом внутрішнього тертя і зчеплення. Ці параметри при прямолінійній огинаючій граничних кіл Мора не залежить від напруженого стану.

Таким чином, з умови міцності Мора випливає те, що величина середньої головної напруги не впливає на міцність ґрунту. Умова може бути записано за допомогою діаграми Мора, представленої на рис. 2.3, в такий спосіб:

$$\frac{\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}}{\sigma_x + \sigma_y + 2\kappa \operatorname{ctg} \rho} = \sin \rho, \quad (2.8)$$

де κ – коефіцієнт зчеплення ґрунту, Па.

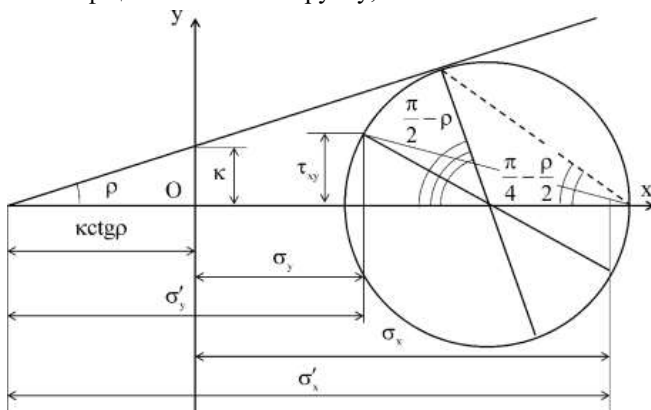


Рис. 2.3 – Діаграма Мора для напруженого стану ґрунту при розтягу і стиску

Підставляючи в тотожність (2.8) рівняння (2.7), отримуємо одне нелінійне диференціальне рівняння другого порядку щодо функції напружень ϕ . Таким чином, завдання зводиться до відшукування функції ϕ , що задовольняє рівнянню (2.8), а також граничним умовам даної задачі.

Для вирішення рівнянь в системі декартових координат попередньо перетворимо (2.7) з урахуванням:

$$\begin{aligned}\bar{\sigma}_x &= \kappa \bar{\sigma}_x, & \bar{\sigma}_y &= \kappa \bar{\sigma}_y, & \bar{\tau}_{xy} &= \kappa \bar{\tau}_{xy}, \\ x &= \frac{\kappa}{\gamma} \bar{x}, & y &= \frac{\kappa}{\gamma} \bar{y},\end{aligned}\tag{2.9}$$

де $\bar{\sigma}_x, \bar{\sigma}_y, \bar{\tau}_{xy}, \bar{x}, \bar{y}$ – безрозмірні величини,

до наступного вигляду, поклавши:

$$\varphi = \frac{\kappa^3 \bar{\varphi}}{\Omega^2}.\tag{2.10}$$

Тоді:

$$\begin{aligned}\bar{\sigma}_x &= \frac{\partial^2 \bar{\varphi}}{\partial \bar{y}^2} + \bar{x}, \\ \bar{\sigma}_y &= \frac{\partial^2 \bar{\varphi}}{\partial \bar{x}^2} + \xi_0 \bar{x}, \\ \bar{\tau}_{xy} &= -\frac{\partial^2 \bar{\varphi}}{\partial \bar{x} \partial \bar{y}}.\end{aligned}\tag{2.11}$$

Згідно математичній процедурі лінеаризація рівняння Кулона-Мора (2.8) представимо у вигляді:

$$\sqrt{(\bar{\sigma}_x - \bar{\sigma}_y)^2 + 4\bar{\tau}_{xy}^2} = (\bar{\sigma}_x + \bar{\sigma}_y + 2\text{ctg}\rho)\sin\rho.\tag{2.12}$$

Позначимо:

$$\frac{2\bar{\tau}_{xy}}{\bar{\sigma}_x - \bar{\sigma}_y} = \psi,\tag{2.13}$$

тоді отримуємо тотожність (2.12) у вигляді:

$$\chi_1(\bar{\sigma}_x - \bar{\sigma}_y)\sqrt{1 + \psi^2} = (\bar{\sigma}_x + \bar{\sigma}_y + 2\text{ctg}\rho)\sin\rho,\tag{2.14}$$

$$\text{де } \chi_1 = \text{sign}(\bar{\sigma}_x - \bar{\sigma}_y) = \begin{cases} 1, & \bar{\sigma}_x - \bar{\sigma}_y > 0, \\ 0, & \bar{\sigma}_x - \bar{\sigma}_y = 0, \\ -1, & \bar{\sigma}_x - \bar{\sigma}_y < 0 \end{cases} \text{ – кусочно-постійна функція.}$$

Далі скористаємося лінійною апроксимацією:

$$\sqrt{1 + \psi^2} \approx \alpha + \beta\psi,\tag{2.15}$$

де α, β – чисельні коефіцієнти апроксимації $\alpha = 0,3978, \beta = 0,9604$ [108].

В результаті отримуємо рівняння (2.14) у вигляді:

$$\overline{\sigma_x}(\chi_1\alpha - \sin \rho) - \overline{\sigma_y}(\chi_1\alpha + \sin \rho) + 2\chi_1\beta\overline{\tau_{xy}} = 2\cos\rho. \quad (2.16)$$

Підставляючи (2.11) в (2.16) маємо:

$$b_1 \left[\frac{\partial^2 \overline{\varphi}}{\partial y^2} + \overline{x} \right] - b_2 \left[\frac{\partial^2 \overline{\varphi}}{\partial x^2} + \xi_0 \overline{x} \right] - \frac{\partial^2 \overline{\varphi}}{\partial x \partial y} = \frac{\cos \rho}{\chi_1 \beta}, \quad (2.17)$$

де
$$b_1 = \frac{\chi_1\alpha - \sin \rho}{2\chi_1\beta}, \quad b_2 = \frac{\chi_1\alpha + \sin \rho}{2\chi_1\beta}.$$

Перетворюючи далі (2.17), отримуємо:

$$b_1 \frac{\partial^2 \overline{\varphi}}{\partial y^2} - b_2 \frac{\partial^2 \overline{\varphi}}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 \overline{\varphi}}{\partial x \partial y} = (b_2 \xi_0 - b_1) \overline{x}. \quad (2.18)$$

Будемо шукати часткове рішення рівняння (2.18) у формі:

$$\begin{aligned} \overline{\varphi} = XY + \frac{a_{20}}{2} \overline{x}^2 + a_{11} \overline{x} \overline{y} + \frac{a_{02}}{2} \overline{y}^2 + \frac{a_{30}}{6} \overline{x}^3 + \\ + \frac{a_{21}}{2} \overline{x}^2 \overline{y} + \frac{a_{12}}{2} \overline{x} \overline{y}^2 + \frac{a_{03}}{6} \overline{y}^3, \end{aligned} \quad (2.19)$$

де $X = X(x); Y = Y(y);$

a_{ik} – коефіцієнти.

Підставляючи (2.19) в (2.18), можна отримати наступні рівняння, з яких визначаються функції X, Y , а також необхідна для виконання умови граничної рівноваги зв'язок між коефіцієнтами a_{ik} :

$$b_1 XY'' - b_2 X'' Y - X' Y' = 0; \quad (2.20)$$

$$\begin{cases} b_1 a_{02} - b_2 a_{20} - a_{11} = 0; \\ b_1 a_{12} - b_2 a_{30} - a_{21} = b_2 \xi_0 - b_1; \\ b_1 a_{03} - b_2 a_{21} - a_{12} = 0. \end{cases} \quad (2.21)$$

Виражаючи коефіцієнти з системи (2.21) отримуємо:

$$\begin{cases} a_{11} = b_1 a_{02} - b_2 a_{20}; \\ a_{21} = b_1 a_{12} - b_2 a_{30} + b_1 - b_2 \xi_0; \\ a_{12} = (1 + b_1 b_2)^{-1} (b_1 a_{03} - b_2^2 a_{30} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0). \end{cases} \quad (2.22)$$

Таким чином, з (2.22) витікає, що в (2.19) незалежними з 7 коефіцієнтів є лише 4, а саме a_{02}, a_{20}, a_{03} і a_{30} . Решта коефіцієнти виражаються через них. Розділимо далі всі члени рівняння (2.20) на XY :

$$b_1 \left(\frac{Y''}{Y} \right) - b_2 \left(\frac{X''}{X} \right) - \left(\frac{X'}{X} \right) \left(\frac{Y'}{Y} \right) = 0. \quad (2.23)$$

Диференціюємо рівняння (2.23) по \bar{x} , звідки маємо:

$$\frac{Y'}{Y} = -b_2 \frac{\left(\frac{X''}{X} \right)'}{\left(\frac{X'}{X} \right)'}. \quad (2.24)$$

Ліва частина в (2.24) є тільки функцією y , права функцією тільки x , отже, рівність (2.24) може мати місце лише тоді, коли ліва і права частини рівні в свою чергу однієї і тієї ж постійної величині λ .

Таким чином, ми маємо два диференціальних рівняння:

$$\begin{aligned} Y' &= \lambda_1 Y, \\ -b_2 \left(\frac{X''}{X} \right)' &= \lambda_1 \left(\frac{X'}{X} \right)'. \end{aligned} \quad (2.25)$$

Вирішуючи (2.25), легко отримати:

$$Y = C_1 e^{\lambda_1 \bar{y}}, \quad (2.26)$$

де C_1 – константа інтегрування.

Підставивши (2.26) в (2.20), отримаємо після скорочення всіх членів на $C_1 e^{\lambda_1 \bar{y}}$ рівняння:

$$b_1 \lambda_1^2 X - b_2 X'' - \lambda_1 X' = 0, \quad (2.27)$$

рішення якого є:

$$X = C_2 e^{\lambda_2 \bar{x}}, \quad (2.28)$$

де C_2 – константа інтегрування;

$$\lambda_2 = \lambda_1 \frac{-1 \pm \sqrt{1 - 4b_1 b_2}}{2b_2}.$$

Оскільки вихідне рівняння лінійне, то сума окремих рішень буде також рішенням, в силу чого остаточно отримаємо:

$$\begin{aligned}
\bar{\varphi} = & C e^{\lambda_1 \bar{y} + \lambda_2 \bar{x}} + \frac{a_{20}}{2} \bar{x}^{-2} + \left(b_1 a_{02} - b_2 a_{20} - \frac{\cos \rho}{\chi_1 \beta} \right) \bar{x} \bar{y} + \frac{a_{02}}{2} \bar{y}^{-2} + \frac{a_{30}}{6} \bar{x}^{-3} + \\
& + \frac{1}{2} \left[\frac{b_1 (b_1 a_{03} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0) - a_{30} (1 + 2b_1 b_2) b_2}{1 + 2b_1 b_2} + b_1 - b_2 \xi_0 \right] \bar{x}^{-2} \bar{y} + \\
& + \frac{b_1 a_{03} - b_2^2 a_{30} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0}{2(1 + b_1 b_2)} \bar{x} \bar{y}^{-2} + \frac{a_{03}}{6} \bar{y}^{-3}.
\end{aligned} \tag{2.29}$$

де $C = C_1 C_2$

Підставляючи (2.29) в (2.11) отримуємо

$$\begin{aligned}
\bar{\sigma}_x = & \lambda_1^2 C e^{\lambda_1 \bar{y} + \lambda_2 \bar{x}} + a_{02} + \left(\frac{b_1 a_{03} - b_2^2 a_{30} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0}{1 + b_1 b_2} + 1 \right) \bar{x} + a_{03} \bar{y}, \\
\bar{\sigma}_y = & C \lambda_2^2 e^{\lambda_1 \bar{y} + \lambda_2 \bar{x}} + a_{20} + (a_{30} + \xi_0) \bar{x} + \\
& + \left[\frac{b_1 (b_1 a_{03} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0) - a_{30} (1 + 2b_1 b_2) b_2}{1 + 2b_1 b_2} + b_1 - b_2 \xi_0 \right] \bar{y}, \\
\bar{\tau}_{xy} = & -\lambda_1 \lambda_2 C e^{\lambda_1 \bar{y} + \lambda_2 \bar{x}} - b_1 a_{02} + b_2 a_{20} + \frac{\cos \rho}{\chi_1 \beta} - \\
& - \left[\frac{b_1 (b_1 a_{03} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0) - a_{30} (1 + 2b_1 b_2) b_2}{1 + 2b_1 b_2} + b_1 - b_2 \xi_0 \right] \bar{x} + \\
& - \frac{b_1 a_{03} - b_2^2 a_{30} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0}{(1 + b_1 b_2)} \bar{y}.
\end{aligned} \tag{2.30}$$

$$\begin{aligned}
\sigma_x = & \kappa \lambda_1^2 C e^{\frac{\Omega}{\kappa} (\lambda_1 y + \lambda_2 x)} + \kappa a_{02} + \Omega \left(\frac{b_1 a_{03} - b_2^2 a_{30} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0}{1 + b_1 b_2} + 1 \right) x + \Omega a_{03} y, \\
\sigma_y = & \kappa \lambda_2^2 C e^{\frac{\Omega}{\kappa} (\lambda_1 y + \lambda_2 x)} + \kappa a_{20} + \Omega (a_{30} + \xi_0) x + \\
& + \Omega \left[\frac{b_1 (b_1 a_{03} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0) - a_{30} (1 + 2b_1 b_2) b_2}{1 + 2b_1 b_2} + b_1 - b_2 \xi_0 \right] y, \\
\tau_{xy} = & -\kappa \lambda_1 \lambda_2 C e^{\frac{\Omega}{\kappa} (\lambda_1 y + \lambda_2 x)} - \kappa b_1 a_{02} + \kappa b_2 a_{20} + \kappa \frac{\cos \rho}{\chi_1 \beta} - \\
& - \Omega \left[\frac{b_1 (b_1 a_{03} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0) - a_{30} (1 + 2b_1 b_2) b_2}{1 + 2b_1 b_2} + b_1 - b_2 \xi_0 \right] x + \\
& - \Omega \frac{b_1 a_{03} - b_2^2 a_{30} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0}{(1 + b_1 b_2)} y.
\end{aligned}$$

Граничними умовами для отриманого рішення, згідно рисунку 2.1, є:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_x(0,0) = 0, \\ \sigma_y(0,0) = P_0 = \frac{1}{2} \zeta V^2, \\ \tau_{xy}(0,0) = 0, \\ \sigma_y(x_0, y_0) = 0, \\ \sigma_y(x_0, y_0) = P_0 = \frac{1}{2} \zeta V^2, \\ \tau_{xy}(x_0, y_0) = 0, \\ \sigma_x(x, y) \rightarrow \min \Rightarrow \frac{\partial \sigma_x(x, y)}{\partial x} = 0, \\ \sigma_y(x, y) \rightarrow \min \Rightarrow \frac{\partial \sigma_y(x, y)}{\partial y} = 0. \end{array} \right. \quad (2.31)$$

Підставляючи в (2.31) функції напружень (2.30) можна знайти невідомі коефіцієнти a_{02} , a_{20} , a_{03} , a_{30} , C і λ_1 .

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_x(0,0) = \kappa \lambda_1^2 C e^{\frac{\Omega}{\kappa}(\lambda_1 y + \lambda_2 x)} + \kappa a_{02} = 0, \\ \sigma_y(0,0) = \kappa \lambda_2^2 C e^{\frac{\Omega}{\kappa}(\lambda_1 y + \lambda_2 x)} + \kappa a_{20} = \frac{1}{2} \zeta V^2, \\ \tau_{xy}(0,0) = -\kappa \lambda_1 \lambda_2 C e^{\frac{\Omega}{\kappa}(\lambda_1 y + \lambda_2 x)} - \kappa b_1 a_{02} + \kappa b_2 a_{20} + \kappa \frac{\cos \rho}{\chi_1 \beta} = 0, \\ \sigma_x(x_0, y_0) = \kappa \lambda_1^2 C e^{\frac{\Omega}{\kappa}(\lambda_1 y_0 + \lambda_2 x_0)} + \kappa a_{02} + \\ + \Omega \left(\frac{b_1 a_{03} - b_2^2 a_{30} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0}{(1 + b_1 b_2)} + 1 \right) x_0 + \Omega a_{03} y_0 = 0, \\ \sigma_y(x_0, y_0) = \kappa \lambda_2^2 C e^{\frac{\Omega}{\kappa}(\lambda_1 y_0 + \lambda_2 x_0)} + \kappa a_{20} + \Omega (a_{30} + \xi_0) x_0 + \\ + \Omega \left[\frac{b_1 (b_1 a_{03} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0) - a_{30} (1 + 2b_1 b_2) b_2 + b_1 - b_2 \xi_0}{1 + 2b_1 b_2} \right] y_0 = \frac{1}{2} \zeta V^2, \end{array} \right. \quad (2.32)$$

$$\begin{cases} \tau_{xy}(x_0, y_0) = -\kappa\lambda_1\lambda_2 C e^{\frac{\Omega}{\kappa}(\lambda_1 y_0 + \lambda_2 x_0)} - \kappa b_1 a_{02} + \kappa b_2 a_{20} + \kappa \frac{\cos \rho}{\chi_1 \beta} - \\ - \Omega \left[\frac{b_1(b_1 a_{03} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0) - a_{30}(1 + 2b_1 b_2) b_2}{1 + 2b_1 b_2} + b_1 - b_2 \xi_0 \right] x_0 + \\ - \Omega \frac{b_1 a_{03} - b_2^2 a_{30} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0}{(1 + b_1 b_2)} y_0 = 0. \end{cases}$$

Система рівнянь (2.32) містить 6 рівнянь і 6 невідомих, однак аналітичними методами її складно вирішити. Тому з використанням програмного пакету Mathematica і приймаючи значення постійних ($V = 1,5$ м/с, $W_0 = 22\%$, $\zeta = 1340$ кг/м³, $\rho = 0,6274$ рад; $\kappa = 2,10169$ Па; $g = 9,8$ м/с², $\alpha = 0,3978$, $\beta = 0,9604$, $\xi_0 = 0,3$ МПа, $x_0 = 0,165$ м, $y_0 = -0,23$ м,) маємо наступне рішення: $C = 3,14636 \cdot 10^7$, $a_{02} = -1872,98$, $a_{20} = 701,613$, $a_{03} = 1744,68$, $a_{30} = -292982$, $\lambda_1 = -0,00771547$.

Запишемо закон Гука для плоскої задачі теорії пружності в прямокутних координатах:

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y), \\ \varepsilon_y = \frac{1}{E}(\sigma_y - \nu\sigma_x), \end{cases} \quad (2.33)$$

де $\varepsilon_x, \varepsilon_y$ – відносне подовження по осях O_x, O_y відповідно;
 $E = 4 \cdot 10^7 \dots 8 \cdot 10^7$ Па [37] – модуль пружності ґрунту (модуль Юнга);
 $\nu = 0,3 \dots 0,5$ [37] – коефіцієнт Пуассона для ґрунту.

Виходячи з умови рівномірних (ізотропних) деформацій вздовж осей O_x і O_y отримуємо рівняння:

$$\varepsilon_x = \varepsilon_y. \quad (2.34)$$

Підставляючи в (2.34) закон Гука (2.33) маємо:

$$\frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y) = \frac{1}{E}(\sigma_y - \nu\sigma_x) \Rightarrow \sigma_x = \sigma_y, \quad (2.35)$$

або, розкриваючи σ_x, σ_y ,

$$\begin{aligned}
& \kappa \lambda_1^2 C e^{\frac{\Omega}{\kappa}(\lambda_1 y + \lambda_2 x)} + \kappa a_{02} + \Omega \left(\frac{b_1 a_{03} - b_2^2 a_{30} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0}{1 + b_1 b_2} + 1 \right) x + \Omega a_{03} y = \\
& = \kappa \lambda_2^2 C e^{\frac{\Omega}{\kappa}(\lambda_1 y + \lambda_2 x)} + \kappa a_{20} + \Omega (a_{30} + \xi_0) x + \\
& + \Omega \left[\frac{b_1 (b_1 a_{03} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0) - a_{30} (1 + 2b_1 b_2) b_2}{1 + 2b_1 b_2} + b_1 - b_2 \xi_0 \right] y.
\end{aligned} \tag{2.36}$$

Підставляючи в (2.36) отримані константи і вирішуючи його в програмному пакеті Mathematica отримуємо геометричну форма поверхні лапи культиватора у вигляді неявної функції:

$$0,0000620839 x + 0,36307 y - 0,0000447661 e^{-3.28983 x - 35.0009 y} = 0. \tag{2.37}$$

Графічна інтерпретація функції (2.37) представлена на рисунку 2.4.

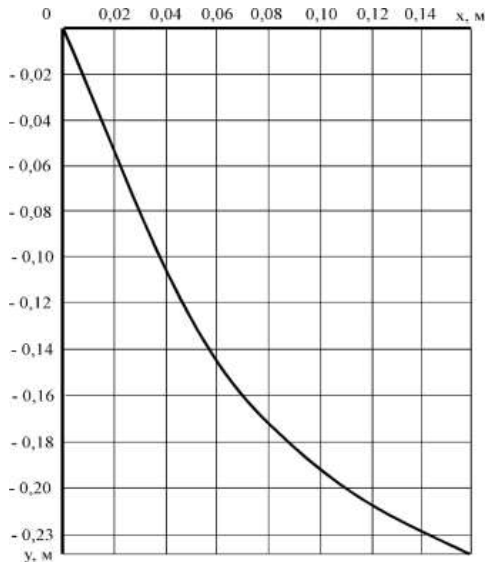


Рис. 2.4 – Геометрична форма поверхні лапи культиватора

Кут розхилу лапи культиватора визначається з умови:

$$\gamma = 90 + 180 \cdot \arctg \left(\left. \frac{dy(x)}{dx} \right|_{x=0} \right). \tag{2.38}$$

Для рівняння (2.37) зміна кута розхилу по довжині леза лапи культиватора представлено на рисунку 2.5.

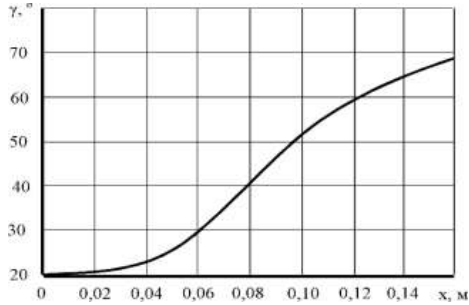


Рис. 2.5 – Зміна кута розхилу по довжині леза лапи культиватора

Запропонована форма леза лапи культиватора для заданих фізико-механічних і реологічних властивостей ґрунту є найбільш енергоощадною і має мінімальну швидкість зношування. Відповідно до даної форми поверхні лапи культиватора (рис. 2.4) нормальне напруження має вигляд, який представлено на рисунку 2.6.

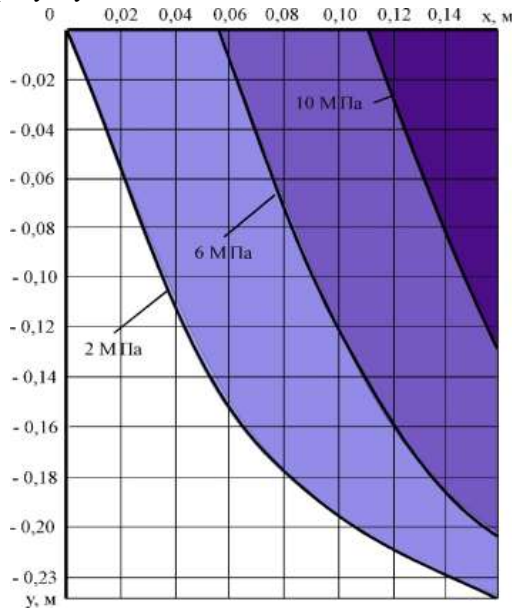


Рис. 2.6 – Розподіл нормального напруження σ_y в ґрунті відповідно до форми поверхні лапи культиватора (2.35)

Згідно виразу (2.3) і розподілу нормального напруження σ_y в ґрунті (рис. 2.6) швидкість зношування $\partial l_v / \partial t$ залежить від кута розхилу лапи культиватора γ , графічна інтерпретація якої представлена на рисунку 2.7. Як видно з рисунку 2.7 при куті розхилу від 25° до 45° швидкість зношування $\partial l_v / \partial t$ змінюється за лінійним законом.

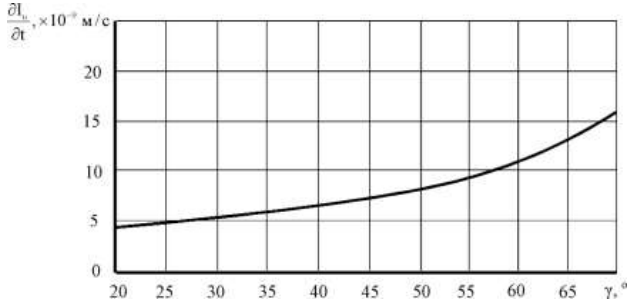


Рис. 2.7 – Залежність швидкості зношування $\partial l_v / \partial t$ від кута розхилу лапи культиватора γ

Для визначення геометричної форми поверхні лапи культиватора, що є оптимальною для будь яких ґрунтів складено алгоритм (рис.2.8) її розрахунку в програмного пакету Mathematica.

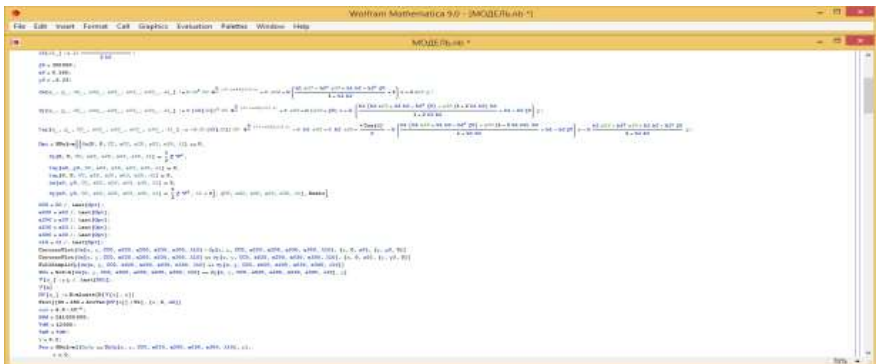


Рис. 2.8 – Алгоритм розрахунку геометричної форми поверхні лапи культиватора в програмного пакету Mathematica

З використанням програмного пакету Mathematica варіюючи вологістю ґрунту W , його щільністю ζ , коефіцієнтом бокового тиску ξ_0 і швидкістю переміщення лапи культиватора V отримуємо відповідні геометричні форми його поверхні, які представлені на рисунках 2.9-2.10.

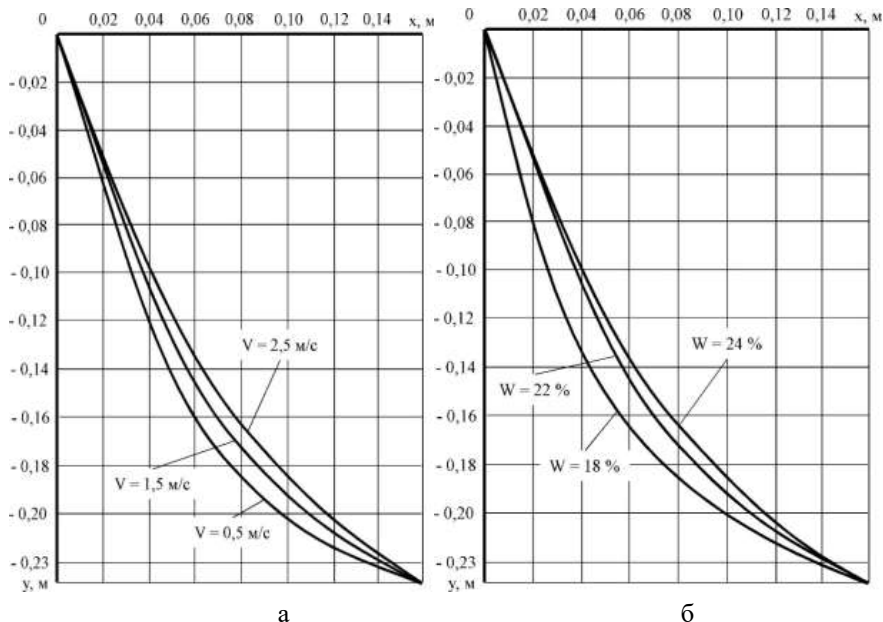


Рис. 2.9 – Геометрична форма поверхні лапи культиватора в залежності від швидкості її переміщення (а) і вологості ґрунту (б)

З рисунку 2.9 (а) видно, що із збільшенням швидкості переміщення лапи культиватора від 0,5 м/с до 2,5 м/с кут розхилу у його вершини збільшується і відповідно складає $\gamma_{V=0,5 \text{ м/с}} = 17,2^\circ$, $\gamma_{V=1,5 \text{ м/с}} = 19,9^\circ$, $\gamma_{V=2,5 \text{ м/с}} = 22,1^\circ$. Окрім кута розхилу змінюється і форма леза лапи культиватора, так при швидкостях $V = 2,5 \text{ м/с}$ вона наближається до лінійного закону.

З рисунку 2.9 (б) видно, що при відповідних значеннях вологості ґрунту в межах від 18 % до 24 % кут розхилу лапи культиватора у його вершини складає $\gamma_{W=18\%} = 15,4^\circ$, $\gamma_{W=22\%} = 19,9^\circ$, $\gamma_{W=24\%} = 22,6^\circ$. При вологості ґрунту $W = 24\%$ спостерігається найбільший кут загострення $\gamma = 22,6^\circ$, це

пов'язано з тим що вологість параболічно впливає на коефіцієнт зчеплення κ , кут внутрішнього тертя ρ і щільність ζ ґрунту.

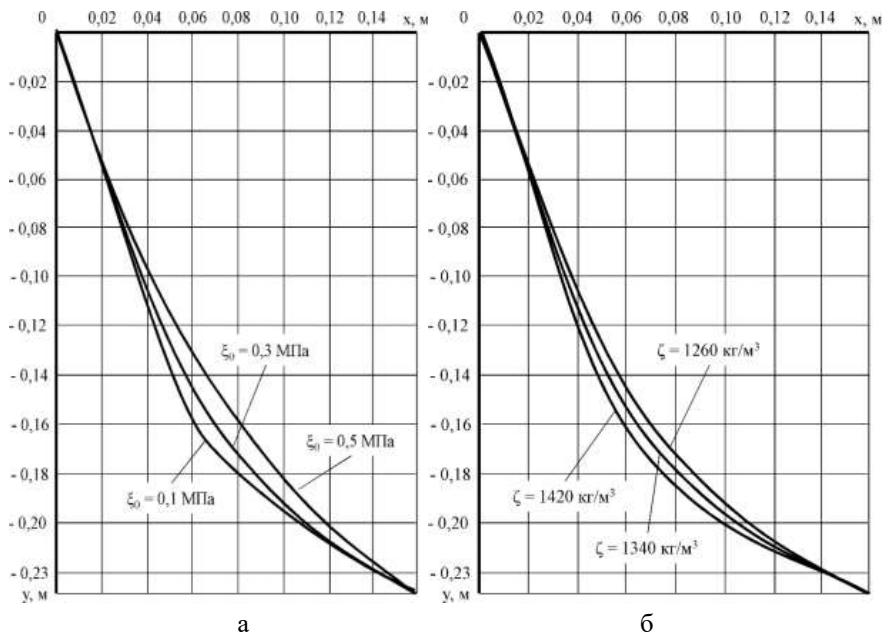


Рис. 2.10 – Геометрична форма поверхні лапи культиватора в залежності від коефіцієнта бокового тиску (а) і щільності (б) ґрунту

Рисунок 2.10 (а) демонструє зміну геометричної форми поверхні лапи культиватора в залежності від коефіцієнта бокового тиску ґрунту ξ_0 в межах від 0,1 МПа до 0,5 МПа. Із збільшенням коефіцієнта бокового тиску ґрунту кут розхилу лапи культиватора у його вершини збільшується:

$$\gamma_{\xi = 0,1 \text{ МПа}} = 18,8^\circ, \quad \gamma_{\xi = 0,3 \text{ МПа}} = 19,9^\circ, \quad \gamma_{\xi = 0,5 \text{ МПа}} = 20,4^\circ.$$

Варіюючи значеннями щільності ґрунту ζ в діапазоні від 1100 кг/м³ до 1500 кг/м³ (рис. 2.10, б) встановлено, що із збільшенням щільності ґрунту кут розхилу лапи культиватора у його вершини зменшується:

$$\gamma_{\zeta = 1260 \text{ кг/м}^3} = 21,0^\circ, \quad \gamma_{\zeta = 1340 \text{ кг/м}^3} = 19,9^\circ, \quad \gamma_{\zeta = 1420 \text{ кг/м}^3} = 18,7^\circ.$$

2.3. Дослідження процесу зношування поверхні леза лапи культиватора із періодичними ділянками локального зміцнення

Розглянемо задачу зношування локально зміцненого леза лапи культиватора під дією ґрунту. Лезо лапи культиватора діє на ґрунт із тиском

$P_0 = \frac{1}{2} \zeta V^2$ і рухається з постійною швидкістю V вздовж осі Oy (рис. 2.1).

Локально зміцнене лезо лапи культиватора має змінну твердість поверхні $H(x,y)$ по функції $F(x,y) = 0$. При цьому неоднорідна структура матеріалу є періодичною з періодом $T = L + D$ по функції $F(x,y) = 0$.

Для математичного опису періодичної функції твердості поверхні розглянемо систему координат, вісь Ox якої є дотичною до функції $F(x,y) = 0$ (рис. 2.11). Дана система координат є змінною у кожній точці функції $F(x,y) = 0$.

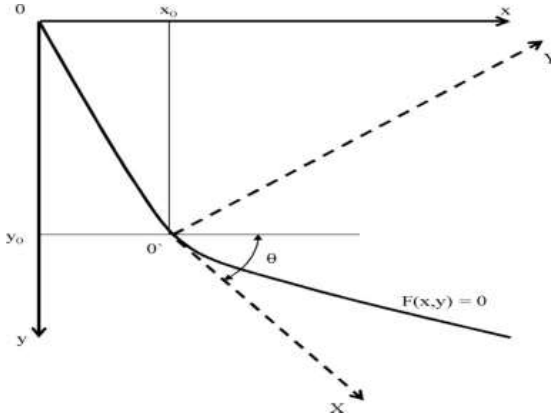


Рис. 2.11 – Змінна система координат

Згідно рисунку 2.11 кут повороту системи координат розраховуються, як похідна до функції $F(x,y) = 0$ в точці $(x_0; y_0)$:

$$\frac{dF(x, y(x))}{dx} = 0 \Rightarrow \frac{dy}{dx}(x_0; y_0) = \operatorname{tg} \theta, \quad (2.39)$$

де θ – кут повороту системи координат, град.

Для отриманого рівняння (2.36) кут повороту визначається за формулою:

$$\begin{aligned} \theta(x_0; y_0) &= 90^\circ + \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \text{Arctg} \left[\frac{dy}{dx}(x_0; y_0) \right] = \\ &= 90^\circ + \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \text{Arctg} \left[\frac{0,99979 - 3,28983x_0 + 1,19443y_0}{-0,36089 + 35,0009x_0 + 12,70748y_0} \right]. \end{aligned} \quad (2.40)$$

Аналізуючи рисунок 2.11 запишемо перетворення для нової системи координат:

$$\begin{cases} X = x_0 + x \cdot \cos \theta(x_0; y_0) - y \cdot \sin \theta(x_0; y_0), \\ Y = y_0 + x \cdot \sin \theta(x_0; y_0) + y \cdot \cos \theta(x_0; y_0). \end{cases} \quad (2.41)$$

Враховуючи нову систему координат XOY періодичність зміни твердості поверхні леза лапи культиватора підпорядковується математичному закону:

$$H(X(x; y)) = H(X(x; y) + T) = H(X(x; y) + L + D). \quad (2.42)$$

Приймаємо, що твердість поверхні леза лапи культиватора H змінюється за законом (рис. 2.12):

$$H(X(x; y)) = \begin{cases} H_1, X \in [n(L + D); n(L + D) + L], n \in Z, \\ H_2, X \in [n(L + D) + L; (n + 1)(L + D)], n \in Z. \end{cases} \quad (2.43)$$

де H_1, H_2 – твердість базового матеріалу поверхні леза лапи культиватора і локального зміцнення, відповідно.

Згідно рекомендацій [8, 26, 73] співвідношення твердості базового матеріалу поверхні леза лапи культиватора до локального зміцнення повинно бути:

$$\frac{H_2}{H_1} = \eta \Rightarrow H_2 = \eta H_1. \quad (2.44)$$

Приймаючи реологічну модель матеріалу поверхні леза лапи культиватора у вигляді «тіла Максвелла-Томсона», запишемо визначаюче співвідношення у випадку плоскої деформації [82]:

$$\begin{cases} \varepsilon_x + T_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon_x}{\partial t} = \frac{1 - v_M^2}{E_M} \left(\sigma_x + T_\sigma \frac{\partial \sigma_x}{\partial t} \right) + \frac{v_M(1 + v_M)}{E_M} \left(\sigma_y + T_\sigma \frac{\partial \sigma_y}{\partial t} \right), \\ \varepsilon_y + T_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon_y}{\partial t} = \frac{1 - v_M^2}{E_M} \left(\sigma_y + T_\sigma \frac{\partial \sigma_y}{\partial t} \right) + \frac{v_M(1 + v_M)}{E_M} \left(\sigma_x + T_\sigma \frac{\partial \sigma_x}{\partial t} \right), \\ \phi_{xy} + T_\varepsilon \frac{\partial \phi_{xy}}{\partial t} = \frac{1 + v_M}{E_M} \left(\tau_{xy} + T_\sigma \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial t} \right), \end{cases} \quad (2.45)$$

де $\varepsilon_x, \varepsilon_y$ – відносне подовження по осям Ox, Oy відповідно;

ϕ_{xy} – дотичне подовження;

$E_M = 2 \cdot 10^{11}$ Па [144] – модуль пружності (модуль Юнга) матеріалу лапи культиватора;

$v_M = 0,28$ [144] – коефіцієнт Пуассона матеріалу лапи культиватора;

T_ε, T_σ – час релаксації.

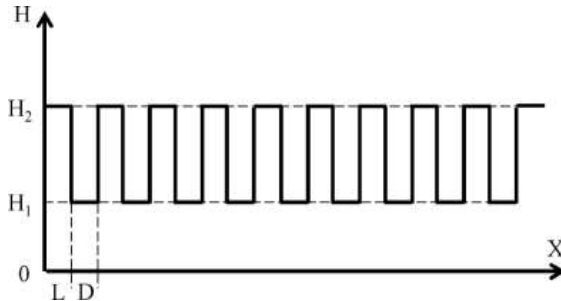


Рис. 2.12 – Періодична функція твердості поверхні леза лапи культиватора

Співвідношення $\frac{T_\varepsilon}{T_\sigma} E$ представляє собою миттєвий модуль пружності, а

вираз $\frac{1}{T_\varepsilon}$ – коефіцієнт швидкості післядії ($T_\varepsilon > T_\sigma$).

Перейдемо в систему координат (x', y') пов'язану з рухом лапи культиватора:

$$\begin{aligned} x &= x' - Vt, \\ y &= y'. \end{aligned} \quad (2.46)$$

Компоненти тензорів деформацій ε і напружень σ в рухомій (x,y) і нерухомій (x',y') системах координат пов'язані між собою рівністями [44]:

$$\begin{cases} \varepsilon_x + T_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon_x}{\partial t} = \varepsilon'_x, & \varepsilon_y + T_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon_y}{\partial t} = \varepsilon'_y - T_\varepsilon V \frac{\partial \varepsilon'_y}{\partial y}, \\ \sigma_x + T_\sigma \frac{\partial \sigma_x}{\partial t} = \sigma'_x, & \sigma_y + T_\sigma \frac{\partial \sigma_y}{\partial t} = \sigma'_y - T_\sigma V \frac{\partial \sigma'_y}{\partial y}, \\ \phi_{xy} + T_\varepsilon \frac{\partial \phi_{xy}}{\partial t} = \phi'_{xy}, & \tau_{xy} + T_\sigma \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial t} = \tau'_{xy}. \end{cases} \quad (2.47)$$

Підставляючи (2.45) в (2.43) і опускаючи позначення «'» маємо:

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{1-\nu_M^2}{E_M} \sigma_x + \frac{\nu_M(1+\nu_M)}{E_M} \left(\sigma_y + T_\sigma \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} \right), \\ \varepsilon_y - VT_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon_y}{\partial y} = \frac{1-\nu_M^2}{E_M} \left(\sigma_y - VT_\sigma \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} \right) + \frac{\nu_M(1+\nu_M)}{E_M} \sigma_x, \\ \phi_{xy} + T_\varepsilon \frac{\partial \phi_{xy}}{\partial t} = \frac{1+\nu_M}{E_M} \left(\tau_{xy} + T_\sigma \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial t} \right), \end{cases} \quad (2.48)$$

Перетворимо рівняння для напружень (2.47) до вигляду:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_x}{\partial t} = \frac{\sigma'_x - \sigma_x}{T_\sigma}, \\ \frac{\partial \sigma_y}{\partial t} = \frac{\sigma'_y - VT_\sigma \frac{\partial \sigma'_y}{\partial y} - \sigma_y}{T_\sigma}. \end{cases} \quad (2.49)$$

Розділивши змінні отримуємо:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_x}{\sigma'_x - \sigma_x} = \frac{\partial t}{T_\sigma}, \\ \frac{\partial \sigma_y}{\sigma'_y - VT_\sigma \frac{\partial \sigma'_y}{\partial y} - \sigma_y} = \frac{\partial t}{T_\sigma}, \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \int \frac{d\sigma_x}{\sigma'_x - \sigma_x} = \int \frac{dt}{T_\sigma} \\ \int \frac{d\sigma_y}{\sigma'_y - VT_\sigma \frac{\partial \sigma'_y}{\partial y} - \sigma_y} = \int \frac{dt}{T_\sigma}, \end{cases} \Rightarrow \quad (2.50)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} -\ln|\sigma'_x - \sigma_x| = \frac{t}{T_\sigma} + \ln A, \\ -\ln\left| \sigma'_y - VT_\sigma \frac{\partial \sigma'_y}{\partial y} - \sigma_y \right| = \frac{t}{T_\sigma} + \ln B, \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} \sigma_x = \sigma'_x - Ae^{\frac{t}{T_\sigma}}, \\ \sigma_y = \sigma'_y - VT_\sigma \frac{\partial \sigma'_y}{\partial y} - Be^{\frac{t}{T_\sigma}}, \end{cases}$$

де A, B – константи інтегрування, які знаходяться з умови

$$\begin{cases} \sigma_x|_{t=0} = 0, \\ \sigma_y|_{t=0} = P_0 = \frac{1}{2} \zeta V^2, \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} A = \sigma'_x, \\ B = \sigma'_y - VT_\sigma \frac{\partial \sigma'_y}{\partial y} - \frac{1}{2} \zeta V^2. \end{cases} \quad (2.51)$$

Остаточно маємо:

$$\begin{cases} \sigma_x = \sigma'_x \left(1 - e^{-\frac{t}{T_\sigma}} \right), \\ \sigma_y = \sigma'_y - VT_\sigma \frac{\partial \sigma'_y}{\partial y} - \left(\sigma'_y - VT_\sigma \frac{\partial \sigma'_y}{\partial y} - \frac{1}{2} \zeta V^2 \right) e^{-\frac{t}{T_\sigma}}, \end{cases} \quad (2.52)$$

Підставляючи в (2.52) тотожності (2.2)-(2.3) і опускаючи позначення «'» остаточно маємо:

$$\begin{cases} I_u = \frac{c}{H} \sigma_x \left(1 - e^{-\frac{t}{T_\sigma}} \right), \\ I_v = \frac{c}{H} \left(\sigma_y - VT_\sigma \frac{\partial \sigma'_y}{\partial y} - \left(\sigma_y - VT_\sigma \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} - \frac{1}{2} \zeta V^2 \right) e^{-\frac{t}{T_\sigma}} \right). \end{cases} \quad (2.53)$$

Визначимо динаміку зношування леза лапи культиватора:

$$\begin{cases} I_{u0} = \frac{c}{H} \sigma_x(0,0) \left(1 - e^{-\frac{t}{T_\sigma}} \right), \\ I_{v0} = \frac{c}{H} \left(\sigma_y(0,0) - VT_\sigma \frac{\partial \sigma_y}{\partial y}(0,0) - \left(\sigma_y(0,0) - VT_\sigma \frac{\partial \sigma_y}{\partial y}(0,0) - \frac{1}{2} \zeta V^2 \right) e^{-\frac{t}{T_\sigma}} \right), \end{cases} \quad (2.54)$$

Перетворюючи (2.30) маємо

$$\begin{aligned}
\sigma_x &= \kappa \lambda_1^2 C e^{\frac{\Omega}{\kappa}(\lambda_1 y + \lambda_2 x)} + \kappa a_{02} + \Omega \left(\frac{b_1 a_{03} - b_2^2 a_{30} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0}{(1 + b_1 b_2)} + 1 \right) x + \\
&+ \Omega a_{03} y, \\
\sigma_y &= \kappa \lambda_2^2 C e^{\frac{\Omega}{\kappa}(\lambda_1 y + \lambda_2 x)} + \kappa a_{20} + \Omega (a_{30} + \xi_0) x + \\
&+ \Omega \left[\frac{b_1 (b_1 a_{03} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0) - a_{30} (1 + 2b_1 b_2) b_2}{1 + 2b_1 b_2} + b_1 - b_2 \xi_0 \right] y, \\
\frac{\partial \sigma_y}{\partial y} &= \Omega \lambda_1 \lambda_2^2 C e^{\frac{\Omega}{\kappa}(\lambda_1 y + \lambda_2 x)} + \\
&+ \Omega \left[\frac{b_1 (b_1 a_{03} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0) - a_{30} (1 + 2b_1 b_2) b_2}{1 + 2b_1 b_2} + b_1 - b_2 \xi_0 \right], \\
\frac{\partial \sigma_x}{\partial y} &= \Omega \lambda_1^3 C e^{\frac{\Omega}{\kappa}(\lambda_1 y + \lambda_2 x)} + \Omega a_{03}, \\
\frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial y^2} &= \frac{\Omega^2}{\kappa} \lambda_1^2 \lambda_2^2 C e^{\frac{\Omega}{\kappa}(\lambda_1 y + \lambda_2 x)}
\end{aligned} \tag{2.55}$$

Підставляючи (2.55) в (2.54) знайдемо значення абсолютного зносу вздовж осей Ox і Oy :

$$\begin{cases} I_{u0} = 0, \\ I_{v0} = \frac{c}{H} \left(\frac{1}{2} \zeta V^2 + VT_{\sigma} \left(e^{\frac{1}{T_{\sigma}}} - 1 \right) \times \right. \\ \left. \times \left(\Omega \lambda_1 \lambda_2^2 C + \Omega \left[\frac{b_1 (b_1 a_{03} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0) - a_{30} (1 + 2b_1 b_2) b_2}{1 + 2b_1 b_2} + b_1 - b_2 \xi_0 \right] \right) \right) \end{cases} \tag{2.56}$$

При $t \rightarrow \infty$ значення абсолютного зносу має вигляд:

$$\begin{aligned}
I_{v0}|_{t \rightarrow \infty} &= \frac{c}{H} \left(\frac{1}{2} \zeta V^2 - VT_{\sigma} \times \right. \\
&\times \left. \left(\Omega \lambda_1 \lambda_2^2 C + \Omega \left[\frac{b_1 (b_1 a_{03} + b_1 b_2 - b_2^2 \xi_0) - a_{30} (1 + 2b_1 b_2) b_2}{1 + 2b_1 b_2} + b_1 - b_2 \xi_0 \right] \right) \right) \end{aligned} \tag{2.57}$$

На рисунку 2.13 представлено залежність $I_{v0}(t)|_{H=H_1}$ і $I_{v0}(t)|_{H=H_2}$ (при прийнятих значень постійних відповідно до рис. 2.4 і значення шляху тертя

5000 м: $T_{\sigma M} = T_{\varepsilon M} = 5000 \text{ м} / (1,5 \text{ м/с}) = 3333 \text{ с}$, $c = 2,8 \cdot 10^{-5}$, $H = 241000000$ Па, $\eta = 1,5$), на якій видно різницю абсолютного значення зносу для базового матеріалу поверхні леза лапи культиватора і локального зміцнення:

$$\begin{aligned} I_{v0}(t)_{H=H_1} &= 7,7455 \cdot 10^{-4} (2,41384 - 2,41384e^{-0,0003t}), \\ I_{v0}(t)_{H=H_2} &= 1,16183 \cdot 10^{-3} (2,41384 - 2,41384e^{-0,0003t}). \end{aligned} \quad (2.58)$$

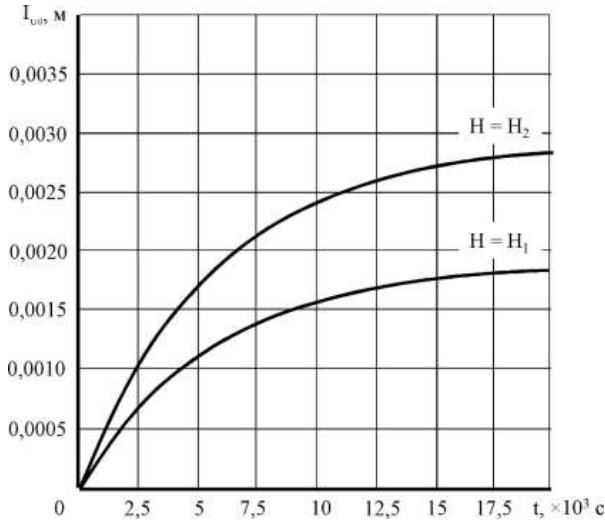


Рис. 2.13 – Динаміка зміни абсолютного зносу для базового матеріалу поверхні леза лапи культиватора $I_{v0}(t)_{H=H_1}$ і локального зміцнення $I_{v0}(t)_{H=H_2}$: H_1 – твердість базового матеріалу лапи; H_2 – твердість локального зміцнення

Враховуючи отримані значення абсолютного зносу рівняння поверхні леза лапи культиватора представляється у вигляді

$$F(x, y - I_{v0}(t)) = 0, \quad (2.59)$$

або для значень постійних $L = D = 10^{-2}$ м, $T_{\sigma M} = T_{\varepsilon M} = 3333$ с, $c = 2,8 \cdot 10^{-5}$ м/с, $H = 241000000$ Па, $\eta = 1,5$:

$$\begin{aligned} X(x; y) &= x + x \cdot \cos \theta(x; y) - y \cdot \sin \theta(x; y), \\ \theta(x; y) &= 90^\circ + \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \text{Arctg} \left[\frac{0,99979 - 3,28983x + 1,19443y}{-0,36089 + 35,0009x + 12,70748y} \right], \end{aligned} \quad (2.60)$$

$$\begin{aligned} & \text{При } X(x; y) \in [2n \cdot 10^{-3}; (2n+1) \cdot 10^{-3}] n \in Z \Rightarrow \\ & \Rightarrow 0,00617137x + 0,36307y = \\ = & 0,00610929 e^{-0,0003t} + 0,0000248411 e^{-0,588952 e^{-0,0003t}} - 3,28983x - 35,0009 y, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \text{При } X(x; y) \in [(2n+1) \cdot 10^{-3}; (2n+2) \cdot 10^{-3}] n \in Z \Rightarrow \\ & \Rightarrow 0,00413494x + 0,36307y = \\ = & 0,00407286 e^{-0,0003t} + 0,0000302295 e^{-0,392635 e^{-0,0003t}} - 3,28983x - 35,0009 y. \end{aligned}$$

Графічна інтерпретація рівняння (2.60) представлено на рисунку 2.14(а).

З використанням програмного пакету Mathematica варіюючи значеннями параметрів локального зміцнення леза лапи культиватора L в межах від 0,01 м до 0,02 м і D в межах від 0,005 м до 0,01 м отримуємо відповідні геометричні форми його поверхні після зношування, які представлені на рисунку 2.14 (а) – (г).

З використанням програмного пакету Mathematica варіюючи швидкістю переміщення лапи культиватора V встановлено, що із збільшенням швидкості переміщення лапи культиватора з 0,5 м/с до 2,5 м/с спостерігається збільшення абсолютного зносу I_{v_0} від 0,0015 м до 0,0021 м.

Аналізуючи рисунок 2.14 відмітимо, що теоретична функція геометричної форми поверхні лапи культиватора має кусочно-періодичний характер, періодичність якої співпадає із періодом розташування її неоднорідної структури $T=L+D$. Однак гіпотетично в реальних умовах характер представленої форми буде більш плавним. Дане твердження необхідно перевірити експериментально.

Для визначення найбільш раціональної структури локального зміцнення побудуємо залежності швидкості зношування $\partial I_v / \partial t$ від кута розхилу лапи культиватора γ для кожного з варіантів (рис. 2.15): $L = 0,01$ м, $D = 0,01$ м (а); $L = 0,02$ м, $D = 0,01$ м (б); $L = 0,01$ м, $D = 0,005$ м (в); $L = 0,02$ м, $D = 0,005$ м (г).

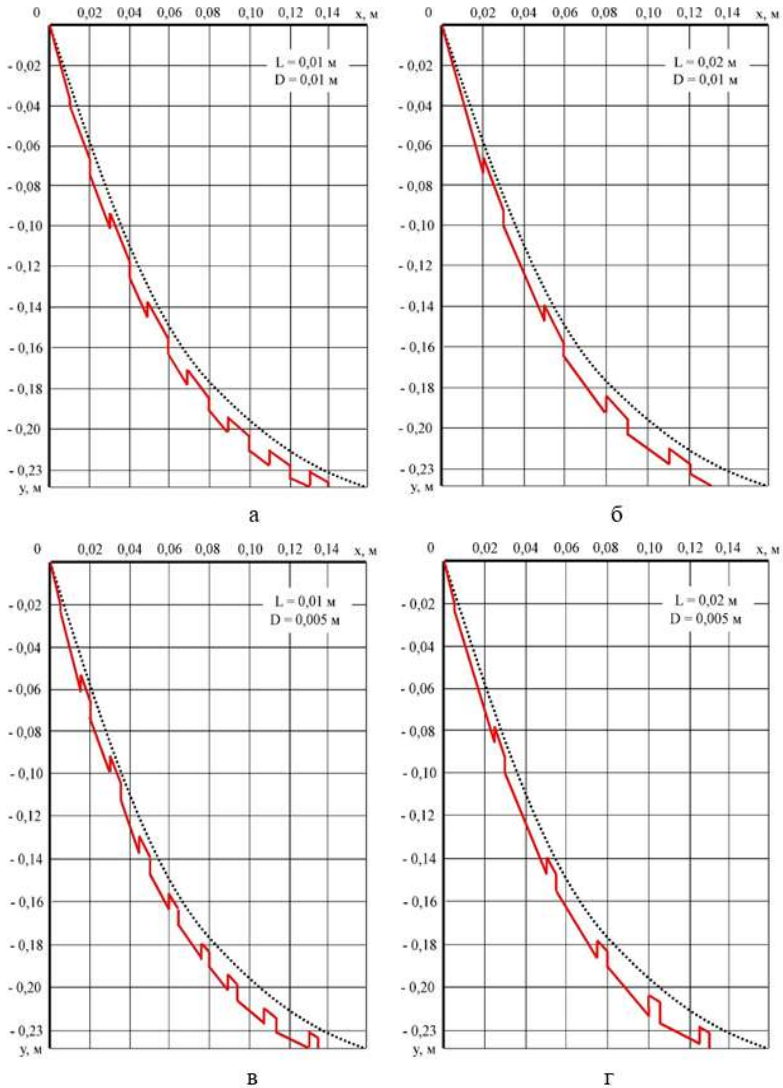
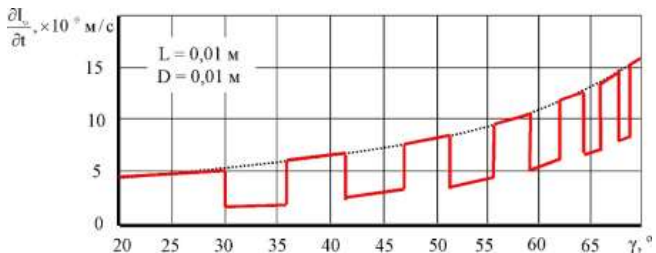
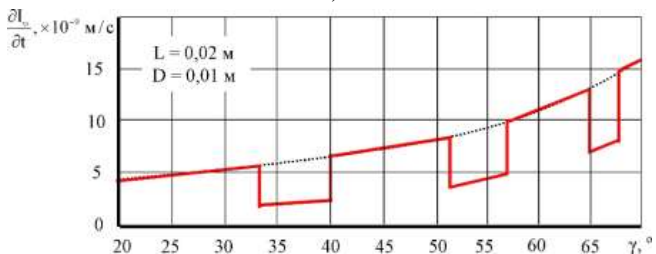


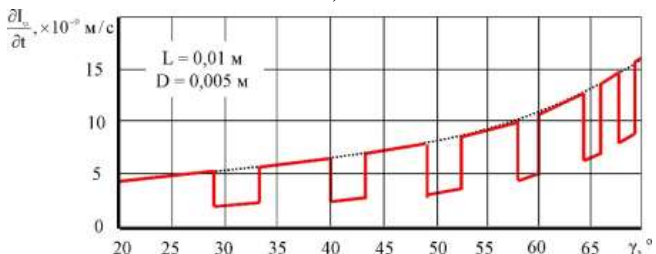
Рис. 2.14 – Геометрична форма поверхні леза лапи культиватора локально зміцненого в результаті зношування при: L = 0,01 м, D = 0,01 м (а); L = 0,02 м, D = 0,01 м (б); L = 0,01 м, D = 0,005 м (в); L = 0,02 м, D = 0,005 м (Г)



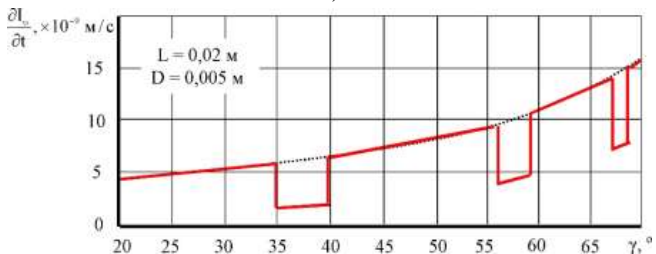
а)



б)



в)



г)

Рис. 2.15 – Залежність швидкості зношування $\frac{\partial I_v}{\partial t}$ від кута розхилу лапи культиватора γ при: $L = 0,01 \text{ м}$, $D = 0,01 \text{ м}$ (а); $L = 0,02 \text{ м}$, $D = 0,01 \text{ м}$ (б); $L = 0,01 \text{ м}$, $D = 0,005 \text{ м}$ (в); $L = 0,02 \text{ м}$, $D = 0,005 \text{ м}$ (г)

Згідно поставленої умови рівнозношуваності поверхні леза лапи культиватора ($\partial I_v / \partial t = \text{const}$) середнє квадратичне відхилення швидкості зношування, яке визначається за формулою [45]

$$\Sigma \left(\frac{\partial I_v}{\partial t} \right) = \sqrt{\int_0^{x_0} \frac{\partial I_v}{\partial t} (x) \left(x - \int_0^{x_0} x \frac{\partial I_v}{\partial t} (x) dx \right) dx}, \quad (2.61)$$

повинно бути найменшою.

Для кожного з варіантів, які приведені на рисунку 2.15 середнє квадратичне відхилення швидкості зношування складає:

- а) $L = 0,01 \text{ м}, D = 0,01 \text{ м}; \Sigma_a \left(\frac{\partial I_v}{\partial t} \right) = 3,2 \cdot 10^{-9} \text{ м/с};$
- б) $L = 0,02 \text{ м}, D = 0,01 \text{ м}; \Sigma_b \left(\frac{\partial I_v}{\partial t} \right) = 4,9 \cdot 10^{-9} \text{ м/с};$
- в) $L = 0,01 \text{ м}, D = 0,005 \text{ м}; \Sigma_v \left(\frac{\partial I_v}{\partial t} \right) = 5,1 \cdot 10^{-9} \text{ м/с};$
- г) $L = 0,02 \text{ м}, D = 0,005 \text{ м}; \Sigma_r \left(\frac{\partial I_v}{\partial t} \right) = 4,3 \cdot 10^{-9} \text{ м/с}.$

Аналізуючи отримані дані встановлено, що найменше середнє квадратичне відхилення швидкості зношування спостерігається для варіанту

(а) і складає: $\Sigma_a \left(\frac{\partial I_v}{\partial t} \right) = 3,2 \cdot 10^{-9} \text{ м/с}$. Таким чином, раціональними

параметрами локального зміцнення леза лапи культиватора, що забезпечують його рівностійкість при зношуванні є такі: $L=0,01 \text{ м}, D=0,01 \text{ м}$.

В результаті теоретичних досліджень з урахуванням умов досягнення критерію міцності Мора, мінімальної швидкості зношування робочого органу культиватора і рівномірних (ізотропних) деформацій у всіх напрямках встановлено вплив фізико-механічних та реологічних властивостей ґрунту (вологість W , щільність ζ , коефіцієнт бокового тиску ξ_0) і швидкості переміщення лапи культиватора V на геометричну форму її поверхні у вигляді неявної функції $F(x, y) = 0$.

Із збільшенням швидкості переміщення лапи культиватора від $0,5 \text{ м/с}$ до $2,5 \text{ м/с}$ кут її розхилу збільшується і відповідно складає $\gamma_{V=0,5 \text{ м/с}} = 17,2^\circ$, $\gamma_{V=1,5 \text{ м/с}} = 19,9^\circ$, $\gamma_{V=2,5 \text{ м/с}} = 22,1^\circ$. Окрім кута розхилу змінюється і форма леза лапи культиватора, так при швидкостях $V = 2,5 \text{ м/с}$ вона наближається до лінійного закону.

При відповідних значеннях вологості ґрунту в межах від 18 % до 24 % кут розхилу лапи культиватора у його вершини складає $\gamma_{W=18\%} = 15,4^\circ$, $\gamma_{W=22\%} = 19,9^\circ$, $\gamma_{W=24\%} = 22,6^\circ$. При вологості ґрунту $W=24\%$ спостерігається найбільший кут розхилу $\gamma=22^\circ$, це пов'язано з тим що вологість параболічно впливає на коефіцієнт зчеплення k , кут внутрішнього тертя ρ і щільність ζ ґрунту.

Встановлена зміна геометричної форми поверхні лапи культиватора в залежності від коефіцієнта бокового тиску ґрунту ξ_0 в межах від 0,1 МПа до 0,5 МПа. Із збільшенням коефіцієнта бокового тиску ґрунту кут розхилу лапи культиватора у його вершини збільшується: $\gamma_{\xi=0,1 \text{ МПа}} = 18,8^\circ$, $\gamma_{\xi=0,3 \text{ МПа}} = 19,9^\circ$, $\gamma_{\xi=0,5 \text{ МПа}} = 20,4^\circ$.

Варіюючи значеннями щільності ґрунту ζ в діапазоні від 1100 кг/м³ до 1500 кг/м³ встановлено, що із збільшенням щільності ґрунту кут розхилу лапи культиватора зменшується: $\gamma_{\zeta=1260 \text{ кг/м}^3} = 21,0^\circ$, $\gamma_{\zeta=1340 \text{ кг/м}^3} = 19,9^\circ$, $\gamma_{\zeta=1420 \text{ кг/м}^3} = 18,7^\circ$.

В ході теоретичних досліджень формоутворення поверхні локально зміцненого леза лапи культиватора встановлено динаміку її зношування. Виявлено, що теоретична функція геометричної форми поверхні лапи культиватора в результаті зношування має кусочно-періодичний характер із періодом розташування її неоднорідної структури $T = L+D$.

Варіюючи швидкістю переміщення лапи культиватора V встановлено, що із збільшенням швидкості переміщення лапи культиватора з 0,5 м/с до 2,5 м/с спостерігається збільшення значення абсолютного зносу $I_{\text{в}}$ від 0,0015 м до 0,0021 м.

Для визначення найбільш раціональної структури локального зміцнення досліджена залежність швидкості зношування $\partial I_{\text{в}} / \partial t$ від кута розхилу лапи культиватора γ для певних значень параметрів локального зміцнення L в межах від 0,01 м до 0,02 м і D в межах від 0,005 м до 0,01 м. Аналізуючи отримані дані встановлено, що найменше середнє квадратичне відхилення швидкості зношування спостерігається для варіанту: $L = 0,01$ м, $D = 0,01$ м і складає $\Sigma_a \left(\frac{\partial I_{\text{в}}}{\partial t} \right) = 3,2 \cdot 10^{-9}$ м/с.

3 ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ ЛЕЗА З ГРУНТОМ ТА РОСЛИНАМИ БУР'ЯНІВ

3.1 Схематизація процесу взаємодії леза з ґрунтом та рослинами бур'янів

Роботоздатність робочих органів культиваторів в значній мірі визначається відсутністю забивання їх рослинними залишками. Дослідженнями виконаними в цьому напрямку встановлено, що процес забивання починається з обволікання леза лапи рослинами бур'янів і залежить в основному від кута розхилу 2γ і коефіцієнта тертя рослин по поверхні леза [40]. Але проведені дослідження встановлюють тільки геометричні співвідношення параметрів і не повністю розкривають процес забивання, особливо з енергетичної точки зору.

Цільовою функцією при визначенні параметрів стрілкової лапи є відсутність її забивання при виконанні технологічного процесу. Переміщуючись в напрямку переносної швидкості руху V_M лезо лапи взаємодіє з рослинами бур'янів (рис. 3.1). При цьому ефективно різання коренів рослин відбувається при їх ковзанні по лезу, що обумовлює зменшення необхідного для цього зусилля та усунення зависання бур'янів на робочому органі.

Результуюча сила опору розкладається на дві складові: дотичну, що має напрямок повздовж леза лапи:

$$P_1 = P \cos \gamma$$

і нормальну, що має напрямок перпендикулярний лезу лапи:

$$P_2 = P \sin \gamma.$$

Складова P_1 обумовлює переміщення рослини по лезу лапи і має протидію сили тертя F , що залежить від фізичних властивостей бур'янів:

$$F = f \cdot N,$$

де f – коефіцієнт тертя стебла бур'яну об лезо лапи культиватора:

$$f = \operatorname{tg} \varphi,$$

де φ – кут тертя стебла бур'яну по лезу лапи;

N – нормальна сила тиску на стебло бур'яну.

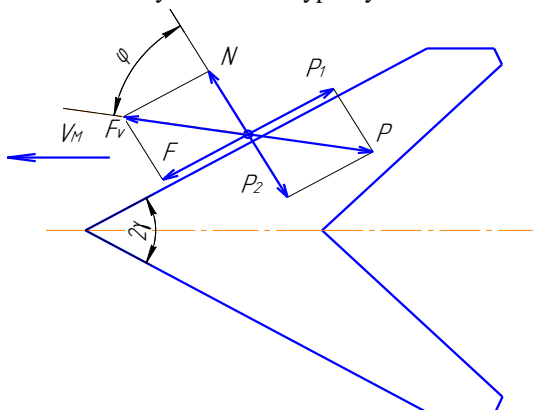


Рис. 3.1 – Схема сил, що виникають на лезі при роботі культиваторної лапи

З аналізу наведених залежностей випливає, що рух рослин бур'яну по лезу лапи культиватора в значній мірі залежить від співвідношення кутів γ і φ .

При розгляді взаємодії леза лапи культиватора з рослинами бур'янів необхідно також враховувати взаємодію з ґрунтом. При виконанні технологічного процесу дотичний потік ґрунту повинен мати запас кінетичної енергії, що витрачається на переміщення рослин бур'яну по лезу лапи. Забивання леза лапи починається, коли запас кінетичної енергії ґрунту малий. Дослідження [40] містять дані по регулюванню запасу кінетичної енергії ґрунту при його русі по лезу лапи. З цією метою лезо лапи виконують із змінним кутом розхилу γ .

З аналізу існуючих форм лез культиваторних лап їх можна представити схематично за трьома спрощеними варіантами (рис. 3.2).

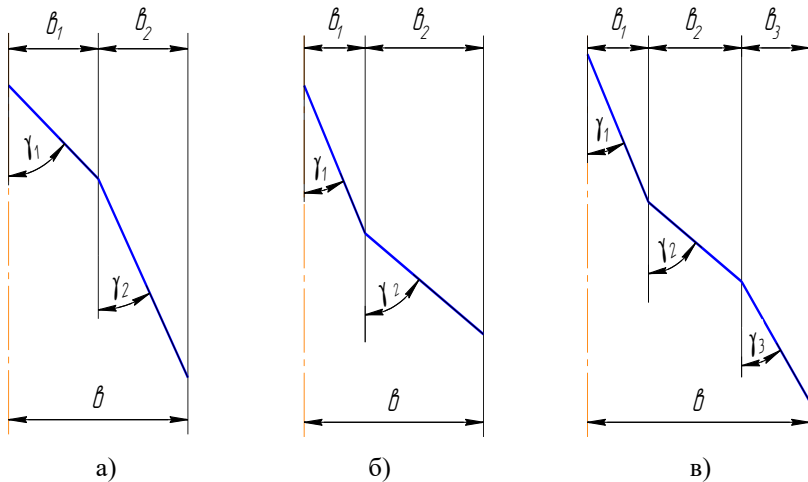


Рис. 3.2 – Схеми форм лез культиваторних лап:

а – $\gamma_1 > \gamma_2$; б – $\gamma_1 < \gamma_2$; в – $\gamma_1 < \gamma_2 > \gamma_3$.

Перший варіант форми леза культиваторної лапи (рис. 3.2, а) характерний тим, що лезо виконано двоступеневим, коли на другій половині, де відбувається схід рослин з лапи, кут γ_2 зменшується у порівнянні з кутом γ_1 (кут між віссю симетрії та площиною леза першої ділянки). Таке конструктивне виконання лапи культиватора дозволяє збільшити швидкість руху ґрунту по лезу і тим самим значно зменшити імовірність його забивання рослинними залишками.

Виконання леза лапи культиватора за другим варіантом (рис. 3.2, б), коли $\gamma_1 < \gamma_2$ забезпечує утворення запасу кінетичної енергії потоку ґрунту на першому етапі взаємодії з лезом та зменшення імовірності забивання рослинами бур'янів. При цьому треба зазначити ще одну перевагу такого конструктивного виконання леза лапи, що обумовлюється зменшенням тягового опору при переміщенні її у ґрунті.

Третій варіант виконання форми леза лапи (рис. 3.2, в) є комбінованим і об'єднує дві попередньо розглянуті схеми.

Дослідження доцільності використання тієї чи іншої схеми виконання лапи культиватора обумовлюється функціями призначення означеного

робочого органу. Так, дослідженнями Г.Н. Синеокова [112] встановлено, що виконання лапи за першою схемою, коли кут γ зменшується в кінці сходу рослин бур'янів з леза, обумовлює збільшення імовірності їх незрізання. В [112] також доведено, що зменшення кута γ сприяє збільшенню довжини леза при заданих вихідних даних стосовно ширини захвату лапи θ . Це призводить до збільшення тягового опору робочого органу.

Таким чином, при виборі конкретної схеми виконання форми леза культиваторної лапи необхідно виходити з наступного:

- довжина леза, при заданій ширині захвату лапи θ , повинна збільшуватися на незначну величину;
- обґрунтованість значень кутів розхилу лапи $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ та визначення довжини ділянок леза $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ по ширині захвату;
- максимальне значення кута розхилу γ повинно забезпечувати умови переміщення рослини бур'яну по лезу лапи з ковзанням.

Аналіз існуючих схем виконання леза культиваторних лап обумовлює два основних напрямки досліджень. По-перше, необхідно виконати дослідження умов відсутності забивання леза лапи рослинними залишками, що обумовлює ефективність виконання функцій призначення. По-друге, є надзвичайно важливим обґрунтування профілю леза лапи, що забезпечує мінімальну енергоємність виконання технологічного процесу. Обидва ці напрямки розглянуто в наступних розділах роботи.

3.2. Вплив форми леза на відсутність забивання лапи рослинами бур'янів

Як було встановлено в попередньому розділі, якість функціонування стрілкової лапи культиватора в значній мірі залежить від її здатності самоочищатися від рослинних залишків при виконанні технологічного процесу.

Для проведення теоретичного аналізу якості функціонування робочого органу культиватора розглянемо процес руху рослини бур'яну по лезу лапи (рис. 3.3). Виходячи з того, що стрілчаста лапа має повздовжню вісь

симетрії, будемо розглядати одне її крило з врахуванням поступальної швидкості руху машини V_M [135].

З трикутника AA_1A_1' (рис. 3.3) отримаємо наступне співвідношення:

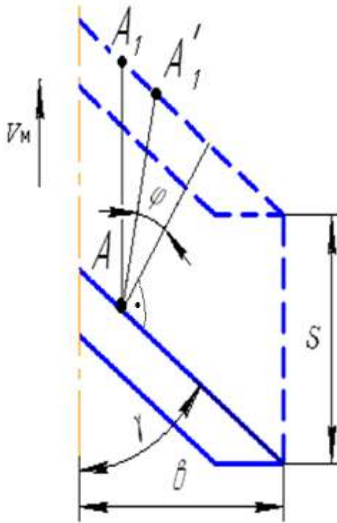


Рис. 3.3 – Схема руху рослини бур'яну по лезу лапи

$$\frac{AA_1}{\sin\left(\frac{\pi}{2} + \varphi\right)} = \frac{AA_1'}{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \gamma - \varphi\right)}, \quad (3.1)$$

де AA_1 – переміщення точки лапи;

A_1A_1' – переміщення рослини бур'яну у відносному русі по лезу лапи;

S – переміщення лапи.

Приймаючи до уваги те, що переміщення точки лапи AA_1 та A_1A_1' виконується за один і той же час, підтвердимо, як в [85], значення швидкості ковзання рослини бур'яну по лезу лапи V_K в залежності від поступальної швидкості руху машини V_M та параметрів γ та φ в наступному виді:

$$V_K = V_M \frac{\cos(\gamma + \varphi)}{\cos \varphi}. \quad (3.2)$$

Із відомої залежності (3.2) [85] випливає, що швидкість руху рослини бур'яну по лезу лапи культиватора в значній мірі обумовлюється співвідношення між кутами γ і φ . Рух стеблини бур'яну по лезу лапи буде відбуватися при наступному співвідношенні між означеними кутами:

$\gamma \leq \frac{\pi}{2} - \varphi$. Виходячи з цього, проведемо дослідження відомої залежності

(3.2) [85] для різних значень кута розхилу лапи та кута тертя рослини бур'яну по лезу. Графічна інтерпретація відомої залежності для різних значень параметрів γ та φ представлена на рис. 3.4. Аналіз отриманих

графічних залежностей дозволяє зробити наступні висновки. По-перше, швидкість руху рослин бур'яну по лезу лапи V_K є похідною від швидкості руху машини, тобто вона має місце тільки при наявності поступального руху робочого органу культиватора. По-друге, теоретично переміщення рослин бур'яну по лезу лапи і схід з нього можливий тільки за умови, коли $V_K > 0$. На рис. 3.4 ця зона визначається коефіцієнтом тертя рослин бур'яну і розташована лівіше залежностей 1–6.

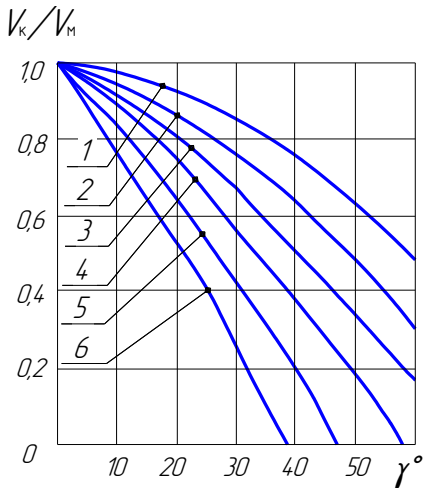


Рис. 3.4 – Залежності відносної швидкості ковзання від кута розхилу лапи, при:

- 1 – $\varphi = 0^\circ$; 2 – $\varphi = 10^\circ$;
 3 – $\varphi = 20^\circ$; 4 – $\varphi = 30^\circ$;
 5 – $\varphi = 40^\circ$; 6 – $\varphi = 50^\circ$

При цьому необхідно врахувати той факт, що коефіцієнт тертя рослин бур'яну по лезу лапи \bar{f}_M не є сталою величиною, а залежить від їх ботанічного складу, вологості та інше і може значно змінюватися навіть в межах одного поля в досить великому інтервалі значень [49].

Виходячи з цього, для запобігання ефекту зависання і обволікання леза лапи культиватора необхідно мати певний запас швидкості ковзання рослини бур'яну V_K по лезу лапи культова-тора.

Для визначення запасу швидкості ковзання V_K представимо відому залежність (3.2) [101] в наступному виді:

$$V_K = V_M (\cos \gamma - \sin \gamma \bar{f}_M), \quad (3.3)$$

де \bar{f}_M – приведений коефіцієнт тертя рослин бур'яну по лапі культиватора.

Отримана формула (3.3) визначає відому [85] залежність швидкості

ковзання рослин бур'яну від їх коефіцієнта тертя по матеріалу лапи, який внаслідок впливу багатьох факторів є випадковою величиною. Внаслідок впливу великої кількості випадкових факторів слід вважати закон розподілення величини \bar{f}_M нормальним. Отримана залежність (3.3) носить нелінійний характер, тому і закон розподілення швидкості ковзання бур'яну по лезу лапи V_K слід вважати нормальним законом з параметрами \bar{V}_K і σ_{V_K} :

$$\begin{cases} \bar{V}_K = V_M (\cos \gamma - \sin \gamma \bar{f}_M); \\ \sigma_{V_K} = V_M \sin \gamma \sigma_{f_M} = V_M \sin \gamma v_{f_M} \bar{f}_M, \end{cases} \quad (3.4)$$

де \bar{f}_M , σ_{f_M} – параметри закону розподілення величини f_M ;

v_{f_M} – коефіцієнт варіації коефіцієнта тертя f_M .

Тоді запас швидкості ковзання V_K можна записати у вигляді наступної залежності:

$$V_K = V_M [\cos \gamma - \sin \gamma \bar{f}_M (1 \pm t_\beta v_{f_M})], \quad (3.5)$$

де t_β – квантиль нормального розподілення швидкості ковзання V_K при довірчій імовірності, яка приймається в межах $\beta = 0,9 \dots 0,95$.

У відповідності з залежністю (3.3) запас швидкості ковзання рослин бур'яну по лезу культиваторної лапи компенсується зменшенням кута розхилу γ . На це вказано в роботах А.Г.Цимбала, Г.Н.Синеєкова [112], П.М.Заїки [56].

Проведено розрахунки швидкості ковзання рослин бур'яну V_K по лезу культиваторної лапи згідно залежності (3.3) з врахуванням запасу швидкості ковзання V_K , що визначається залежністю (3.5). Розрахунки проведені для випадків: $\beta = 0,95$; $\bar{f}_M = 0,5$ ($\alpha = 26,5^\circ$) при коефіцієнті варіації в межах $0 \dots 0,3$, що є найбільш розповсюдженим для нормального розподілення випадкових величин. Результати розрахунків наведені на рис.3.5. Розглянутий також варіант, коли коефіцієнт варіації v_{f_M} дорівнює 0,6. Такий варіант має місце для усіченого нормального розподілення випадкових величин.

Результати розрахунків (рис. 3.5) вказують на те, що при збільшенні

коефіцієнту варіації v_{f_m} , наприклад для значення кута розхилу стрілочасті лапи $\gamma = 40^\circ$, для збереження існуючого значення швидкості ковзання рослин по лезу лапи V_k необхідно зменшувати кут розхилу γ . Для випадку, що розглядається, кут γ необхідно зменшити майже в 1,5 раза.

При цьому необхідно зазначити, що зменшення кута розхилу лапи γ обумовлює зменшення ширини захвату θ (рис.3.3) та збільшення загальної довжини леза, що є негативним з точки зору практичного використання [135].

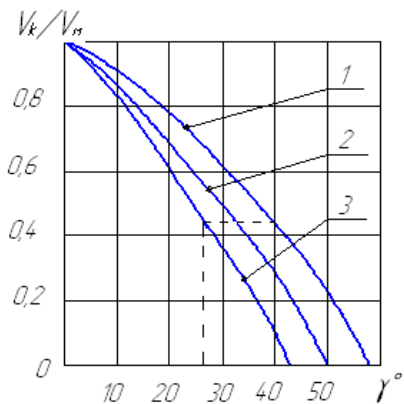


Рис. 3.5 – Залежності відносної швидкості ковзання від кута розхилу лапи, при $f_m = 0,5$; 1 – $v_{f_m} = 0$; 2 – $v_{f_m} = 0,3$; 3 – $v_{f_m} = 0,6$

Нами досліджено найбільш перспективний варіант формування леза культиваторної лапи, коли кут розхилу γ збільшується за шляхом переміщення рослин бур'яну (рис. 3.2, б).

При визначенні довжини леза лапи культиватора враховано його мінімальне значення, що визначається залежністю:

$$l_{\min} = \theta / \sin \gamma_2 \quad (3.6)$$

та коефіцієнтами:

$$k = \theta_2 / \theta; \quad (3.7)$$

$$\mu = \sin \gamma_2 / \sin \gamma_1. \quad (3.8)$$

З врахуванням прийнятих параметрів загальна довжина леза лапи визначається за формулою:

$$l = l_{\min} (\mu - \mu k + k). \quad (3.9)$$

Аналіз отриманої залежності (3.9) визначення довжини леза лапи вказує на те, що раціональними значеннями коефіцієнтів, для яких довжина леза збільшується по відношенню до вихідного варіанту в 1,1...1,6 раза можна вважати: $k = 0,6...0,8$ і $\mu = 1,5...2,5$.

Не втручаючись у розглядання взаємодії дотичних потоків ґрунту по

обох ділянках леза, на основі закону збереження кількості руху можна визначити загальну швидкість ковзання потоку ґрунту по лезу лапи від значень швидкостей V_{K1} і V_{K2} на окремих ділянках, прийнявши припущення, що маса ґрунту є пропорційною по довжині леза:

$$V_K = \frac{\mu(1-k)V_{K1} + kV_{K2}}{\mu(1-k) + k}. \quad (3.10)$$

Із залежності (3.10) випливає, що загальна швидкість ковзання рослин бур'яну по лезу лапи є усереднене значення швидкостей ковзання на окремих ділянках леза V_{K1} і V_{K2} . Для середніх значень коефіцієнтів $k = 0,7$ та $\mu = 2,0$ швидкість ковзання складає:

$$V_K = 0,46V_{K1} + 0,5V_{K2}. \quad (3.11)$$

На підставі закону збереження кількості руху і приймаючи, що маса ґрунту пропорційна довжині леза, визначено умови відсутності забивання для двоступеневого леза культиваторної лапи з врахуванням (3.10) та (3.3) і послідовними перетвореннями можна записати у наступному вигляді:

$$\frac{\mu(1-k)\cos(\gamma_1 + \varphi) + k\cos(\gamma_2 + \varphi)}{\cos\varphi[\mu(1-k) + k]} > t_{\beta}V_{f_H} \sin\varphi, \quad (3.12)$$

де φ – кут тертя, відповідний до \bar{f}_M .

Таким чином, одержана математична модель руху рослин бур'яну по лезу лапи, що визначає їх відносну швидкість ковзання в залежності від кута розхилу стрілкової лапи та коефіцієнта тертя бур'яну по металу, який розглянуто як випадкову величину з нормальним законом розподілення.

3.3. Обґрунтування профілю леза стрілкової лапи із змінним кутом різання

Одним з найбільш важливих параметрів, який впливає на якість зрізання рослин бур'янів, є кут розхилу стрілкової лапи γ . Кут γ вибирають таким, щоб забезпечувалось підрізання рослин з ковзанням і була відсутня можливість забивання леза рослинними залишками.

Виходячи з цих умов, сьогодні на виробництві, як правило, використовуються стрілкові лапи з прямолінійним профілем леза. Але

результати дослідження попереднього розділу вказують на те, що при врахуванні швидкості ковзання рослин по лезу лапи раціональне значення кута розхилу лапи не є сталою величиною. У зв'язку з цим, виникає необхідність обґрунтування профілю леза, який задовольняв би вимогам до раціонального значення поточного кута розхилу лапи і забезпечував процес роботи з мінімальною витратою енергії.

У зв'язку з тим, що стрілчаста лапа має повздовжню вісь симетрії для обґрунтування профілю її леза достатньо розглянути одне крило. Лезо крила лапи розподілимо на дві частини (рис. 3.6). На першій ділянці за напрямком руху лапи створюють умови для збільшення швидкості руху рослин та накопиченню запасу кінетичної енергії шляхом зменшення кута розхилу γ . На другій – забезпечують дорізання рослин з виключенням імовірності забивання ними леза в зоні зходу з нього.

При цьому основна частина енергії в процесі роботи лапи витрачається при взаємодії її з ґрунтом. Тому і раціональну форму стрілчастої лапи доцільно визначити виходячи з процесу її взаємодії з ґрунтом, враховуючи при цьому вимоги до підрізання нею рослин бур'янів. На рис. 3.6 наведена схема до обґрунтування профілю леза стрілчастої культиваторної лапи.

Виходячи з вищенаведеного, сформульовано постановку задачі досліджень. Необхідно знайти раціональний профіль леза стрілчастої лапи мінімальної енергосємності, який описується кривою OPK (рис. 3.6). При цьому, шукана крива проходить через дві фіксовані точки з координатами x_0, y_0 і x_k, y_k та плаваючу т. P , яка може переміщатися по прямій $y = y_n$. Крива OPK виходить з т. O під заданим кутом γ_0 , який забезпечує умови для накопичення необхідної кінетичної енергії підрізаємої рослини та підходить до т. K під заданим кутом розхилу γ_k , який виключає забивання леза рослинними залишками [135].

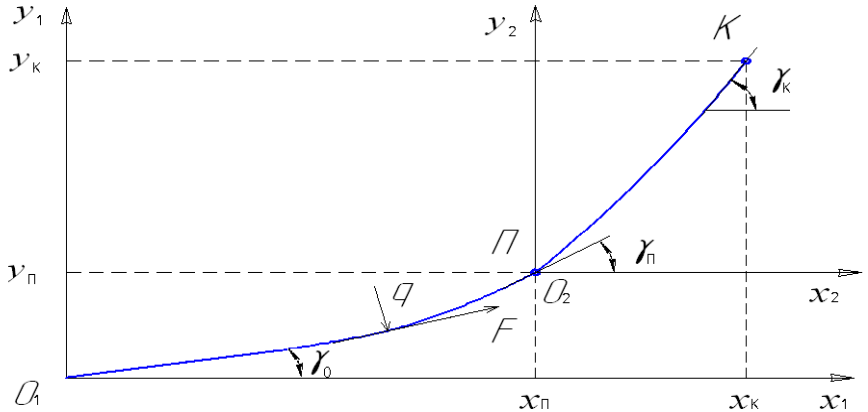


Рис. 3.6 – Схема до обґрунтування профілю леза стрілкової лапи

Вирішення поставленої задачі виконано згідно рекомендацій [100]. На елементарну ділянку леза лапи dl діє напрямна сила тиску ґрунту q та сила тертя F . Проекція сил на вісь $O_2\bar{O}$ має вигляд:

$$dR_x = (q \sin \gamma + F \cos \gamma) dl, \quad (3.13)$$

Виходячи з того, що $F = qf$, $\sin \gamma = \frac{y'}{\sqrt{1 + y'^2}}$, $\cos \gamma = \frac{1}{\sqrt{1 + y'^2}}$,

$dl = \sqrt{1 + y'^2} \cdot dx$ одержимо енергетичний функціонал опору леза стрілкової лапи у вигляді:

$$R_x = \int_0^{x_{\Pi}} q(y' + f) dx + \int_{x_{\Pi}}^{x_K} q(y' + f) dx. \quad (3.14)$$

де y' – похідна профільної лінії.

Для визначення закономірностей розподілення питомого тиску на лезі стрілкової лапи використаємо результати експериментальних досліджень одержаних в [52]:

$$q = a_1 + \frac{a_2 y'}{\sqrt{1 + y'^2}},$$

де a_1, a_2 – постійні величини, які визначаються фізико-механічними властивостями ґрунту. Для чорноземів середньо-механічного складу вони, відповідно, дорівнюють 41 і 125 $\frac{H}{M}$ [52].

Для спрощення вирішення поставленої задачі приймаємо дві декартові системи координат $x_1 O_1 y_1$ і $x_2 O_2 y_2$. На першій ділянці лева будемо шукати криву, яка виходить з т. O_1 під заданим кутом γ_0 і плаваючу т. Π будемо розглядати як граничну. На другій ділянці виконаємо пошук кривої, що виходить з т. Π під заданим кутом γ_Π і приходить в кінцеву т. K під заданим кутом γ_K (рис.3.6). При цьому положення плаваючої т. Π та початковий кут другої ділянки γ_Π визначаються за результатами вирішення першої частини поставленої задачі.

В такому випадку енергетичний функціонал опору лева стрілчастої лапи запишеться у вигляді:

$$R_X = \int_0^{x_\Pi} \left[a_1 + \frac{a_2 y_1'}{\sqrt{1 + y_1'^2}} \right] \cdot (y_1' + f) dx_1 + \int_0^{x_{K2}} \left[a_1 + \frac{a_2 y_2'}{\sqrt{1 + y_2'^2}} \right] \cdot (y_2' + f) dx_2. \quad (3.15)$$

Для визначення екстремуму енергетичного функціоналу скористаємося прямим методом варіаційного числення [100]. Рівняння шуканої кривої, що відповідає умовам постановки задачі запишеться у вигляді:

$$y_1 = y_0' x_1 + x_1^2 \frac{y_\Pi - x_\Pi y_0'}{x_\Pi^2} + (x_\Pi - x_1) (C_1 x_1^2 + C_2 x_1^3), \quad (3.16)$$

де C_1, C_2 – коефіцієнти, які визначають шуканий профіль лева стрілчастої лапи.

Враховуючи те, що x_Π за умовами постановки задачі є плаваючою координатою, запишемо рівняння трансверсальності між шуканою кривою та рівнянням, яке визначає вимоги до розміщення граничної точки [100]:

$$\left[F - F_{y_1'} (y_1' - \varphi_1') \right]_{x=x_{\Pi}} = 0,$$

де F – підінтегральний вираз функціоналу;

φ_1 – функція, що визначає допустимі межі положення плаваючої т. П.

В даному випадку $K = y_{\Pi} = const$.

З урахуванням останнього, рівняння трансверсальності запишеться:

$$\left[F - F_{y_1'} \varphi_1' \right]_{x=x_{\Pi}} = 0.$$

Після відповідних підстановок та перетворень рівняння трансверсальності запишеться:

$$\left[\left(a_1 + \frac{a_2 y_1'}{\sqrt{1 + y_1'^2}} \right) f - \frac{a_2 (1 - y_1'^2)}{\sqrt{(1 + y_1'^2)^3}} \right]_{x=x_{\Pi}} = 0. \quad (3.17)$$

Перша похідна рівняння (2.16) має вигляд:

$$y_1' = y_0' + 2x_1 \frac{y_{\Pi} - x_{\Pi} y_0'}{x_{\Pi}^2} - C_1 x_1^2 - C_2 x_1^3 + (x_{\Pi} - x_1) (2C_1 x_1 + 3C_2 x_1^2) \quad (3.18)$$

або

$$y_1' /_{x=x_{\Pi}} = y_0' + \frac{2y_{\Pi}}{x_{\Pi}} - 2y_0' - C_1 x_{\Pi}^2 - C_2 x_{\Pi}^3. \quad (3.19)$$

Підставляючи у першу частину функціоналу (3.15) рівняння (3.18) задача пошуку екстремуму функціоналу зводиться до стандартної задачі знаходження екстремуму функції. Взявши часткові похідні від першої частини рівняння (3.15) по шуканим коефіцієнтам C_1 і C_2 , з врахуванням плаваючої верхньої межі, та прирівнюючи їх до нуля одержуємо наступну систему рівнянь:

$$\frac{dR_x}{dC_i} = \int_0^{x_{\Pi}} \left[\frac{a_2(1-y_1'^2)}{\sqrt{(1+y_1'^2)^3}} (y_1' + f) + \left(a_1 + \frac{a_2 y_1'}{\sqrt{1+y_1'^2}} \right) \right] \times \frac{dy_1'}{dC_i} dx + \frac{dF}{dC_i} \Big|_{x=x_{\Pi}} = 0, \quad (3.20)$$

де $i = \overline{1,2}$

$$\frac{dy_1'}{dC_1} = -x_1^2 + (x_{\Pi} - x_1) \cdot 2x_1;$$

$$\frac{dy_1'}{dC_2} = -x_1^3 + (x_{\Pi} - x_1) \cdot 3x_1^2.$$

$$F_{1/x=x_{\Pi}} = \left[a_1 + \frac{a_2 y_{1/x=x_{\Pi}}'}{\sqrt{1+y_{1/x=x_{\Pi}}'^2}} \left(y_{1/x=x_{\Pi}}' + f \right) \right];$$

$$\frac{dF_1}{dC_{i/x=x_{\Pi}}} = \frac{a_2 \left(1 - y_{1/x=x_{\Pi}}'^2 \right)}{\sqrt{\left(1 + y_{1/x=x_{\Pi}}'^2 \right)^3}} \left(y_{1/x=x_{\Pi}}' - f \right) + \left(a_1 + \frac{a_2 y_{1/x=x_{\Pi}}'}{\sqrt{1+y_{1/x=x_{\Pi}}'^2}} \right) \frac{dy_1'}{dC_{i/x=x_{\Pi}}};$$

$$\frac{dy_1'}{dC_{1/x=x_{\Pi}}} = -x_{\Pi}^2;$$

$$\frac{dy_1'}{dC_{2/x=x_{\Pi}}} = -x_{\Pi}^3.$$

Систему рівнянь (3.17) та (3.20) розв'язано чисельним методом при наступних значеннях параметрів: $f = 0,5$; $x_1(0) = 0$; $y_1(0) = 0$; $y_0' = 0,36$; $x_{\Pi} = 0,05 \text{ м}$; $a_1 = 41 \text{ Н/м}$; $a_2 = 125 \text{ Н/м}$; $y_k' = 0,7$.

За результатами вирішення системи рівнянь визначені значення коефіцієнтів C_1 і C_2 , а також координата плаваючої граничної точки x_{Π} , які

дорівнюють $C_1=0,3045$; $C_2=60,01$; $x_{II} = 0,137$ м. Рівняння поверхні кривої другої ділянки леза стрілкової лапи, яке відповідає вимогам поставленої задачі, запишеться у вигляді:

$$y_2 = y'_{II}x_2 + \frac{[3y_{K_2} - x_{K_2}(y'_{K_2} + 2y'_{II})]}{x_{K_2}^2} \cdot x_2^2 + \frac{[(y'_{K_2} + y'_{II})x_{K_2} - 2y_{K_2}]}{x_{K_2}^3} \cdot x_2^3 + (x_K - x_2)^2(C_3x_2^2 + C_4x_2^3), \quad (3.21)$$

де C_3 і C_4 – коефіцієнти, які визначають шуканий профіль другої ділянки леза лапи.

Похідна від (3.21) запишеться:

$$y'_2 = y'_{II} + 2x_2 \frac{3y_{K_2} - x_{K_2}(y'_{K_2} + 2y'_{II})}{x_{K_2}^2} + \frac{3x_2^2(y'_{K_2} + y'_{II})x_{K_2} - 2y_{K_2}}{x_{K_2}^3} - 2(x_K - x_2)(C_3x_2^2 + C_4x_2^3) + (x_K - x_2)^2(2C_3x_2 + 3C_4x_2^2) \quad (3.22)$$

Підставляємо (3.22) в функціонал (3.15) і візьмемо часткові похідні по C_3, C_4 та прирівняємо до нуля.

$$\frac{dR_{x_2}}{dC_j} = \int_{x_{II}=0}^{x_K - x_{II}} \left[\frac{a_2(1 - y_2'^2)}{\sqrt{(1 + y_2'^2)^3}} (y_2' + f) + \left(a_1 + \frac{a_2 y_2'}{\sqrt{1 + y_2'^2}} \right) \right] \times \frac{dy_2'}{dC_j} dx_2 = 0, \quad (3.23)$$

де $j = \bar{3}, \bar{4}$;

$$\frac{dy_2'}{dC_3} = -2(x_K - x_2)x_2^2 + 2(x_K - x_2)^2 x_2;$$

$$\frac{dy_2'}{dC_4} = -2(x_K - x_2)x_2^3 + 3(x_K - x_2)^2 x_2^2.$$

Вирішення системи рівнянь (3.23) з урахуванням рівнянь (3.22) та (3.20) дозволило отримати значення коефіцієнтів C_3 та C_4 , які відповідно дорівнюють: $C_3 = -2947,2$; $C_4 = -105095$.

Систему рівнянь вирішено при наступних значеннях параметрів: $y'_k = 0,7$; $y_{k2} = 0,115$; $x_{k2} = 0,093$; $y'_i = 1,145$.

Профіль леза стрілкової лапи мінімальної енергоємності одержаний для заданих умов постановки задачі описується рівнянням:

$$y = \begin{cases} 0,36x + 0,078x^2 + 7,92x^3 - 60,01x^4; & \text{для } 0_1 \leq x \leq x_{\Pi}. \\ 1,145x - 17,752x^2 - 433,416x^3 + 16600,47x^4 - 105095x^5; & \text{для } 0_2 \leq x \leq x_{K2}. \end{cases} \quad (3.24)$$

Профіль леза культиваторної лапи шириною захвату 330 мм мінімальної енергоємності розрахований згідно отриманої залежності (3.24) наведено на рис. 3.7.

Таким чином, за результатами проведеного дослідження обґрунтовано раціональний профіль леза культиваторної лапи із змінним кутом різання рослин, що забезпечує мінімальну витрату енергії при виконанні технологічного процесу культивування ґрунту.

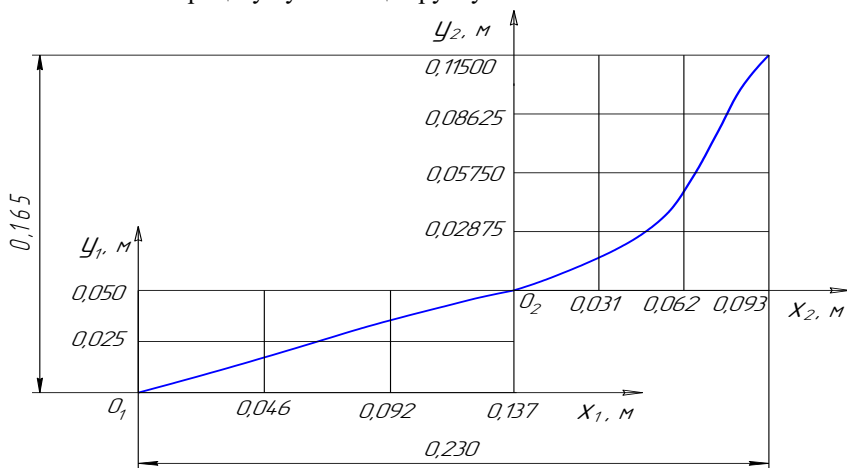


Рис. 3.7 – Профілі леза культиваторної лапи шириною захвату 330 мм

Розроблена методика розрахунку раціональної форми лез може бути застосована для розрахунків і обґрунтування раціональних форм лез

робочих органів культиваторів з шириною захвату 0,25; 0,27 м , що використовуються на культиваторах для міжрядного та суцільного обробітку ґрунту.

3.4. Дослідження стійкості руху культиватора з одношарнірною підвіскою робочих органів

Більшість культиваторів для суцільного обробітку ґрунту обладнані радіальною (одношарнірною) підвіскою робочих органів. При цьому основним недоліком такої конструкції є змінність встановлення лез лап до горизонтального (заданого) положення, що сприяє порушенню стійкості ходу робочих органів відносно заданої глибини обробітку ґрунту. Цьому сприяє збуджуючий змінний вплив на робочі органи з боку об'єкта обробітку. У зв'язку з цим, виникає необхідність в проведенні досліджень процесу роботи культиватора на асимптотичну стійкість руху.

Стійкість руху у вертикальній площині культиватора з одношарнірною підвіскою робочих органів (рис. 3.8) залежить від довжини гряділя l_r , сили стиснення пружини натискної штанги, сили тяжіння робочого органу, сил опору ґрунту R_x і R_z . При роботі культиватора внаслідок зміни фізико-механічних характеристик ґрунту, наявності рослинних залишків та інших домішок сили опору R_x і R_z змінюються у досить широкому інтервалі, що і є збуджуючим фактором.

Для дослідження на стійкість руху секції культиватора з одношарнірною підвіскою приймаємо, що рама культиватора і вісь кріплення секції культиватора в т. O (рис. 3.8) переміщується прямолінійно з постійною швидкістю по осі X , а вісь OZ співпадає з геометричною віссю стовби робочого органу культиватора

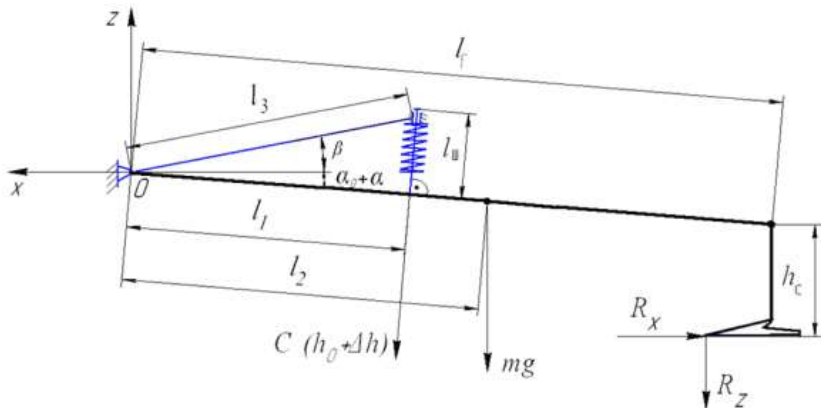


Рис. 3.8 – Розрахункова схема одношарнірної підвіски робочого органу культиватора

Обираємо декартову систему відрахувань XOZ з початковою т. O , що розташована в точці кріплення гряділя до рами. Тоді рівняння динаміки функціонування механічної системи запишемо у наступному вигляді [100]:

$$\begin{aligned} \ddot{\alpha} = & C(\Delta h + h_0)l_1 + mgl_2 \cos(\alpha + \alpha_0) - \\ & - R_x[l_\Gamma \cdot \sin(\alpha + \alpha_0) + h_C] + R_z l_\Gamma \cos(\alpha + \alpha_0) + A_1 \dot{\alpha}^2 \end{aligned} \quad (3.25)$$

де C – жорсткість пружини натискної штанги, Н/м;

h_0 – початкове стиснення пружини натискної штанги, Н/м;

Δh – зміна стиснення натискної пружини штанги, Н/м;

l_1 – відстань від т. O до кріплення натискної штанги, м;

l_2 – відстань від т. O до центра мас системи, м;

α – поточне значення кута нахилу гряділя до горизонту, град;

α_0 – початковий кут нахилу гряділя до горизонту, град;

h_C – висота стовби культиваторної лапи, м;

A_1 – коефіцієнт пропорційності між швидкістю зміни поточного значення кута α і силою опору вертикального переміщення робочого органу.

m – маса гряділя з робочим органом, яка дорівнює:

$$m = m_1 + m_2 + m_3 + m_4, \text{ кг,}$$

де m_1 – маса гряділя, кг; m_2 – маса кронштейна кріплення стовби лапи, кг;
 m_3 – маса стовби лапи, кг; m_4 – маса лапи, кг.

Із рис. 3.8 випливає, що зміна стиснення натискної штанги Δh визначається наступним чином:

$$\Delta h = l_{III} - l_3 \sin(\beta + \alpha_0 - \alpha), \quad (3.26)$$

де l_{III} – довжина натискної штанги, м;

l_3 – довжина тяги кріплення повзуна натискної штанги, м;

β – кут між тягою кріплення повзуна штанги і горизонтом, град.

У зв'язку з тим, що опір руху робочого органу в ґрунті не є постійним, його значення запишемо у вигляді:

$$R_x = R_{x\Gamma} [1 + A_2 \sin A_3 t], \quad (3.27)$$

де $R_{x\Gamma}$ – проекція на вісь ОХ постійного значення сили взаємодії ґрунту і лапи;

A_2, A_3 – коефіцієнти, що характеризують зміну сили опору лапи у часі.

Після підстановки (3.26) і (3.27) в (3.25) отримаємо:

$$\begin{aligned} \ddot{\alpha} = & C[l_{III} - l_3 \sin(\beta + \alpha_0 - \alpha) + h_0] \cdot l_1 + mgl_2 \cos(\alpha + \alpha_0) - \\ & - R_{x\Gamma} [1 + A_2 \sin A_3 t] \times [l_{\Gamma} \cdot \sin(\alpha + \alpha_0) + h_C] + R_z l_{\Gamma} \cos(\alpha + \alpha_0) + A_4 \dot{\alpha}. \end{aligned} \quad (3.28)$$

Для вирішення отриманого диференціального рівняння чисельним методом необхідно врівноважити сили, що діють на систему в початковий момент руху. Тоді при $t = 0$, $\alpha = 0$, $\dot{\alpha} = 0$, $\ddot{\alpha} = 0$ запишемо:

$$\begin{aligned} 0 = & C[l_{III} - l_3 \sin(\beta + \alpha_0) + h_0] \cdot l_1 + mgl_2 \cos(\alpha + \alpha_0) - \\ & - R_{x\Gamma} [l_{\Gamma} \cdot \sin(\alpha + \alpha_0) + h_C] + R_z l_{\Gamma} \cos(\alpha + \alpha_0). \end{aligned} \quad (3.29)$$

Звідки отримаємо:

$$R_z = \frac{-C[l_{III} - l_3 \sin(\beta + \alpha_0) + h_0]}{\cos \alpha_0} - mgl_2 - R_{x\Gamma} (l_1 - \sin \alpha_0 + h_C). \quad (3.30)$$

Після підстановки отриманого виразу (3.30) в (3.28) отримаємо диференціальне рівняння функціонування системи у вигляді:

$$\begin{aligned} \ddot{\alpha} = & \frac{1}{I} \{ C[l_{III} - l_3 \sin(\beta + \alpha_0 - \alpha) + h_0]l_1 + mgl_2 \cos(\alpha_0 + \alpha) - \\ & - R_{x_{\Gamma}} [1 + A_2 \sin A_3 t] \cdot [l_{\Gamma} \sin(\alpha_0 + \alpha) + h_C] - C[l_{III} - l_3 \sin(\beta + \\ & + \alpha_0) + h_0]l_1 - mgl_2 \cos(\alpha_0 + \alpha) - R_{x_{\Gamma}} [l_{\Gamma} \sin \alpha_0 + h_C] + A_1 \dot{\alpha} \}. \end{aligned} \quad (3.31)$$

Введенням нових змінних в (3.31) $\dot{\alpha} = \omega$ знизимо порядок диференціального рівняння:

$$\begin{aligned} \dot{\omega} = & \frac{1}{2} \{ C[l_{III} - l_3 \sin(\beta + \alpha_0 - \alpha) + h_0]l_1 + mgl_2 \cos(\alpha_0 + \alpha) - \\ & - R_{x_{\Gamma}} [1 + A_2 \sin A_3 t] \cdot [l_{\Gamma} \sin(\alpha_0 + \alpha) + h_C] - C[l_{III} - l_3 \sin(\beta + \\ & + \alpha_0) + h_0]l_1 - mgl_2 \cos \alpha_0 - R_{x_{\Gamma}} [l_{\Gamma} \sin \alpha_0 + h_C] + A_1 \omega \}. \end{aligned} \quad (3.32)$$

Для дослідження системи на стійкість руху скористаємося другим методом Ляпунова і складемо диференціальне рівняння збуреного руху системи. При цьому будемо вважати, що при збуреному русі системи її взаємозв'язок не порушується. Тоді рівняння збуреного руху запишемо у вигляді:

$$\dot{\alpha} + \dot{s} = \omega + \delta = \dot{\alpha} + \delta, \quad (3.33)$$

при $\dot{s} = \delta$.

$$\begin{aligned} \dot{\omega} + \dot{\delta} = & \frac{1}{I} \{ C[l_{III} - l_3 \sin(\beta + \alpha_0 - \alpha + s) + h_0]l_1 + mgl_2 \cos(\alpha_0 + \alpha + s) - \\ & - R_{x_{\Gamma}} [1 + A_2 \sin A_3 t] \cdot [l_{\Gamma} \sin(\alpha_0 + \alpha + s) + h_C] - C[l_{III} - l_3 \sin(\beta + \\ & + \alpha_0) + h_0]l_1 - mgl_2 \cos \alpha_0 - R_{x_{\Gamma}} [l_{\Gamma} \sin \alpha_0 + h_C] + A_1 (\omega + \delta) \}. \end{aligned} \quad (3.34)$$

Розкладемо рівняння (3.34) в ряд Тейлора з точністю першого порядку малості:

$$\dot{s} = \delta,$$

$$\begin{aligned} \dot{\omega} + \dot{\delta} = & \frac{1}{I} \{ C[l_{III} - l_3 \sin(\beta + \alpha_0 - \alpha) + h_0]l_1 + mgl_2 \cos(\alpha_0 + \alpha) - \\ & - R_{x_{\Gamma}} [1 + A_2 \sin A_3 t] \cdot [l_{\Gamma} \sin(\alpha_0 + \alpha) + h_C] - C[l_{III} - l_3 \sin(\beta + \\ & + \alpha_0) + h_0]l_1 - mgl_1 \cos \alpha_0 - R_{x_{\Gamma}} [l_1 \sin \alpha_0 + h_C] + A_1 \omega \} + \\ & + \frac{1}{I} \{ C[l_{III} - l_3 \cos(\beta + \alpha_0 - \alpha - s)]l_1 - mgl_2 \sin(\alpha_0 + \alpha + s) - \\ & - R_{x_{\Gamma}} [1 + A_2 \sin A_3 t] \times [l_1 \cos(\alpha_0 + \alpha + s)]s + A_1 \delta \}. \end{aligned} \quad (3.35)$$

Різниця між правою і лівою частинами збуреного руху системи (3.35) і незбуреним рухом (3.32) дозволяє одержати диференціальне рівняння збурення:

$$\begin{aligned} \dot{\delta} = \frac{1}{I} \{ & C[l_{III} - l_3 \cos(\beta + \alpha_0 - \alpha - s)]l_1 + mg \sin(\alpha_0 + \alpha + s) - \\ & - R_{xT} [1 + A_2 \sin A_3 t] \times [l_1 \cos(\alpha_0 + \alpha + s)] \} \cdot s + A_1 \delta \end{aligned} \quad (3.36)$$

Диференціальне рівняння незбуреного руху (3.32) вирішувалося сумісно із збуренням (3.36) з використанням ПК при наступних значеннях коефіцієнтів: $A_1 = 315$ Нмс; $A_2 = 0,1083$; $A_3 = 0,0123$ град/с [100].

Сумарний момент інерції системи відносно осі обертання гряділя розраховували за формулою:

$$i = \frac{m_1 l_{\Gamma}^2}{2} + m_2 l_{\Gamma}^2 + m_3 (l_{\Gamma}^2 + \left(\frac{h_c}{2}\right)^2) + m_4 (l_{\Gamma}^2 + h_c^2). \quad (3.37)$$

Параметри механічної системи, що використані при розрахунках наведені в табл. 3.1. При розв'язку диференціальних рівнянь збурення задавали $s = 5^\circ$, $\delta = 1$ град/с.

Асимптотичну стійкість системи оцінювали залежністю значень часу збуреного руху від параметрів одношарнірної підвіски робочого органу культиватора.

Характер затухання коливань збуреного руху секції культиватора отриманого при рішенні диференціальних рівнянь на персональному комп'ютері приведено на рис. 3.9.



Рис. 3.9. – Характер затухання збуреного руху секції культиватора

Таблиця 3.1 – Значення параметрів та збурення механічної системи культиватора з одношарнірною підвіскою робочих органів

№ п/п	Параметри	Позначення	Одиниці вимірювань	Значення	
				параметру	збурення t , с
1	2	3	4	5	6
1	Довжина тяги кріплення повзуна натискної штанги	l_3	м	0,50	0,550
				0,59	0,550
				0,69	0,550
				0,78	0,550
2	Жорсткість пружини натискної штанги	С	Н/м	800	0,506
				1000	0,550
				1200	0,561
				1400	0,556
3	Висота стовби культиваторної лапи	h_C	м	0,27	0,592
				0,30	0,549
				0,33	0,550
				0,36	0,548
4	Довжина гряділя	l_Γ	м	0,5	0,406
				1,0	0,418
				1,5	0,550
				2,0	0,580
5	Маса гряділя з робочим органом	m	кг	15	0,505
				20	0,468
				25	0,550
				30	0,593
6	Відстань від точки кріплення гряділя до центра мас системи	l_2	м	0,5	0,550
				0,6	0,560
				0,7	0,537
7	Кут між тягою кріплення повзуна штанги і горизонтом	β	град.	17,9	0,555
				22,9	0,550
				27,9	0,546
				32,9	0,544
8	Початковий кут нахилу гряділя до горизонту	α_0	град.	0	0,544
				5	0,546
				10	0,550
				15	0,555
9	Довжина натискної штанги	l_{III}	м	0,26	0,550
				0,30	0,550
				0,34	0,550
				0,38	0,550

Аналіз отриманих залежностей (рис. 3.10) показує, що довжина натискної штанги l_{III} та тяги кріплення повзуна l_3 не впливають на час збурення системи.

Збільшення відстані від осі кріплення гряділя до центра мас l_2 з 0,5 до 0,6 м обумовлює збільшення збурення, а подальше збільшення цього показника зменшує час збуреного руху. Збільшення кута нахилу тяги повзуна штанги до горизонту β призводить до зменшення збурення, а збільшення початкового кута нахилу гряділя до горизонту – збільшення збурення системи. Рациональне значення жорсткості натискної пружини штанги C при заданих параметрах секції культиватора повинно бути не більше 800 Н/м, висота стовби культиваторної лапи h_c - не менше 0,3м.

Найбільший вплив на стійкість руху культиватора має довжина гряділя l_1 . Зміна довжини гряділя з 0,5 до 2,0 м збільшує час збурення системи майже в 1,4 раза. Збільшення маси секції культиватора від 15 до 30 кг, для заданих умов, призводить до збільшення збурюючого впливу на систему. Рациональним значенням маси гряділя з робочим органом культиватора слід вважати $m=18...20$ кг (рис. 3.10), при цьому час збуреного руху системи є мінімальним для заданих умов.

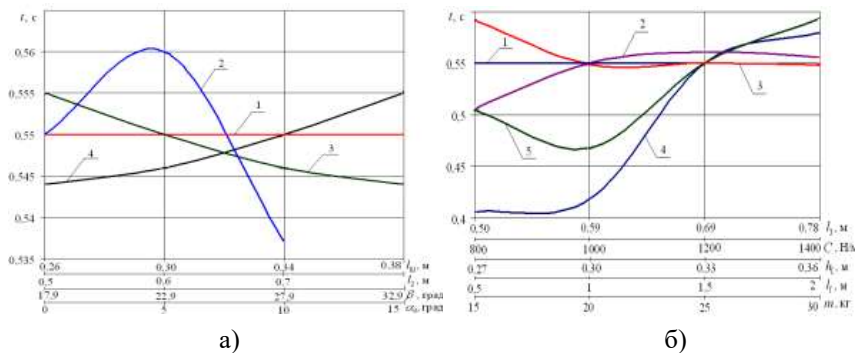


Рис. 3.10 – Залежності часу збурення від: а) 1 – довжини натискної штанги; 2 – відстані від точки кріплення гряділя до центра мас системи; 3 – кута між тягою кріплення повзуна штанги і горизонтом; 4 – початкового кута нахилу гряділя до горизонту; б) 1 – довжини тяги кріплення повзуна натискної штанги; 2 – жорсткості пружини натискної штанги; 3 – висоти стовби культиваторної лапи; 4 – довжини гряділя; 5 – маси гряділя з робочим органом

Виконані теоретичні дослідження дозволяють зробити наступні висновки.

Для забезпечення ефективності обробітку ґрунту з мінімальними енергетичними витратами культиваторні робочі органи повинні мати оптимальну форму леза при зміні технологічних режимів роботи і властивостей оброблюваного середовища.

Самоочищення робочих органів культиваторів можна підвищити шляхом виконання леза двоступеневим з різними кутами розхилу 2γ на носкові і крилах для утворення запасу швидкості ковзання рослин і ґрунту по лезу лапи.

Відсутність забивання лапи культиватора, згідно розробленої математичної моделі, обумовлюється швидкістю ковзання рослин бур'яну по лезу, яка залежить від кута розхилу γ та коефіцієнта тертя f_M , який має нормальний закон розподілення. Доведено, що швидкість ковзання можна підвищити за рахунок виконання леза двоступеневим з різними кутами розхилу лапи з параметрами: $k = \theta_2 / \theta = 0,6...0,8$; $\mu = \sin \gamma_2 / \sin \gamma_1 = 1,5...2,5$, довжина леза збільшується у відношенні до вихідного варіанту в $1,1...1,6$ раза.

Для забезпечення різання з ковзанням рослин бур'янів і ґрунту при мінімальних енерговитратах культиваторної лапи повинно мати форму згідно математичної моделі, що забезпечує змінний кут різання по довжині леза. Початкові параметри лапи такі: початковий кут розхилу $2\gamma = 40-45^\circ$; ширина захвату $2\theta = 0,25; 0,27; 0,33$ м; кінцевий кут розхилу $2\gamma' = 40-45^\circ$.

Для перевірки адекватності отриманих математичних моделей є доцільним виготовлення експериментальних зразків робочих органів культиваторів та проведення серії експериментів із статистичною обробкою результатів порівняльних випробувань.

Асимптотичну стійкість руху культиватора оцінювали залежністю значень збуреного руху за часом від параметрів одношарнірної підвіски робочого органу культиватора.

Найбільший вплив на стійкість руху культиватора має довжина гряділя l_r . Зміна довжини гряділя з $0,5$ до $2,0$ м збільшує час збурення системи майже в $1,4$ раза. Для забезпечення стійкості руху культиватора, згідно

диференціального рівняння збурення, раціональні значення конструкції культиватора повинні бути наступні: раціональне значення жорсткості натискної пружини штанги С при заданих параметрах секції культиватора повинно бути не більше 800 Н/м, маси гряділя з робочим органом культиватора слід вважати $m=18...20$ кг; висота стовби культиваторної лапи h_c - не менше 0,3 м.

4 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Програма і особливості методики експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень було:

- перевірка адекватності отриманих теоретичних залежностей, що стосуються раціональних параметрів розробленого робочого органу культиватора, який забезпечує підвищення якості функціонування за рахунок зменшення забивання леза рослинами бур'янів та енергоємності технологічного процесу культивації;
- доповнення і перевірка правильності математичної моделі процесу зношування леза лапи культиватора із періодичними ділянками локального зміцнення при взаємодії з ґрунтом та визначення його оптимальних конструктивно-режимних параметрів.

Для визначення задач, вирішення яких необхідно для реалізації поставленої мети програма досліджень передбачала проведення серії прискорених лабораторних випробувань зразків і лап культиваторів та виробничих випробувань розроблених робочих органів на зношування; дослідження тягового опору культиваторних лап; порівняльні випробування. Лабораторні та польові випробування розроблених робочих органів культиваторів проводили з використанням відомих та розроблених методичних підходів [34, 93, 136, 137].

Програмою експериментальних досліджень передбачалося вирішення наступних задач:

- визначення тягового опору культиваторних лап, що мають різну геометричну форму леза, в лабораторних і польових умовах;
- визначення впливу параметрів одношарнірної підвіски на стійкість руху робочих органів культиватора (жорсткість пружини натискної штанги, довжина гряділя, маса гряділя з робочим органом, висота стовби лапи, початковий кут нахилу гряділя до горизонту);
- визначення якісних агротехнічних показників розробленої експериментальної лапи у порівнянні з серійним робочим органом

(рівномірність обробітку по глибині, якість кришіння та підрізання бур'янів, забивання);

- проведення порівняльних випробувань енергоємності розробленої експериментальної і серійної лап культиватора залежно від швидкості руху та глибини обробітку ґрунту.

- шляхом фізичного моделювання з використанням монометалевих і локально зміцнених зразків робочих органів культиватора та абразивного середовища перевірити гіпотезу про зміну величини зносу;

- оцінити вплив форми леза, параметрів локального зміцнення та режимів роботи на інтенсивність зношування робочої поверхні лапи;

- встановити вплив конструктивно-режимних параметрів на величину зносу та тяговий опір зразків робочих органів за напрацюванням. Визначити раціональні параметри локального зміцнення леза лапи культиватора.

- лабораторні дослідження впливу форми лапи з локальним зміцненням леза та режимів роботи на тяговий опір у порівнянні із серійною конструкцією стрілкової лапи культиватора;

- польові випробування розроблених робочих органів культиватора, встановлення кореляційних зв'язків між параметрами локального зміцнення та інтенсивністю зношування лап;

- порівняння значення енергоємності процесу серійними та розробленими лапами культиватора.

У відповідності із програмою досліджень було потрібно:

- дослідити процес зношування поверхні локально зміцненого леза при взаємодії з абразивним ґрунтовим середовищем;

- провести дослідження конструктивно-режимних параметрів розробленої поверхні леза лапи культиватора із періодичними ділянками локального зміцнення.

Експериментальні дослідження проводилися в лабораторних та польових умовах. Перед початком і в процесі проведення експериментів визначалися основні фізико-механічні характеристики ґрунту у відповідності до ОСТ 70.2.15 73 «Испытание сельскохозяйственной техники. Методы определения условий испытаний».

Апріорна та отримана в результаті проведення експериментальних досліджень статистична інформація оброблялася аналітичними, графічними та графоаналітичними методами з використанням обчислювальної техніки та відповідних комп'ютерних програм.

4.2 Технічне забезпечення реалізації експериментальних досліджень

4.2.1 Установка для дослідження тягового опору робочих органів

Лабораторні дослідження розроблених та серійних конструкцій культиваторних лап проводилися у переобладнаному ґрунтовому каналі Харківського національного аграрного університету ім. В.В. Докучаєва [79]. Загальний вид ґрунтового каналу для випробувань ґрунтообробних робочих органів представлено на рис. 4.1.



б)

Рис. 4.1 – Загальний вид ґрунтового каналу

Основна рама 2 установки встановлена на напрямні ролики 3 і за допомогою приводної станції 4 та канату 5 має можливість переміщатися в позовдовжньому напрямку з реверсуванням (рис.4.2).

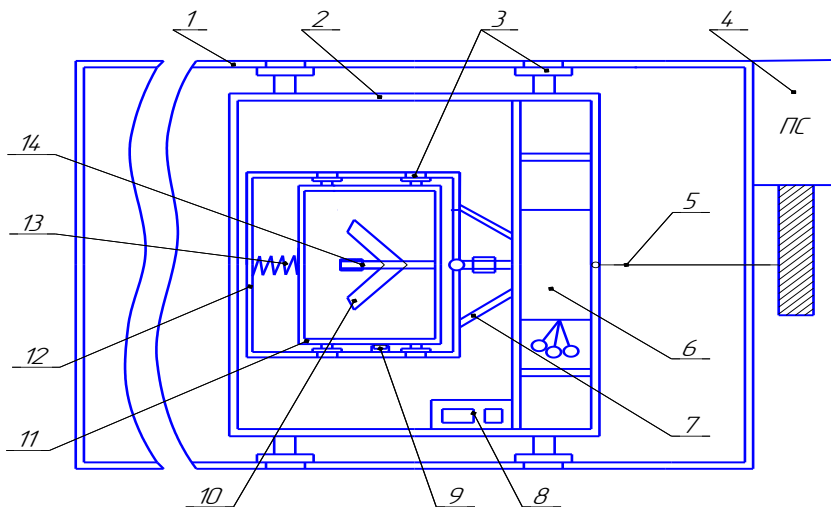


Рис.4.2 – Загальний вигляд установки в ґрунтовому каналі для проведення експериментальних випробувань ґрунтообробних робочих органів: 1 – рейкові напрямні; 2 – основна рама; 3 – опорні ролики; 4 – приводна станція; 5 – канат; 6 – система керування; 7 – начіпна система; 8 – вимірювальна система; 9 – датчик фіксації лінійних переміщень; 10 – робочий орган, що досліджується; 11 – начіпна рухома рама; 12 – нерухома рама; 13 – пружина; 14 – гряділь

Приводна станція 4 забезпечує зміну робочої швидкості руху каретки з встановленими на ній робочими органами, що досліджуються, в межах від 0,5 до 2,6 м/с при змінній глибині ходу робочих органів в ґрунтовому середовищі. Глибина ходу дослідних робочих органів встановлюється аналогічно до серійних культиваторів – переміщенням стойки лапи та фіксації в певному положенні відносно грядиля.

Під час руху пересувного візка експериментальної установки 2 заглиблена на визначену глибину культиваторна лапа 10 сприймала силу опору від дії ґрунту, яка фіксувалося тензодатчиками, що встановлювалися на стійці лапи (рис.4.3). Сигнали від тензодатчиків поступали на вхід вимірювального комплексу 8 з наступною обробкою статистичної інформації за досліджуваними варіантами.

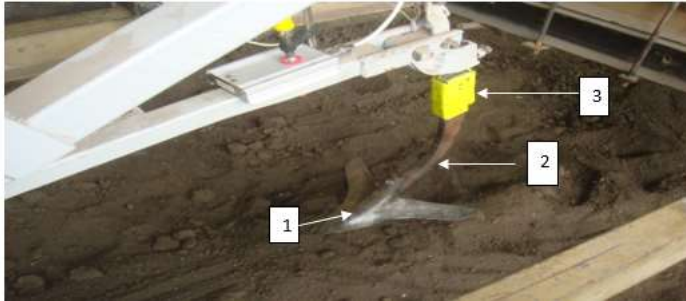


Рис. 4.3 – Тензометрична стійка лапи культиватора для вимірювання витрат на тертя : 1 – лапа; 2 – стойка; 3 – тензодатчики

Умови проведення досліджень робочих органів в ґрунтовому каналі

Перед проведенням досліджень тягового опору дослідних лап культиваторів ґрунт в каналі перекопувався, вирівнювався і заливався водою з наступною витримкою протягом двох тижнів для доведення ґрунту до вологості 20...22%, що рекомендовано агротехнічними вимогами для проведення культивації. Дослідна ділянка ґрунтового каналу поділялася на 3 частини. Реєстрація значень тягового опору робочих органів культиваторів визначалася на середній ділянці – ділянці сталого руху. Крайні ділянки використовувалися для усунення похибки впливу нерівномірності швидкості руху, коли відбувається розгін та гальмування експериментальної установки. При цьому робоча швидкість установки була прийнята 0,5; 0,75 і 1,0 м/с. Глибина обробітку ґрунту при проведенні досліджень складала 0,06; 0,09 і 0,12 м. Кількісна характеристика тягового опору досліджуваних робочих органів культиватора фіксувалося за допомогою вимірювальної системи (рис. 4.4).

За результатами проведених експериментів визначалися наступні показники:

- тягового опору культиваторних лап, H ;
- середнє та середнє квадратичне відхилення за варіантами, σ ;
- довірчий інтервал тягового опору;
- похибка експерименту.

Кількість повторностей експериментів для отримання вірогідних результатів дорівнювала трьом.

4.2.2 Вимірювальна система енергетичних показників робочих органів ґрунтообробних машин

Для реєстрації тягового опору робочих органів культиваторів, який прийнято вважати основною енергетичною характеристикою ґрунтообробних машин і знарядь, в лабораторних і польових умовах, використовували вимірювальну систему динамічних та тягово-енергетичних показників [1].

Основним елементом вимірювальної системи є комп'ютер або обчислювальний модуль, в якому здійснюється обробка та збереження отриманих даних з датчиків та вимірювальних пристроїв. В якості накопичувача інформації використовується жорсткий диск або флеш пам'ять. У випадку обладнання пристрою автономним обчислювальним модулем до нього додається дисплей та пульт управління, за допомогою яких здійснюється керування системою. Схема вимірювальної системи представлена на рис. 4.4. Комплектність вимірювальної системи, що складається з окремих блоків наведена в табл.4.1.

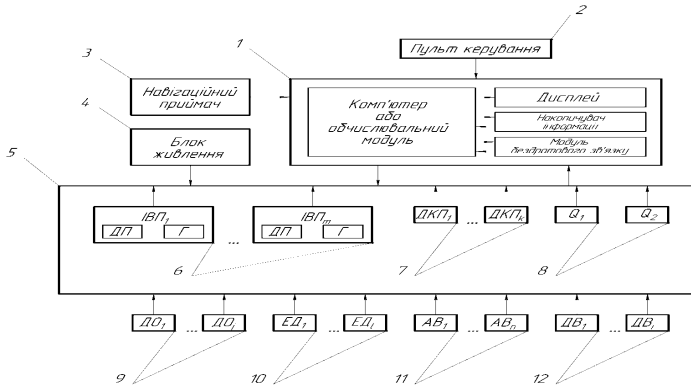


Рис. 4.4 – Схема системи вимірювання динамічних та тягово-енергетичних показників функціонування мобільних машин [1]:

1 – обчислювальний модуль; 2 – пульт керування; 3 – навігаційний пристрій; 4 – блок живлення; 5 – шина даних CAN; 6 – інерційний вимірювальний пристрій; 7 - датчик кута повороту; 8 – витратомір палива; 9 – датчик обертів; 10 – електронний динамометр; 11 – аналогові входи; 12 – дискретні входи

Загальний вигляд вимірювальної системи представлено на рис.4.5.



Рис.4.5 – Загальний вид вимірювальної системи та датчиків:
1 – обчислювальний модуль; 2 – датчики; 3 – блок живлення

Таблиця 4.1 – Комплектність вимірювальної системи

Найменування	Позначення	Кількість, шт
Обчислювальний блок	ВСДЕММ-003.001.00	1
Інерційний вимірювальний модуль	ІВМ-003.002.00	4
Датчик витрати палива	ІП154-003.003.00	2
Датчик тягового зусилля	ДТЗ-003.004.00	1
Датчик швидкості обертання колеса	ДШОК-003.005.00	4
Датчик обертання рульового колеса	ДОРК-003.010.00	1
Антенa	GPS-003.006.00	1
Блок живлення	БЖ-003.007.00	1
Кабель сигнальний	К-003.008.00	10
Кабель живлення	К-003.009.00	3
Паспорт	ВСДЕММ-003.000.00 ПС	1

Модульність вимірювальної системи дозволяє пристосовувати її до визначення лише необхідних параметрів функціонування одно або багатоеlementних мобільних машин, в тому числі й культиваторного агрегату.

Для визначення тягового зусилля використовується тензодатчик (рис.4.6), що представляє собою металевий корпус 1 з місцями приєднання до машин 2, тензорезисторів розтягування 3 та тензорезисторів стиску 4 джерелом постійної напруги для яких є мікроконтролер 5, що перетворює електричну напругу з тензорезисторів на цифровий код і надсилає до обчислювального модулю по CAN-шині 6.

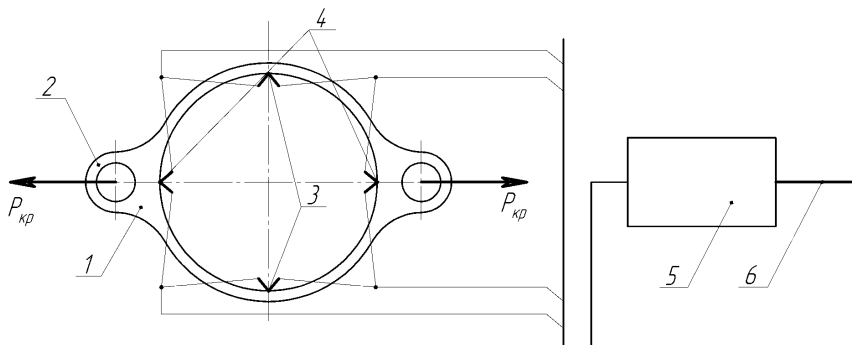


Рис. 4.6 – Тензодатчик для вимірювання тягового опору:

- 1 – металевий корпус датчика; 2 – вуха (місця приєднання до гаку машин); 3 – тензорезистори розтягування; 4 – тензорезистори стиску;
- 5 – мікроконтролер; 6 – CAN-шина

Тарування вимірювальної системи для визначення тягового опору лап культиваторів

Для проведення досліджень визначення тягового опору серійних та розроблених робочих органів культиваторів в лабораторних та польових умовах проводили тарування вимірювального комплексу з метою отримання достовірних даних випробувань. Вимірювальну систему обладнано двома датчиками тягового зусилля, що функціонують за принципом електричного динамометру. Використовуються датчики – CZLAS-4 з номінальним зусиллям $P_n = 50$ кН (рис. 4.7). Технічна характеристика тензодатчика подана в таблиці 4.2.

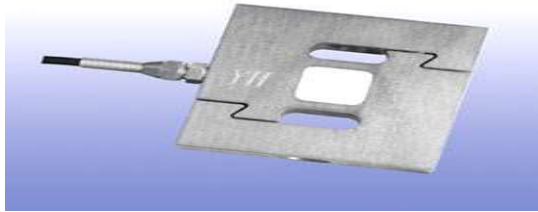


Рис. 4.7 – Загальний вид тензодатчика CZLAS-4

Таблиця 4.2 – Технічна характеристика тензодатчика CZLAS-4

Параметр	Розмірність	Значення
Клас точності		0,02% – 0,03%
Номінальне навантаження	кг	5000
Чутливість	мВ / В	2.0 ± 0.01
Дрейф нуля	мВ / В	$\pm 0,02$
Вплив температури на чутливість	% / 10К	0,02 – 0,03
Вплив температури на дрейф нуля	% / 10К	0,03 – 0,05
Нелінійність	%	0,02 – 0,03
Гістерезис	%	0,02 – 0,03
Зсув параметрів у часі (30 хвилин)	%	0,02 – 0,03
Вхідний опір	Ω	390 ± 30
Вихідний опір	Ω	350 ± 1
Номінальна напруга	В	10
Максимальна напруга	В	15
Опір ізоляції	G Ω / 100V	> 2
Номінальний діапазон температур	°C	-10 ~ + 40
Діапазон робочих температур	°C	-20 ~ + 80
Діапазон температури зберігання	°C	-20 ~ + 80
Клас захисту		IP66
Матеріал		легована сталь

Для тарування даних датчиків використовувався стенд (рис.4.8), що дозволяє послідовно з'єднати повірений та дослідний динамометри й встановлювати необхідне навантаження і підтримувати його на протязі тривалого часу. В якості контрольного динамометру використано серійний

динамометр типу ДПУ-50-2, калібрування якого було виконано в ННЦ Інститут метрології (м. Харків).

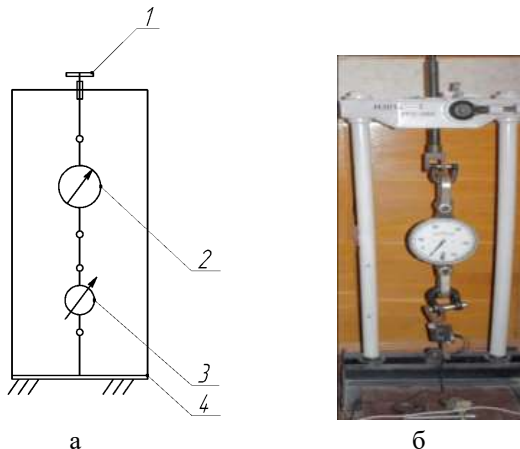


Рис. 4.8 – Стенд для тарування електронного динамометру:
 а) - схема стенду; б) - загальний вид; 1 – гвинтовий механізм;
 2 – еталонний динамометр; 3 – досліджуваний динамометр; 4 – основа

Схема навантаження електронного динамометру під час тарування наведено на рис.4.9.

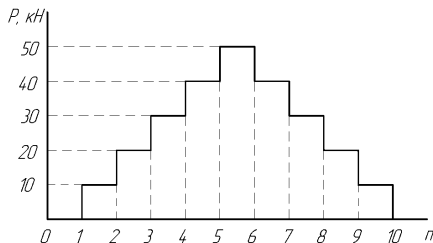
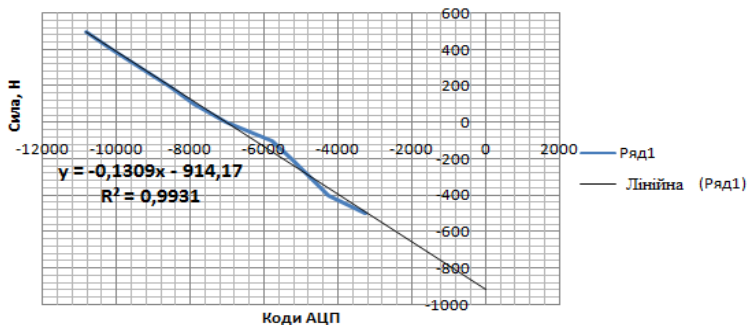
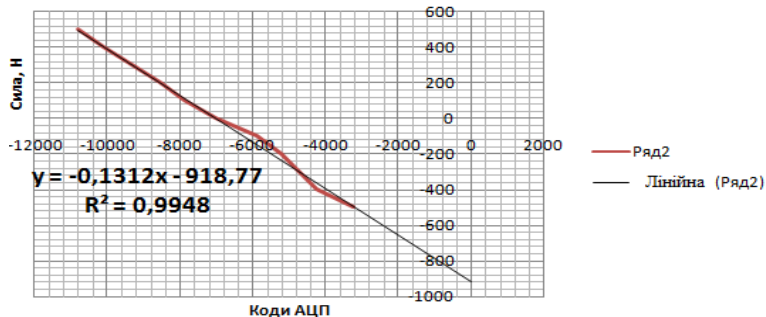


Рис. 4.9 – Схема навантаження динамометру CZLAS-4 при випробуваннях

За результатами тарування побудовано графіки навантаження і відпускання (рис.4.10,а,б) та залежність (4.1) кодів аналого-цифрового перетворювача вимірювальної системи та значення еталонного динамометру.



а)



б)

Рис. 4.10 – Результати тарування електронного динамометру CZLAS-4

Залежність прикладеного зусилля при проведенні досліджень від кодів АЦП має вид:

$$P = 1,0021i - 373,36, H \quad (4.1)$$

де i – коди АЦП; P – зусилля на динамометрі, $R^2 = 0,9997$

4.2.3 Установка для визначення стійкості руху секції культиватора та методика проведення досліджень

Лабораторна установка (рис.4.11) складається з секції серійного культиватора КПС-4, в який входить: рама на якій закріплені два гряділя – один короткий (для першого ряду лап) та один довгий (для другого ряду лап), стовби з стрілкою лапою, повзуна натискної штанги з пружиною

стиснення, змінних вантажів, колеса для збурення системи, реєстраційно-вимірювального комплексу, що включає в себе акселерометри MMA7260QT, АЦП (аналого-цифровий перетворювач) та ПК. Секція культиватора навішувалась на раму рухомої каретки за допомогою гідравлічної начіпної системи.

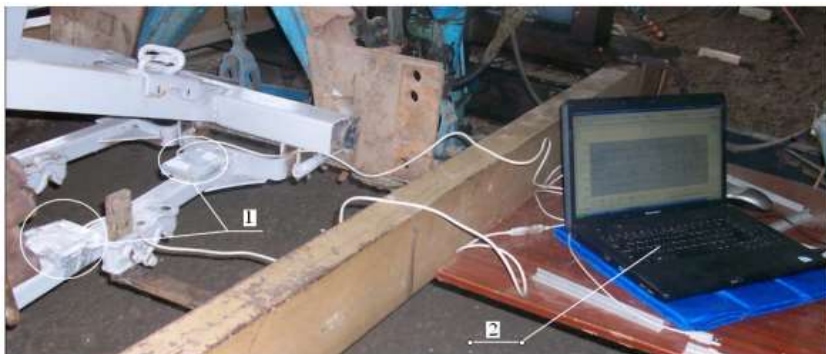


Рис. 4.11 – Загальний вид вимірювального комплексу для визначення стійкості руху секції культиватора: 1 – акселерометри; 2 – персональний комп'ютер

Визначення часу збурення системи досягається за рахунок реєстраційно-вимірювального комплексу. Експериментальні дослідження динамічних якостей культиватора ґрунтувались на вимірюванні параметрів руху чутливими елементами в реальних умовах. В якості чутливих елементів використовувались трикоординатні датчики прискорень – акселерометри.

Під час випробувань акселерометри визначали величину прискорення ґряділя в трьох площинах за часом. Для збурення секції культиватора по ходу руху каретки в ґрунт на відстані 1,5 метра один від одного нерухомо закріплювали три перешкоди – металеві пластини (збурювачі) висотою 0,04 м та шириною 0,02 м, а на ґряділь секції культиватора жорстко закріплювали колесо, яке при робочому русі на відповідній глибині обробітку знаходилось в підвішеному стані на висоті 0,01 м.

Установка працює наступним чином. Після налаштування відповідних параметрів секції та закріпленні датчиків на ґряділі встановлювалось робоче положення секції культиватора після чого приводилась в дію приводна

каретка, швидкість якої була постійною і складала 0,53 м/с та запускалась комп'ютерна програма, яка фіксувала прискорення гряділя в трьох площинах X , Y і Z за часом. При короткочасній взаємодії колеса із перешкодами відбувалось виведення секції культиватора з рівноваги, таким чином забезпечувалось збурення системи, після чого колесо поверталось в вихідне положення (підвішений стан) і через деякий проміжок часу секція культиватора поверталась до вихідного стану.

Стійкості руху культиватора визначали за часом повернення системи з збуреного стану до незбуреного завдяки реєстраційно-вимірному комплексу. Похибка таких вимірювань складала (для акселерометрів MMA7260QT) – 1 %.

Конструкція установки забезпечує зміну наступних параметрів культиватора з одношарнірною підвіскою: довжини гряділя; жорсткості пружини натискної штанги; відстані від точки кріплення гряділя до центра мас системи; висоти стовби культиваторної лапи; початкового кута нахилу гряділя до горизонту; маси гряділя з робочим органом.

З метою визначення достовірності теоретичних досліджень щодо визначення впливу параметрів культиватора на його стійкість необхідно було провести експериментальні дослідження. В якості параметра оптимізації приймали час затухання коливань, за який система повертається з збуреного стану у незбурений. При вивченні впливу на параметр оптимізації вибрали шість факторів з дев'яти, які найбільш впливають на стійкість руху. Це наступні фактори: довжина гряділя; жорсткість пружини натискної штанги; відстань від точки кріплення гряділя до центра мас системи; висота стовби культиваторної лапи; початковий кут нахилу гряділя до горизонту; маса гряділя з робочим органом.

При плануванні експерименту всі взаємозв'язки досліджуваних параметрів враховувались при виборі рівнів варіювання факторів. Дослід проводили на двох рівнях варіювання факторів «+» та «-», які відповідають верхньому та нижньому рівню. Рівні варіювання факторів вибирали в відповідності з конструктивними параметрами одношарнірної підвіски серійного культиватора КПС-4 та в відповідності з обґрунтованими раціональними значеннями параметрів теоретичних досліджень. Кодові позначення та рівні варіювання факторів представлені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Кодове позначення та рівні варіювання факторів

№ п/п	Параметри	Позначення	Кодове позначення	Одиниці вимірювань	Рівні	
					-	+
1	2	3	4	5	6	7
1	Довжина гряділя	l_1	x_1	м	0,85	1,55
2	Жорсткість пружини натискної штанги	C	x_2	Н/м	1000	1400
3	Відстань від точки кріплення гряділя до центра мас системи;	l_2	x_3	м	0,55	0,82
4	Висота стовби культиваторної лапи	h_1	x_4	м	0,30	0,45
5	Початковий кут нахилу гряділя до горизонту	α_0	x_5	град.	5	20
6	Маса гряділя з робочим органом	m	x_6	кг	17,5	37

Дослідження проводились в лабораторних умовах в ґрунтовому каналі. Перед проведенням експерименту, згідно [34, 93, 136, 137], проводили підготовку ґрунту (перекопували, вирівнювали, визначали вологість, твердість).

Для проведення досліджень склали матрицю планування багатофакторного експерименту 2^6 з використанням $\frac{1}{4}$ - репліки. Рядки вибирались таким чином щоб в матриці не було однотипних стовбців, добуток яких на будь який інший не давав би стовбців з однаковими знаками. Досліди проводились в 3-х кратній повторності. Матриця проведення експерименту представлена в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Матриця планування експерименту

№	Фактори					
	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6
1	+	+	+	+	+	+
2	+	+	+	-	+	-
3	+	+	-	+	+	-
4	+	+	-	-	+	+
5	+	-	+	+	-	+
6	+	-	+	-	-	-
7	+	-	-	+	-	-
8	+	-	-	-	-	+
9	-	+	+	+	-	+
10	-	+	+	-	-	-
11	-	+	-	+	-	-
12	-	+	-	-	-	+
13	-	-	+	+	+	+
14	-	-	+	-	+	-
15	-	-	-	+	+	-
16	-	-	-	-	+	+

Обробка та аналіз кінцевих результатів досліджень виконувалась з використанням методу найменших квадратів. Для даного випадку рівняння регресії має наступний вигляд:

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 + a_4x_4 + a_5x_5 + a_6x_6, \quad (4.2)$$

де $a_0, a_1, a_2, \dots, a_6$ – коефіцієнти регресії відповідних факторів;

x_1, x_2, \dots, x_6 – кодові значення досліджуваних факторів.

Наведене рівняння регресії описує вплив параметрів культиватора на стійкість руху. Аналіз коефіцієнтів цього рівняння визначає ступінь та напрямок впливу факторів на параметр оптимізації.

4.2.4 Стенд для випробування робочих органів ґрунтообробних машин

Для дослідження зношування зразків робочих органів культиваторів в ґрунтовому абразивному середовищі, в залежності від параметрів леза та

локального зміцнення, використовували розроблений лабораторний стенд [103], загальний вид якого представлено на рис. 4.12.

Розроблений стенд дає можливість створити швидкісний режим руху дослідного робочого органу, що є максимально наближеним до реальних умов експлуатації і отримати найбільш достовірні результати дослідження щодо зношування та формоутворення профілю локально зміцненої поверхні леза, зміни тягового опору при зношуванні та змінних показниках глибини обробітку ґрунту.



Рис.4.12 – Загальний вид лабораторного стенду для випробування робочих органів ґрунтообробних машин [103]

Схема розробленого лабораторного стенду наведена на рис. 4.13.

Стенд складається з рами 1, на якій встановлений круговий канал 2 з абразивним середовищем. Напрямна 4 з одного боку якої закріплений каток або вирівнювач 6, а з іншого дослідний ґрунтообробний робочий орган 3, встановлена на вертикальному вихідному валу 5 редуктора 10. Приведення напрямної 4 в обертовий рух здійснюється від електродвигуна 7, що встановлений на напрямній 8, через варіатор швидкості 9 та редуктор 10.

Досліджуваний ґрунтообробний робочий орган фіксується на напрямній 4 на задану глибину переміщення в абразивному середовищі ґрунтового каналу 2 та приводиться в обертовий рух від електродвигуна 7 через варіатор швидкості 9 та редуктор 10.

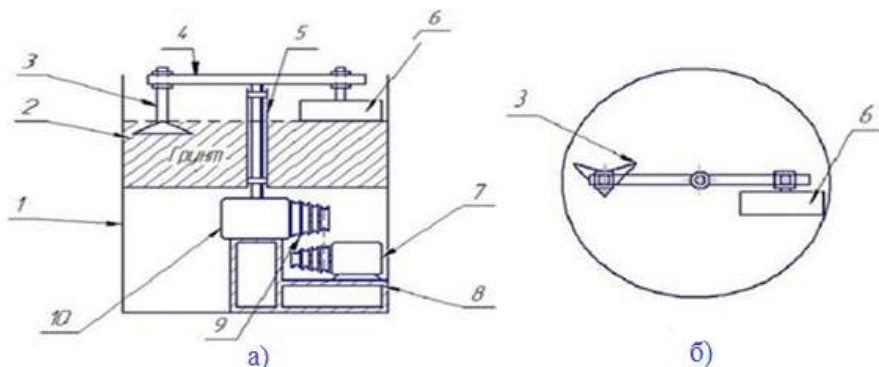


Рис. 4.13 – Стенд для випробування робочих органів ґрунтообробних машин [103]: а) – вид збоку; б) – вид зверху; 1 – рама; 2 – ґрунтовий канал; 3 – дослідний робочий орган; 4 – напрямна; 5 – вихідний вал; 6 – ущільнюючий каток (вирівнювач); 7 – електродвигун; 8 – напрямні; 9 – варіатор; 10 – редуктор

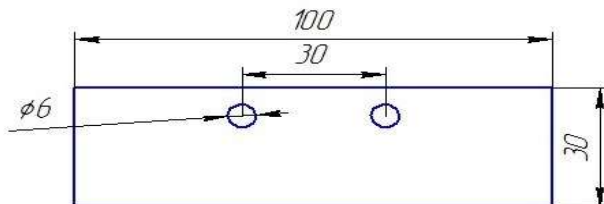
При обертанні напрямної 4 каток, що переміщується по сліду проходу робочого органу 3, ущільнює ґрунтову масу. Встановлений на входному валу варіатор швидкості дозволяє змінювати робочу швидкість руху ґрунтообробного робочого органу в абразивному середовищі. Регулювання глибини обробітку здійснюється переміщенням стойки дослідного робочого органу відносно напрямної 4.

Технічна характеристика стенду наведена в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 – Технічна характеристика стенду для дослідження зразків робочих органів ґрунтообробних машин

№ п/п	Параметри	Значення
1.	Зовнішній діаметр ґрунтового каналу, м	1,0
2.	Глибина шару ґрунту в каналі, м	0,35...0,40
3.	Швидкість руху напрямної, м/с	0,5...1,5
4.	Потужність електродвигуна, кВт	4,0
5.	Число обертів двигуна, об/хв	700

Випробуванням підлягали монометалеві зразки розміром 30×100 мм та товщиною 6 мм зі сталі 65Г (ГОСТ 14959) (рис.4.14). Дослідження експериментальних зразків з сталі 65Г проводили для шляхів тертя до настання граничного зносу леза. Контрольні вимірювання поточних значень зносу зразків проводили через кожні 20 км шляху тертя. Контролювали: ваговий знос, лінійний знос по осі локального зміцнення по відношенню до базової поверхні зразка, зміну загострення та форми леза при зношуванні.



a)



б)

Рис. 4.14 – Зразки для проведення досліджень на зношування в абразивному середовищі: а – схема зразку різального елемента; б – загальний вид зразку різального елемента лапи

Значення зносу дослідних зразків контролювали ваговим методом за допомогою ваг ACS-GW 15 з точністю вимірювання до 0,5 г, а значення зносу локальних областей зміцнення – лінійним методом за допомогою електронного штангенциркуля марки INTERTOOL MT-3006 - точність вимірювання до 0,5 мм та електронного мікрометра типу DIGIMATIK IP 65 з точністю вимірювання 0,001 мм.

В якості абразивного робочого середовища в ґрунтовому каналі лабораторного стенду використовували кварцовий пісок вологістю 5...7%.

4.3 Умови проведення лабораторних досліджень при визначенні тягового опору досліджуваних робочих органів культиваторів

Перед проведенням експериментів з робочими органами культиваторів ґрунт в каналі перекопувався, вирівнювався і заливався водою. Потім, протягом двох тижнів, ґрунт висихав до вологості $20 \div 22\%$, на якій і проводилися експерименти. Для проведення досліджень ділянка ґрунтового каналу поділялася на 3 частини. Реєстрація тягового опору робочих органів визначалася на середній ділянці – ділянці сталого руху. Крайні ділянки використовувались для усунення впливу нерівномірності руху за швидкістю, коли відбувається розгін та гальмування установки. При цьому робоча швидкість установки була прийнята фіксованою і складала $0,93$ м/с при глибині обробітку ґрунту – 8 см. Значення тягового опору фіксувалося за допомогою ПК (рис. 4.15).



Рис. 4.15 – Засоби фіксації та вимірювань тягового опору фрагментів культиваторних лап: 1 – гряділь; 2 – досліджуваний робочий орган; 3 – датчик фіксації лінійних переміщень; 4 – рухома рама; 5 – націпна нерухома рама

Для проведення лабораторних досліджень на першому етапі було виготовлено фрагменти крил стрілочастих лап (рис.4.16), що ідентифікують серійну та експериментальні стрілочасті лапи з різними формами лез.

З метою підвищення достовірності отриманих результатів при проведенні експериментів визначалися основні характеристики ґрунту в каналі: вологість, твердість, щільність [34, 93, 136, 137]. При проведенні дослідів на гряділь експериментальної установки встановлювали фрагменти культиваторних лап, що мали різний профіль леза. Після кожного проходу ґрунт перекопувався та ущільнювався котком, після чого перевірялися характеристики ґрунту.

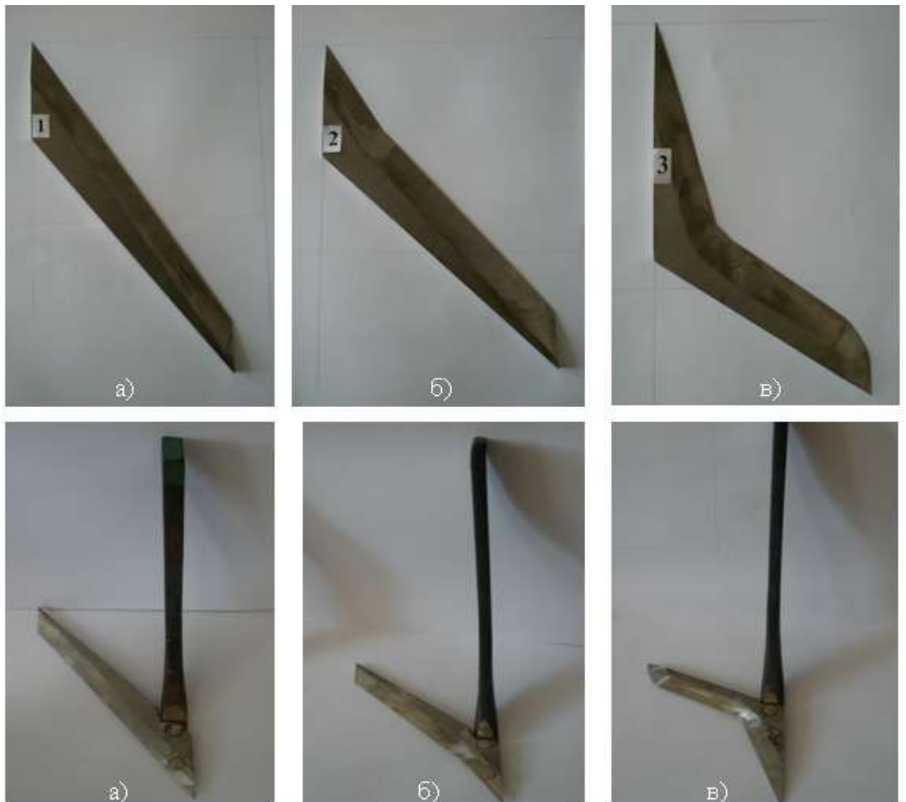


Рис. 4.16 – Фрагменти культиваторних лап з різною формою лез:
а –серійної; б, в – експериментальних

Результати випробувань різних форм лез культиваторних лап порівнювались між собою, з визначенням наступних характеристик [34, 93, 136, 137]:

- тягового опору фрагментів лап, P_d ;
- середнього значення \bar{P}_d та середнього квадратичного відхилення за варіантами, σ ;
- довірчого інтервалу тягового опору;
- похибки експерименту.

Кількість повторностей експериментів для отримання вірогідних результатів дорівнювала п'яти.

На другому етапі досліджень було виготовлено комплект експериментальних стрілчастих лап, згідно [104] (рис. 4.17).



Рис. 4.17 – Експериментальна культиваторна лапа з криволінійним лезом

При виготовленні фрагментів та експериментальних культиваторних лап були витримані основні параметри, що стосуються проектування та виготовлення серійних культиваторних лап [45, 46]. Це стосується таких параметрів як: ширина захвату θ , кут розхилу крил лап 2γ , кут кришіння β , ширина крил лап θ_1 та θ_2 , товщина матеріалу δ , твердість та заточка лапи i .

Основним матеріалом при виготовленні експериментальних лап згідно [45, 46] була листовая сталь Б-ПН-0-6,0 ГОСТ 19903-74 / 65Г-ТВ1-1-ДК-1, товщина сталі 6 мм, лапи піддавали термічній обробці. Загартування й відпуск ріжучої крайки на ширину 30мм в загартованій зоні становила НВ 400, в незагартованій зоні – НВ 300. Визначення цих характеристик лап виконано у відповідності до діючих вимог [45, 46].

4.4 Методи визначення основних характеристик та властивостей ґрунту

При проведенні експериментальних досліджень на зношування в лабораторних та польових умовах фізико-механічні властивості ґрунту визначали у відповідності з діючими стандартами: [136, 137] та ДСТУ 4289:2004. Машини і знаряддя для глибокої обробки ґрунту. Методи оцінки функціональних показників.

Для визначення агрегатного складу ґрунту по діагоналі обробленої ділянки брали п'ять проб ґрунту масою не менше 2,5 кг з шару, товщина якого дорівнює глибині ходу робочих органів культиватора рис.4.18.



Рис. 4.18 – Відбір проб на ділянці для визначення фізико-механічних властивостей ґрунту

Відібрані проби ґрунту висушували до легко-сухого стану і просіювали через набір сит № 0,25...0,5 по ГОСТ 3584—73 з круглими отворами 10; 7,5; 3; 2; 1; 0,5 і 0,25 мм без струшування, нахилиючи їх в різні боки, поступово знімаючи сита одне за іншим, у міру проходження через кожне сито всіх дрібних ґрунтових агрегатів. Грудки ґрунту 10 мм і більше з верхнього решета розподіляли уручну на три фракції: дрібні брили 30...50 мм, брили – 50...100 мм, великі брили – більше 100 мм (рис.4.19).



Рис. 4.19 – Визначення структурно-агрегатного складу ґрунту

Структурно-агрегатний склад ґрунту визначали для трьох варіантів: перший – до початку обробки (контроль); другий – після обробки серійними лапами з прямолінійною формою лез; третій – після обробки експериментальними культиваторними лапами з криволінійною формою та локальним зміцненням леза.

Усі фракції зважували і підраховували їх відсоток відносно до маси зразка [137].

Відносну масу кожної фракції визначали за формулою:

$$\Phi = \frac{m}{M} \cdot 100\%, \quad (4.3)$$

де m – маса ґрунту на кожному ситі; M – загальна маса зразка.

Повне уявлення щодо співвідношення в ґрунті агрегатів різних фракцій неоднакової агрономічної цінності дає коефіцієнт структурності, який визначається відношенням агрономічно цінних агрегатів до суми фракцій макро- та мікро агрегатів за формулою [137]:

$$K_{\text{стр}} = \frac{K_{0,25-10}}{K_{<0,25} + K_{>10}}, \quad (4.4)$$

де $K_{0,25-10}$ – відсоток вмісту агрономічно цінних фракцій ґрунту в пробі;

$K_{<0,25}, K_{>10}$ – відсоток вмісту фракцій ґрунту в пробі, відповідно менше 0,25 мм та більше 10 мм.

Проби на вологість відбирали буром в місцях, розташованих по діагоналі ділянки в п'ятикратній повторності. Глибина відбирання проб встановлювалася відповідно глибині обробітку ґрунту культиваторними лапами. Зразки ґрунту з відповідного шару висипали на спеціальний металевий лист, перемішували та засипали в два алюмінієвих стаканчики. Відібрані проби ґрунту масою 30...40 г зважували і сушили в шафі на протязі восьми годин при температурі 105 С°.

Зразки з пробами після сушіння через 15-20 хв. зважували і визначали вологість ґрунту за формулою [137]:

$$W_c = \frac{m_g - m_c}{m_c} \cdot 100\%, \quad (4.5)$$

де $m_g; m_c$ – маса, відповідно, вологого та абсолютно сухого ґрунту, кг.

Твердість ґрунту визначали в місцях визначення вологості за допомогою ґрунтового твердоміра системи Рев'якіна [136] (рис. 4.20).



Рис. 4.20 – Визначення твердості ґрунту на досліджуваній ділянці

Проби на щільність ґрунту відбирали в зоні місць визначення твердості та вологості ґрунту [137]. Глибина визначення щільності ґрунту встановлювалася в залежності від глибини обробітку ґрунту. Проби відбирали спеціальним буром. Бур занурювали в ґрунт дотримуючись перпендикулярного тиску його на ґрунт та уникали пресування ґрунту по закінченні вдавлювання. Стакан буру з ґрунтом зважували, після чого ґрунт висипали, перемішували і відбирали зразки для визначення вологості. Зразок ґрунту зважували, висушували при температурі 105 С° до постійної маси. По масі проби до висушування та масі абсолютно сухого ґрунту після

сушки визначали масу абсолютно сухого ґрунту в об'ємі всього стакану буру. Об'єм взятого зразка ґрунту визначали множенням площі ріжучої частини бура на його висоту. Розділивши масу абсолютно сухого ґрунту на об'єм зразка отримали об'ємну масу в г/см³ [137]:

$$\rho = \frac{b}{V}, \text{ г/см}^3, \quad (4.6)$$

де b – маса абсолютно сухого ґрунту, г;

V – об'єм зразка взятої проби, см³.

Глибину обробітку ґрунту вимірювали бороздоміром по борозні, утвореній робочими органами культиватора або по сліду проходу його стійки, для цього у місцях вимірювання борозну очищали від насипу (валу). Кількість вимірювань по кожному обліковому проходу не менше 50. Похибка вимірювання глибини не більш $\pm 1,0$ см. Дані вимірювань обробляли методом математичної статистики.

4.5 Методика польових досліджень лап з криволінійною формою леза

Польові випробування проводили з метою визначення ефективності використання культиваторних лап з криволінійним профілем леза при рихленні ґрунту та підрізання рослин бур'янів, шляхом порівняння роботи експериментальних та серійних культиваторних лап при встановленні їх на культиваторі КПС-4. Якість виконання технологічного процесу за різними варіантами визначали з використанням відомих методик [34, 137].

Польові дослідження культиваторних лап з криволінійним профілем леза проводили у порівнянні із серійними робочими органами культиваторів на дослідних полях національного аграрного університету ім. В.В. Докучаєва, ПСП «Молнія-1» Вовчанського району та Вовчанської державної сортодослідної станції Харківської області. При дослідженні визначали структурно-агрегатний склад ґрунту до і після обробітку серійними та експериментальними культиваторними лапами, нерівномірність ходу по глибині, гребнистість, забивання лап ґрунтом та рослинами бур'янів. Досліджувані культиваторні лапи встановлювалися на культиватор КПС-4 та агрегувалися з трактором МТЗ-82. Встановлення

робочих органів на задану глибину обробітку здійснювалось загальноприйнятими методами на регульовальному майданчику.

Визначення якісних показників підрізання рослин бур'янів та тягового опору серійними та експериментальними культиваторними лапами в залежності від швидкості руху та глибини обробітку проводилися на полях Державної сортовипробувальної станції Вовчанського району Харківської області.

Методика умов випробувань передбачала визначення [136, 137]:

– метеорологічних умов, які брались на метеорологічній станції, поблизу проведення випробувань;

– типу ґрунту та назви його за механічним складом;

– рельєфу ділянки, на якій проводились випробування;

– вологості ґрунту, яка визначалась термостатно-ваговим методом в п'ятикратній повторності;

– твердості ґрунту за допомогою твердоміра системи Ревякіна [136].

При проведенні порівняльних випробувань серійних та розроблених культиваторних лап в польових умовах для отримання достовірних результатів дотримувалися наступних вимог:

– випробування проводили на одному й тому ж полі, в один і той же проміжок часу;

– контрольні ділянки розташовували поруч;

– площа дослідних ділянок – однакова;

– якісні та енергетичні показники експериментальних та серійних робочих органів порівнювали при однаковій глибині обробітку та швидкості руху агрегату.

4.5.1 Методика визначення тягового опору культиваторних лап

З метою визначення енергоємності процесу культивації розробленими та серійними робочими органами культиваторів проводили експериментальні дослідження. Енергетичні показники роботи розроблених та серійних робочих органів культиваторів оцінювали по загальному тяговому опору в залежності від глибини обробітку ґрунту та швидкості руху агрегату [74].

Для проведення досліджень був сконструйований пристрій, що зображений на рис. 4.21.

Сутність функціонування розробленого приладу полягає в наступному: на гряділь культиватора КПС-4 встановлюється основна рама приладу 1 в якій за допомогою напрямних роликів переміщується рухома каретка 2 з закріпленими на ній дослідними робочими органами 4. Фіксація тягового опору досліджуваних культиваторних лапах здійснюється за допомогою пружинного динамометра 3 марки ДПУ-0,5-2 та цифрової відеокамери, яка закріплювалася вертикально напроти динамометра. На культиваторну стійку, що закріплена на рухомій каретці сконструйованого пристрою, по черзі встановлювали досліджувані серійні та експериментальні культиваторні лапи.

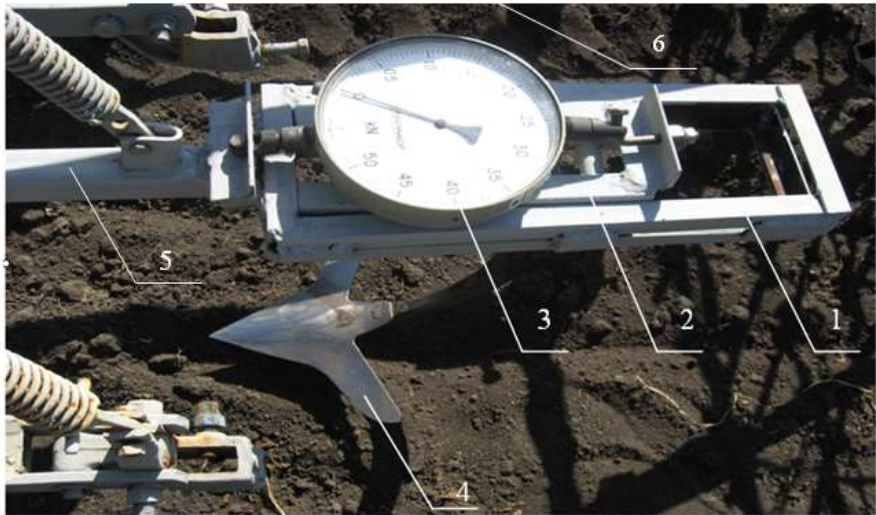


Рис. 4.21 – Пристрій для визначення тягового опору культиваторних лап: 1 – основна рама; 2 – рухома каретка; 3 – динамометр; 4 – культиваторна лапа, що випробовується; 5 – гряділь культиватора КПС-4; 6 – цифрова камера

Визначення впливу швидкості руху агрегату на тяговий опір проводили при чотирьох швидкостях 0,56, 1,39, 1,94 та 2,22 м/с. Вплив глибини

обробітку на тяговий опір, згідно розробленої методики проведення експериментів проводили при різних швидкостях руху агрегату на глибині обробітку 0,06, 0,08, 0,10 та 0,12 м.

Захват з відеокамери здійснювався за допомогою високошвидкісної передачі даних через швидкісний кабель, спеціальної плати та комп'ютерної програми (рис. 4.22).

Для обробки та відтворення покадрової відеозйомки в режимі реального часу на комп'ютері використовувався графічний процесор графічної плати, за допомогою якої визначався тяговий опір для всіх швидкостей руху агрегату та на усіх досліджуваних глибинах обробітку ґрунту, що відповідали агротехнічним вимогам для культивації.



Рис. 4.22 – Робоче вікно програми для визначення тягового опору культиваторних лап у польових умовах: 1 – лічильник кадрів; 2 – визначення тягового опору в реальному часі; 3 – фрагменти порівняльних випробувань серійних та експериментальних лап при відповідній глибині та швидкості руху агрегату

Для об'єктивної оцінки результатів експериментів при визначенні тягового опору культиваторних лап використовували методику планування та проведення багатofакторного експерименту.

При проведенні дослідження застосовувався метод математичного планування експерименту [93]. Основна задача дослідження при плануванні експерименту – визначення основних факторів, які впливають на тяговий

опір. Досліджуваними факторами були прийняті: глибина обробітку ґрунту та швидкість руху, а функцією відгуку – тяговий опір робочих органів.

Для оцінки математичних моделей залежності тягового опору досліджуваних культиваторних лап від глибини обробітку ґрунту та швидкості руху був проведений двофакторний експеримент. Оскільки, фактори процесу неоднорідні та мають різні одиниці виміру, їх слід було привести до єдиної системи обчислення, шляхом переходу від дійсних значень факторів до кодованих по формулах:

$$X_{i_{очн}} = \frac{x_{i_{max}} + x_{i_{min}}}{2}, \quad (4.7)$$

де $X_{i_{очн}}$ – основний рівень для певного фактора;

$x_{i_{max}}, x_{i_{min}}$ – верхній та нижній рівень відповідно для кожного фактора;

2 – число рівнів;

i – номер фактора;

$$\Delta X_i = \frac{x_{i_{max}} - x_{i_{min}}}{2}, \quad (4.8)$$

де ΔX_i – інтервал варіювання;

$$\tilde{x}_i = \frac{x_i - X_{i_{очн}}}{\Delta X_i}, \quad (4.9)$$

де \tilde{x}_i – кодоване значення фактора.

Рівні досліджуваних факторів та інтервали їх варіювання представлені в табл. 4.6.

Таблиця 4.6 – Досліджувані фактори в дійсних значеннях

Рівні	Досліджувані фактори	
	Швидкість руху V , м/с	Глибина обробітку ґрунту h , м
Кодове позначення	x_1	x_2
Верхній $x_i=+1$	2,22	0,12
Нижній $x_i=-1$	0,56	0,06
Основний $x_i=0$	1,39	0,09
Інтервал варіювання Δx_i	0,83	0,03

Для визначення коефіцієнтів регресії математичної моделі типу:

$$N = 2^k, \quad (4.10)$$

де N – загальне число різних точок в плані;

2 – число рівнів;

k – загальне число факторів.

Повний план матриці планування експерименту для підрахунку усіх коефіцієнтів представлено в табл. 4.7.

Таблиця 4.7 – Матриця планування експерименту

Номер точки плану	Фактори в кодованих позначеннях			
	x_0	x_1	x_2	x_1x_2
1	+	-	-	+
2	+	+	-	-
3	+	-	+	-
4	+	+	+	+

Перед реалізацією плану експерименту, дослід, які передбачені в плані матриці планування проводили у випадковій послідовності.

Для опису досліджуваних процесів була вибрана математична модель виду:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i x_i + \sum b_{ij} x_i x_j, \quad (4.11)$$

де y – функція відгуку;

x_i, x_j – кодові значення факторів;

b_0 – вільний член, який дорівнює виходу при $x_i = 0$;

b_i – коефіцієнт регресії відповідних факторів;

b_{ij} – коефіцієнт регресії подвійної взаємодії факторів.

Коефіцієнти регресії визначали за формулою:

$$b_i = \frac{\sum_{j=1}^N X_{i,j} \bar{Y}_j}{N}, \quad (4.12)$$

де \bar{Y}_j – середнє арифметичне по m дослідях в точці з номером j ;

N – загальне число різних точок в плані матриці.

4.5.2 Визначення ступеня підрізання рослин бур'янів

Першим етапом у визначенні якісних агротехнічних показників прийнято визначення якості (ступеня) підрізання рослин бур'янів на випробувальній ділянці дослідного поля (рис. 4.23) експериментальними культиваторними лапами при різних швидкостях руху та порівняння отриманих результатів в ідентичних умовах з результатами отриманими при роботі серійних робочих органів культиватора, з серійними робочими органами.

Для визначення якості підрізання бур'янів серійними та експериментальними культиваторними лапами визначали ступінь засміченості дослідного поля з визначенням видового складу бур'янів.



Рис. 4.23 – Загальний вид дослідного поля

Обстеження оброблювальної ділянки проводили візуальним та кількісним методами. Методика досліджень використана як загальноприйнята, так і особиста. Основа методу, розробленого А.М. Туликовим, полягала у визначенні кількості бур'янів по їх абсолютній чисельності на одиницю площі. До удосконалення методики слід віднести застосування зведеної таблиці засміченості поля. На досліджуваній ділянці поля вздовж руху агрегату через рівні проміжки накладали рамку розміром $(1 \times 1 \text{ м}) = 1 \text{ м}^2$ (рис. 4.24), кількість повторностей була прийнята двадцять – десять при проході агрегату в один бік і десять у зворотному напрямку. Підрахування кількості бур'янів проводили по кожному виду окремо.



Рис. 4.24 – Визначення забур'яненості контрольної ділянки поля

Ступінь підрізання бур'янів експериментальною та серійною лапами визначали шляхом накладання рамки розміром $(1 \times 1 \text{ м}) = 1 \text{ м}^2$ на оброблену ділянку, кількість повторностей була прийнята аналогічно визначенню кількості бур'янів (рис. 4.25) та підраховували кількість зрізаних, незрізаних та вирваних бур'янів.

Відсоток знищення бур'янів визначався за формулою :

$$W_{\text{ср}} = 100 \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{C_i - Y_i}{C_i}\right), \% \quad (4.13)$$

де n – кількість повторностей;

C_i – кількість бур'янів на i -й ділянці, шт.;

Y_i – кількість бур'янів, які залишилися на i -й ділянці, шт.



Рис. 4.25 – Визначення ступеня підрізання бур'янів культиваторними лапами

4.5.3 Визначення нерівномірності глибини обробітку ґрунту

Нерівномірність глибини обробітку ґрунту культиваторними лапами негативно впливає як на агротехнічні, так і на енергетичні показники і, як

наслідок, може призводити до зниження урожайності сільськогосподарських культур та до збільшення витрат пального [49, 98].

Згідно методики випробувань культиваторів нерівномірність обробітку ґрунту експериментальними та серійними культиваторними лапами визначали наступним чином.

Після проходу агрегату вирівнювали ґрунт на ділянці 3-4 гребенів, розкопували до дна обробленого шару та заміряли глибину. Глибину обробітку дослідного поля визначали за допомогою мірної рулетки з сантиметровими поділками та лінійок. Для усунення похибки вимірювань, внаслідок порушення вертикального положення лінійки, на поверхню ділянки клали горизонтально другу лінійку таким чином, щоб вона розташовувалась під прямим кутом до вертикальної лінійки. Отримані заміри, для встановлення дійсної глибини обробітку ґрунту, корегували на впусненість закультивованого ґрунту (рис. 4.26). Вимірювання глибини культивації проводили по всій довжині гону.



Рис. 4.26 –Визначення глибини обробітку ґрунту робочими органами культиватора

Приймали повторність 50 разів та визначали середнє значення глибини обробітку $a_{\text{ср}}$:

$$a_{\text{ср}} = \frac{a_1 + a_2 + \dots + a_n}{n}, \text{ м}, \quad (4.14)$$

де a_1, a_2, a_n – фактичні результати вимірювань глибини культивації, м;
 n – кількість вимірювань.

Відхилення середньої глибини обробітку від заданого допускається в межах, яке не перевищує співвідношення, м:

$$a_{\text{ср}} = a \pm 1, \text{ м}, \quad (4.15)$$

де a – задана глибина культивації, м.

Визначення стійкості ходу культиватора характеризували по середньому квадратичному відхиленню глибини σ від середнього його значення та коефіцієнта варіації ν :

$$\nu = \frac{\sigma}{a_{\text{ср}}} \cdot 100\%. \quad (4.16)$$

Висоту гребенів до і після проходу агрегату визначали за методикою аналогічною визначенню глибини обробітку ґрунту. Згідно агротехнічних вимог цей показник не повинен складати більше 3...4 см.

4.5.4 Визначення забивання та залипання лап рослинами бур'янів і ґрунтом

Налипання та забивання культиваторних лап ґрунтом та рослинами бур'янів ще одна складова, яка позначається на якості обробітку ґрунту та збільшенню енергоємності процесу культивації. Головною причиною залипання культиваторних лап ґрунтом, а звідси, як наслідок, і забивання бур'янами, в першу чергу, є підвищена вологість ґрунту та геометричні характеристики робочих органів культиваторів.

Визначення налипання та забивання культиваторних лап здійснювали ваговим методом. Після проходу контрольної ділянки агрегат зупиняли, підіймали робочі органи над поверхнею ґрунту (рис.4.27), зчищали налиплий ґрунт з дослідних лап у відповідну тару і зважували.

Проби брали в п'яти контрольних місцях при проходженні агрегату в один бік та п'яти – в зворотному напрямку. Повторність експерименту була прийнята $n = 3$. Дослід повторювали змінюючи швидкість руху агрегату від 0,56 до 2,22 м/с.



Рис. 4.27 – Визначення залипання культиваторних лап ґрунтом:
а) стандартна; б) експериментальна

Ступінь забивання серійних та експериментальних культиваторних лап бур'яном визначали аналогічно визначенню ступеню налипання ґрунтом в одному інтервалі часу.

4.6 Методика планування і проведення багатофакторного експерименту дослідження локального зміцнення леза

Експериментальні дослідження раціональних параметрів локального зміцнення леза лапи культиватора проводилися на розробленому експериментальному стенді приведеному вище (рис. 4.12) за технологічною схемою (рис. 4.13).

Дослідження процесу формоутворення поверхні локально зміцненого леза проводились за трьома факторами: діаметр зміцнення D , крок зміцнення L , кут розхилу γ . Діапазони і рівні факторів представлені в таблиці 4.8.

Таблиця 4.8 – Кодоване значення факторів і рівні їх варіювання

Позначення факторів	x_1	x_2	x_3
Найменування факторів	Діаметр зміцнення D , мм	Крок зміцнення L , мм	Кут розхилу γ , °
Нульовий рівень	7,5	15	45
Інтервал варіювання	2,5	5	25
Верхній рівень фактору	10	20	70
Нижній рівень фактору	5	10	20

При проведенні досліджень в круговому ґрунтовому каналі використовували зразки різальних елементів культиваторної лапи, що мали характеристики параметрів локального зміцнення у відповідності до інтервалу зміни варіювання обраних факторів (рис. 4.28)

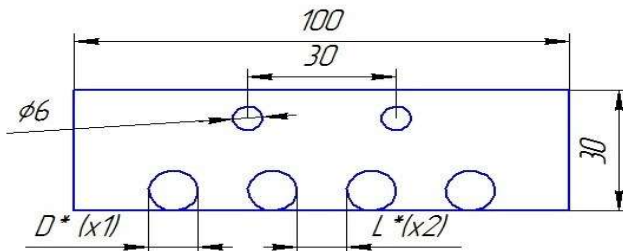


Рис. 4.28 – Схема експериментального зразку з локальним зміцненням леза: D – діаметр зміцнення (X_1); L – крок зміцнення (X_2)

Кут розхилу леза дослідних зразків різальних елементів на напрямній стенді встановлювався з використанням транспорту (рис. 4.29).



Рис. 4.29 – Встановлення кута розхилу дослідних зразків

Критеріями оцінки досліджень були абсолютний знос локально зміцнених зразків Δi та швидкості зношування $\partial I_v / \partial t$.

Абсолютний знос локального зміцнених зразків Δi визначався як різниця у значеннях зносу основи зразка та елементів локального зміцнення за формулою: $\Delta i = i_0 - i_3$ (рис. 4.30).

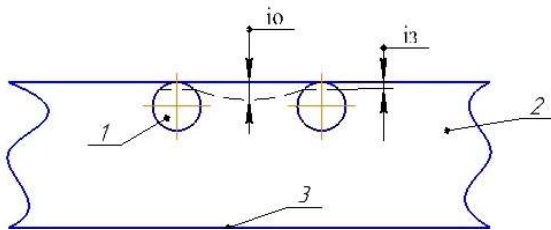


Рис. 4.30 – Схема вимірювання величини абсолютного зносу леза: 1 – елемент локального зміцнення; 2 – основа; 3 – базова поверхня зразка

Швидкість зношування $\partial I_v / \partial t$ визначалася за формулою:

$$\frac{\partial I_v}{\partial t} = \frac{S \cdot \Delta i}{V}, \quad (4.17)$$

де S – шлях тертя, м;

V – лінійна швидкість переміщення локально зміцнених зразків, м/с.

Дослідження процес формоутворення поверхні локально зміцненого леза проводились із застосуванням D-оптимального плану Бокса-Бенкіна другого порядку для 3 факторів. Матриця плану представлено в таблиці 4.9.

Таблиця 4.9 – Матриця планування багатofакторного експерименту Бокса-Бенкіна

№	x_1	x_2	x_3
2	1	-1	0
3	-1	1	0
4	-1	-1	0
5	0	0	0
6	1	0	1
7	1	0	-1
8	-1	0	1
9	-1	0	-1
10	0	0	0
11	0	1	1
12	0	1	-1
13	0	-1	1
14	0	-1	-1
15	0	0	0

4.7 Методика експериментальних досліджень зношування поверхні локально зміцненого леза лапи

Метою даного блоку експериментальних досліджень було підтвердження адекватності розробленої математичної моделі процесу зношування леза лапи культиватора із періодичними ділянками локального зміцнення при взаємодії з ґрунтом.

Експериментальні дослідження проводили на розробленому стенді за технологічною схемою та з використання спеціально виготовлених зразків крил лапи культиватора з криволінійною формою та раціональними параметрами локального зміцнення леза, що отримані в розділі 2 (діаметр зміцнення $D = 6,5$ мм; крок зміцнення $L=11,7$ мм). Загальний вид зразків представлено на рис. 4.31.



а) б)

Рис. 4.31 – Загальний вид експериментальних зразків з локальним зміцненням лева: а) – верхнє заточування та нижнє локальнє зміцнення лева; б) – нижнє заточування та верхнє локальнє зміцнення лева

Дослідження проводили при постійній глибині ходу робочого органу $h = 0,09$ м та швидкості руху $V = 0,5; 1,5$ та $2,0$ м/с.

Критеріями оцінки досліджень були абсолютний знос локально зміцнених зразків Δi та швидкість зношування $\partial I_v / \partial t$. Вимірювання контрольних значень абсолютного зносу лева виконували з інтервалом за шляхом тертя, що дорівнював $S = 5$ км.

Абсолютний знос локального зміцнених зразків Δi визначався як середнє значення зносу основи зразка та елементів локального зміцнення по довжині лева: $\Delta i = i_0 - i_z$.

Швидкість зношування $\partial I_v / \partial t$ визначалася за формулою:

$$\frac{\partial I_v}{\partial t} = \frac{S \cdot \Delta i}{V}, \quad (4.18)$$

де S – шлях тертя, м;

V – лінійна швидкість переміщення локально зміцнених зразків, м/с.

4.8 Методика польових досліджень зношування лап культиваторів

Польові дослідження були проведені з метою встановлення закономірностей зношування культиваторних лап, леза яких виконані з локальним зміцненням твердосплавним матеріалом електродом Т-590. Дослідження зміцнених та серійних робочих органів культиваторів проводилися протягом 2013-2016 років у господарстві «Супіна-Агро» Лозівського району Харківської області на культиваторах для міжрядного обробітку ґрунту типу УСМК-5,4 та культиваторах типу КПС-4 - для суцільного обробітку ґрунту, що агрегатували з трактором МТЗ-82. Визначався знос дослідних зразків культиваторних лап в польових умовах за напрацюванням.

При проведенні досліджень на культиваторі для міжрядного обробітку ґрунту серійні та експериментальні робочі органи встановлювали через один грядиль (рис.4.32), для суцільного обробітку робочі органи одного типу встановлювали на одну половину, а другого типу – на другу половину ґрунтообробної машини, що є припустимим з точки зору силового навантаження на серійні та експериментальні робочі органи культиваторів. Основний тип ґрунту – чернозем звичайний середньосуглинистий, робоча швидкість руху культиваторного агрегату змінювалася в межах 1,8...2,2 м/с, середнє значення глибини обробітку ґрунту – 0,12 м, твердість ґрунту на глибині обробітку складала, в середньому, 1,3...1,7 МПа, вологість ґрунту в період випробувань змінювалася в межах – 17,5...24,5%.

Контроль величини зносу дослідних зразків культиваторних лап проводили через кожні 5 га напрацювання на одну лапу. Після досягнення встановленої величини напрацювання проводилися вимірювання величини зносу носків лап та по абсолютний знос по довжині леза.

Визначення лінійного зносу визначали за відомою методикою [121] та із застосуванням розробленого пристосування, загальний вид якого представлено на рис.4.33.



Рис. 4.32 – Встановлення експериментальних та серійних лап на культиваторі УСМК-5,4

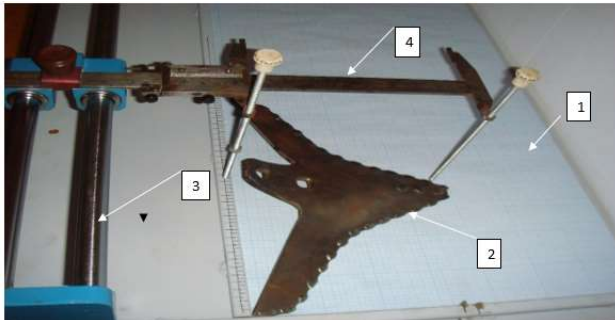


Рис.4.33 – Пристосування для вимірювання лінійного зносу локально зміцненого леза лап: 1 – основа; 2 – дослідна лапа; 3 – напрямна; 4 – вимірювальний пристрій

Вимірювання проводили в наступній послідовності:

- нову лапу культиватора встановлювали на пристосування та відмічали початковий профіль на міліметровому папері, що вважалося базою для наступних вимірювань значення зносу;
- після певного напрацювання лапу повторно встановлювали на пристосування та визначали різницю відстаней в обраному напрямку (за

напрямок руху лапи) між початковим та поточним контурами.

Цей метод дозволяє спостерігати за динамікою зміни лінійного зносу та форми лап культиватора в процесі експлуатаційних випробувань.

В процесі проведення експлуатаційних досліджень робочих органів культиваторів визначалися показники якості виконання технологічного процесу у відповідності з СОУ 74.3-37-155:2004. Для стрілчастих лап культиваторів стандартом передбачено визначення таких показників:

- глибина обробітку, см;
- якість рихлення,%;
- підрізання рослин бур'янів,%.

Для оцінки якості виконання технологічного процесу культивації серійними та експериментальними лапами визначалися показники: рівномірність глибини обробітку загальну, рівномірність глибини обробітку по ходу, якість рихлення, підрізання бур'янів, забивання та залипання робочих органів.

4.9 Обробка результатів експериментальних досліджень при реалізації багатofакторного експерименту

Математичне планування багатofакторного експерименту передбачає визначення математичних моделей процесів у вигляді рівнянь регресії (полінома) другого порядку [2, 93]:

$$y = a_0 + \sum_{k=1}^k a_i x_i + \sum_{k=1}^k a_{ij} x_i x_j + \sum_{k=1}^k a_{ii} x_i^2, \quad (4.19)$$

де a_0, a_i, a_{ij}, a_{ii} – коефіцієнти регресії;

x_i, x_j – незалежні змінні фактори.

Рівняння регресії другого порядку визначаються у кодованому вигляді. Кодування факторів здійснюється за формулою:

$$x_i = \frac{A_i - A_{oi}}{\varepsilon}, \quad (4.20)$$

де x_i – кодоване значення фактору (безрозмірна величина, рівні: верхній, нижній і в центрі позначаються відповідно +1; -1; 0);

A_i – натуральне значення фактору;

A_{oi} – натуральне значення фактору на нульовому рівні;

ε – натуральне значення інтервалу варіації фактору.

Обробка результатів досліджень, проведених методом математичного факторного планування експериментів [146] виконувались за допомогою комп'ютерної програми «Mathematica».

Відтворення дослідів визначається по однорідності результатів вимірювань. Умови однорідності формалізуються так, щоб усі вимірювання, які входять у дану сукупність, могли виглядати як значення однієї випадкової величини, підпорядкованої нормальному розподілу.

Умови однорідності дослідів припускають приблизно однаковий вплив помилок за усіма точками у плані досліді. Для перевірки відтворення дослідів, які виконувалися у трьохкратній повторності, використовують критерій Кохрена. Це відношення максимальної дисперсії до суми усіх дисперсій:

$$G_p = \frac{\sigma_i^2 \max}{\sum_{i=1}^N \sigma_i^2}, \quad (4.21)$$

де $\sigma_i^2 \max$ – найбільша порядкова дисперсія;

$\sum_{i=1}^N \sigma_i^2$ – сума порядкових дисперсій.

Дисперсія обчислюється по формулі:

$$\sigma_i^2 = \frac{\sum_{j=1}^m (y_{ij} - \bar{y}_u)^2}{o - 1}, \quad (4.22)$$

де y_{ij} – значення критерію оптимізації в u -му досліді по i -й повторюваності;

\bar{y}_u – середнє значення критерію оптимізації в u -му досліді;

o – кількість повторів у досліді.

Обчислюване значення дисперсії порівнюється з табличним, при чому дисперсії вважаються однорідними при умові $\sigma_p \leq \sigma_{\text{табл}}$. При $\sigma_p > \sigma_{\text{табл}}$ необхідно підвищити точність вимірів, або установити менші інтервали варіації факторів та збільшити кількість повторів у досліді.

Табличне значення дисперсії визначається для 95 % рівня довірчої вірогідності та ступені свободи: $x = \alpha - 1$.

При визначенні похибки результатів дослідів враховується, що відхилення від середнього арифметичного значення не повинно перевищувати межі помилки $\pm 3\sigma$ (σ – середньоквадратичне відхилення). Тому відхилення, яке перевищує по своєму значенню $\pm 3\sigma$, показує, що його треба виключити з розгляду [64].

Довірчі межі випадкової похибки результатів вимірювань обчислюються за критерієм Стьюдента [93]:

$$\tau = t \cdot \sigma_{x_i}, \quad (4.23)$$

де t – коефіцієнт Стьюдента для довірчої вірогідності p ;

σ_{x_i} – середньоквадратичне відхилення результатів вимірювань.

Більш грубі помилки вимірювань визначаються з наступного виразу:

$$\frac{x_{n+1} - \bar{x}}{\sigma_i} \geq t, \quad (4.24)$$

де x_{n+1} – сумнівне значення показника;

\bar{x} – середньоарифметичне значення вимірюваного показника;

σ_i – середньоквадратичне відхилення результату вимірювань.

Коефіцієнт варіації визначається за формулою:

$$K_v = (\sigma_i / X_{cp}) \cdot 100\%. \quad (4.25)$$

Середнє квадратичне відхилення дорівнює:

$$\sigma_i = \left[\left[\sum_{i=1}^m (x_i - x_{cp})^2 \right] / (m - 1) \right]^{0,5}. \quad (4.26)$$

Середньоарифметичне значення вимірюваної величини:

$$x_{cp} = (\sum x_i) / o, \quad (4.27)$$

де x_i – значення вимірюваної величини.

Абсолютна похибка середнього арифметичного значення відхилення визначається за формулою:

$$\Delta = \pm 3 \sigma_i. \quad (4.28)$$

Похибка дослідів розраховується за виразом:

$$П = \pm 3 \sigma_i / x_{cp} \cdot 100\%. \quad (4.29)$$

З метою перевірки гіпотези на адекватність моделі другого порядку проводиться статистичний аналіз рівнянь регресії.

Адекватність моделі перевіряється за допомогою критерію Фішера:

$$F_p = \frac{S_{LF}^2}{S_y^2}, \quad (4.30)$$

де S_{LF}^2 – дисперсія неадекватності математичної моделі;

S_y^2 – дисперсія помилки досліджу.

Для адекватності моделі повинна виконуватись умова $F_p \leq F_{\text{табл}}$.

Значимість коефіцієнтів регресії перевіряється за допомогою визначення довірчого інтервалу для коефіцієнтів регресії. Коефіцієнт регресії враховується значимим, якщо його абсолютне значення перевищує величину довірчого інтервалу Δa_i , який визначається за формулою:

$$\pm \Delta a_i = \pm k_t S_{ei}, \quad (4.31)$$

де S_{ei} – квадратична похибка коефіцієнта регресії;

k_t – табличне значення t-критерію при числі ступенів свободи для S_y^2 .

$$S_{ei} = \sqrt{\frac{S_y^2}{N_n}}, \quad (4.32)$$

де N_n – кількість дослідів.

Якщо коефіцієнти значимі, це означає, що дія одного з них залежить від рівня, на якому знаходиться інший фактор. Якщо він має позитивний знак, то величина критерію оптимізації підвищується, тобто обидва фактори одночасно знаходяться на верхніх рівнях (або на нижніх). Якщо коефіцієнт має негативний знак, тоді підвищенню критерію оптимізації сприяють сполучення факторів на різних рівнях.

Фізичне значення коефіцієнта a_{ij} полягає в кількісній зміні параметру оптимізації при зміні фактора на величину одного інтервалу варіювання (при закодованих факторах) або на одиницю вимірювання фактора (при розкодованих значеннях).

Знак плюс або мінус перед a_i показує на збільшення або зменшення критеріїв оптимізації. Коефіцієнт a_o має приблизно середнє значення критерію оптимізації.

Після отримання математичної моделі процесу визначаються оптимальні значення факторів (координати оптимуму поверхні відгуку) та вивчаються властивості цієї поверхні біля оптимуму. Пошук оптимуму ведеться методом канонічного перетворення математичної моделі у форму наступного вигляду:

$$y - y_s = a_{11} X_1^2 + a_{22} X_2^2 + \dots + a_{kk} X_k^2, \quad (4.33)$$

де y_s – значення критерію оптимізації у оптимальній точці;

X_1, X_2, \dots, X_k – нові осі координат, повернуті відносно старих x_1, x_2, \dots, x_k ;

$b_{11}, b_{22}, \dots, b_{kk}$ – коефіцієнти регресії у канонічній формі.

Канонічне перетворення моделі виконується за встановленою методикою. Результатом перетворення рівняння регресії є форма поверхні відгуку та оптимальні координати поверхні відгуку або оптимальні значення факторів процесу роботи вакуумного насоса. Після цього проводять аналіз поверхні відгуку за допомогою двомірних перетинів. Побудування двомірних перетинів виконуються з використанням програмного пакету «Mathematica».

Пошук оптимуму ведеться рішенням компромісної задачі, після визначення математичних моделей процесу за оцінювальними показниками та визначення оптимальних параметрів. На початку виділяються найбільш значимі фактори по кожній моделі та їх оптимальні параметри, потім із загального списку визначаються спільні фактори і аналізується діапазон їхніх оптимальних значень.

5 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1 Дослідження тягового опору лап з криволінійним профілем леза в лабораторних умовах

Лабораторні дослідження розроблених робочих органів культиваторів проводили в ґрунтовому каналі Харківського національного аграрного університету імені В.В. Докучаєва на кафедрі механізації та електрифікації сільського господарства. Дослідження в ґрунтовому каналі проводились в два етапи.

Перша серія експериментів передбачала визначення тягового опору фрагментів експериментальних та серійних культиваторних лап з різними геометричними характеристиками лез. При цьому, робоча швидкість лабораторної установки та глибина обробітку була прийнята фіксованою і складала, відповідно, $V = 0,93$ м/с та $h = 0,08$ м.

Друга серія експериментів передбачала визначення залежності тягового опору експериментальних та серійних культиваторних лап від швидкості руху та глибини обробітку. При цьому, швидкість руху каретки лабораторної установки змінювалась в інтервалі швидкостей: $V = 0,51; 0,93; 1,66; 2,58$ м/с. Глибина обробітку прийнята $h = 0,06; 0,08$ та $0,10$ м.

Лабораторні дослідження по визначенню тягового опору фрагментів лап, що мають різну форму лез, були проведені 25 червня 2008 року [167, 168]. Згідно прийнятої методики лабораторних досліджень перед початком випробувань проводили тарування лабораторної установки в трьохкратній повторності для визначення тягового опору фрагментів культиваторних лап.

Результати дослідження ґрунту в лабораторному ґрунтовому каналі показали, що середнє значення вологості, на глибині $0...0,08$ м склало в межах $W = 20...22$ %, твердості $R = 0,95...1,1$ МПа, щільності $\rho = 1,28...1,29$ г/см³. Отримані значення ґрунтових умов в каналі знаходились в допустимих межах для випробувань ґрунтообробних машин, зокрема, робочих органів культиваторів [56].

Визначення енергоємності фрагментів культиваторних лап з різним профілем лез проводили з використанням електронно-обчислювальної машини із застосуванням спеціальних датчиків та програм, що дало можливість з більшою точністю провести дослідження у порівнянні з відомими способами визначення тягового опору робочих органів ґрунтообробних машин.

Запис отриманих значень тягового опору досліджуваних фрагментів культиваторних лап автоматично фіксувався у пам'яті комп'ютера та виводився на екран монітору у вигляді залежності тягового опору від довжини ходу каретки експериментальної установки в ґрунтовому каналі (рис. 5.1).

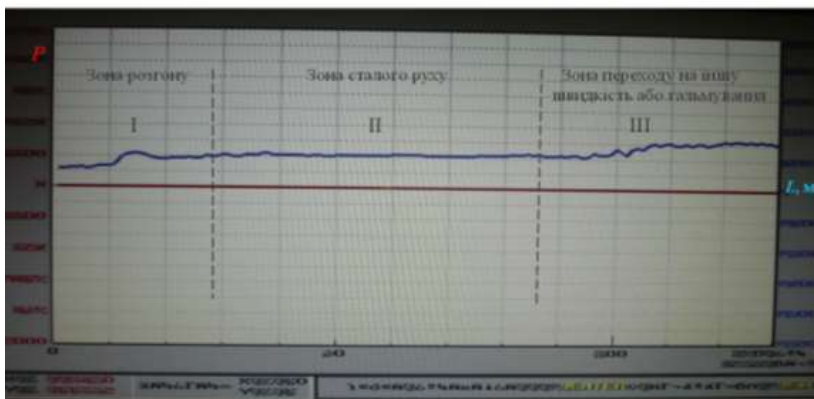


Рис. 5.1 – Визначення тягового опору фрагментів лап в лабораторних умовах

При проведенні експериментів кількість дослідів була прийнята $n = 10$. Квантиль розподілення Стюдента при $n = 10$ становив $t_{\alpha, n} = 1,8125$.

Результати визначення тягового опору лап з різним профілем лез наведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Результати визначення тягового опору фрагментів
культиваторних лап

Номер досліджу	Тяговий опір Р, Н (середні дані за повторностями)		
	Фрагмент серійної лапи	Фрагмент експериментальної лапи із двоступеневим прямолінійним лезом	Фрагмент експериментальної лапи із криволінійним лезом
1	134,56	98,18	73,44
2	135,64	101,96	80,22
3	147,36	110,52	84,84
4	150,24	106,54	83,26
5	149,28	107,44	81,54
6	147,59	109,44	81,9
7	151,9	109,52	82,3
8	148,4	110,08	82,48
9	151,2	110,72	83,26
10	152,16	111,65	83,1
Статистичні параметри			
\bar{P} , Н	146,833	107,605	81,634
D , Н	41,10373	18,84229	9,78836
σ , Н	6,411219	4,340771	3,128635
v , %	4,37	4,03	3,83
Δ , %	1,38	1,28	1,21

За результатами проведених досліджень середнє значення тягового опору склало: для стандартного прямолінійного леза 146,8 Н; для двоступеневого прямолінійного 107,6 Н; для експериментального криволінійного – 81,6 Н.

Залежності зміни тягового опору фрагментів лап відносно пройденого шляху представлені на рис. 5.2.

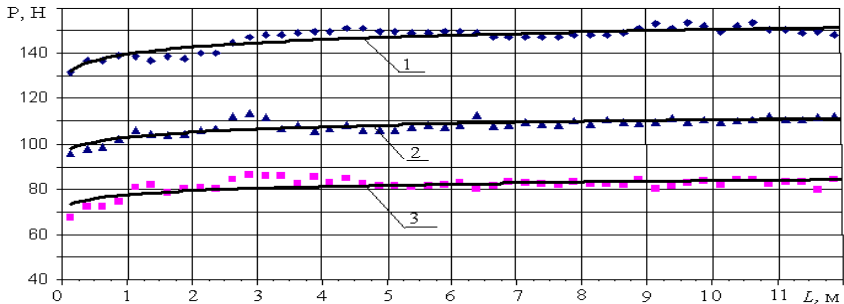


Рис. 5.2 – Залежності зміни тягового опору фрагментів лап відносно пройденого шляху: 1 – серійна лапа; 2 – експериментальна двоступенева лапа; 3 – експериментальна лапа з криволінійним лезом

Величина достовірності апроксимації R^2 для наведених залежностей склала 0,95 ... 0,97.

Аналіз отриманих результатів досліджень (рис. 5.2) вказує на те, криволінійне лезо забезпечує зменшення цього показника в 1,3 раза порівняно із варіантом II і в 1,8 раза – із варіантом I, що обумовило доцільність виготовлення комплекту експериментальних лап культиватора з криволінійним профілем леза для проведення подальших випробувань у лабораторних і виробничих умовах. При цьому похибка експерименту становила до 5 % [135].

Перша серія експериментів з визначення тягового опору фрагментів лап дозволила виявити переваги форми леза, яка має розраховану криволінійну форму. Комплект культиваторних лап з криволінійною формою леза для проведення повних випробувань було виготовлено на Харківському заводі штамів та пресформ. Метою подальших випробувань експериментальних лап було визначення величини тягового опору лап в залежності від швидкості руху та глибини обробітку ґрунту, визначення якісних агротехнічних показників та порівняння розробленої конструкції з серійними стрілочастими культиваторними лапами при виконанні технологічного процесу.

5.2 Вплив параметрів культиватора з одношарнірною підвіскою на стійкість руху в лабораторних умовах

При виборі рівнів варіювання факторів, які впливають на стійкість руху культиватора, виходили з умов конструкції одношарнірної підвіски серійного культиватора КПС-4 та з врахуванням раціональних значень параметрів при теоретичних дослідженнях.

Результати реалізації матриці планування приведені в таблиці 5.2, де кодові позначення відповідають x_1 – довжина гряділя; x_2 – жорсткість пружини натискної штанги; x_3 – відстань від точки кріплення гряділя до центра мас системи; x_4 – висота стовби культиваторної лапи; x_5 – початковий кут нахилу гряділя до горизонту; x_6 – маса гряділя з робочим органом; y – час затухання коливань, за який система повертається з збуреного стану у незбурений.

Дослідження проводили при постійній швидкості руху культиваторної секції, яка складала 0,53 м/с та вологості ґрунту 19...22 %. Використання реєстраційно-вимірювального комплексу дало можливість отримати характер затухання збурення системи та визначити час повернення системи з збуреного стану до незбуреного (рис. 5.3).

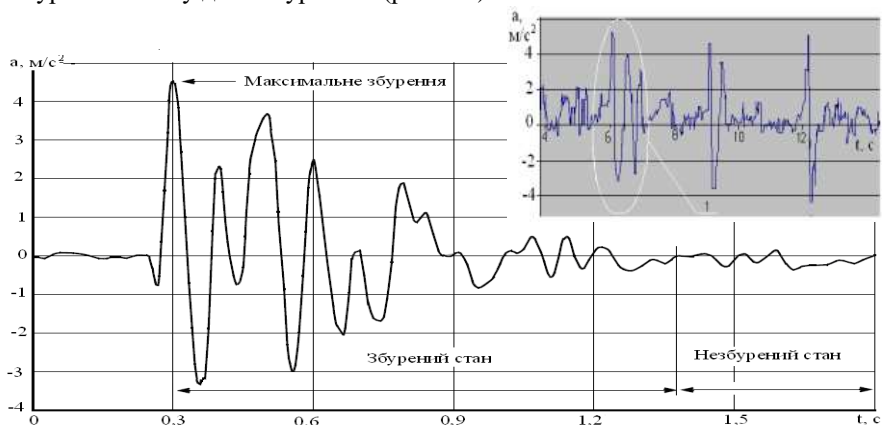


Рис. 5.3 – Характер затухання та час повернення системи з збуреного стану до незбуреного

Таблиця 5.2 – Результати реалізації матриці планування експерименту

№	Фактори						Час затухання коливань t , с			Середнє значення \bar{t} , с
							повторність			
	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	1	2	3	
1	+	+	+	+	+	+	1,06	0,98	0,96	1,00
2	+	+	+	-	+	-	0,92	0,68	0,86	0,82
3	+	+	-	+	+	-	0,86	0,70	0,66	0,74
4	+	+	-	-	+	+	1,24	1,20	1,30	1,25
5	+	-	+	+	-	+	1,34	1,54	1,20	1,36
6	+	-	+	-	-	-	1,04	0,82	1,02	0,96
7	+	-	-	+	-	-	1,00	0,90	0,80	0,90
8	+	-	-	-	-	+	0,92	1,38	1,46	1,25
9	-	+	+	+	-	+	0,72	0,72	0,7	0,71
10	-	+	+	-	-	-	1,28	1,30	0,98	1,19
11	-	+	-	+	-	-	1,00	1,18	0,98	1,05
12	-	+	-	-	-	+	0,9	0,78	0,8	0,83
13	-	-	+	+	+	+	0,94	0,96	0,88	0,93
14	-	-	+	-	+	-	1,36	1,20	1,42	1,33
15	-	-	-	+	+	-	1,30	1,02	1,04	1,12
16	-	-	-	-	+	+	0,96	0,94	1,12	1,01

Залежність часу затухання збурення системи від набору відповідних конструктивних параметрів культиватора згідно дослідів матриці експерименту представлена на рис. 5.4.

На основі результатів досліджень отримали рівняння регресії, яке описує вплив конструктивних параметрів культиватора на стійкість руху:

$$y = 1,095167 + 0,0075x_1 - 0,0792x_2 + 0,00917x_3 - 0,0508x_4 - 0,00417x_5 + 0,0142x_6. \quad (5.1)$$

Статистична обробка отриманих даних свідчить про їх достовірність так як перевірка по критерію Фішера показала, що отримана математична модель є адекватна і з довірчою імовірністю 0,95 придатна для опису досліджуваного процесу, оскільки для рівняння $F_{розр} = 1,9 < F_{табл} = 7,52$. При цьому $H_{CP} = 0,212$.

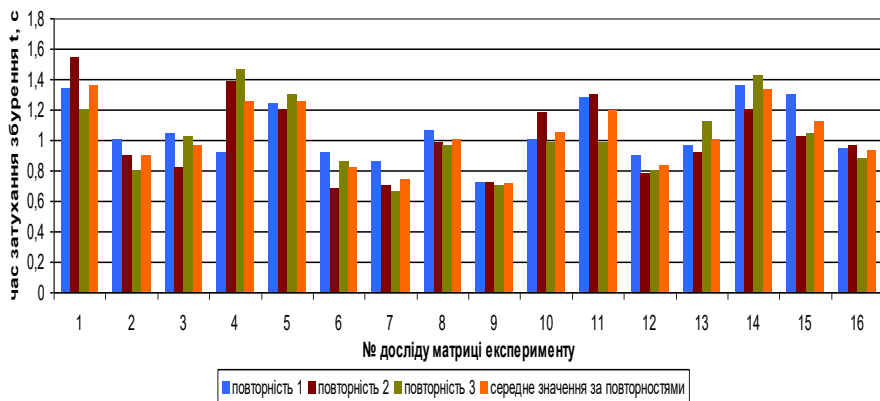


Рис. 5.4 – Гістограма часу затухання збурення від набору відповідних конструктивних параметрів культиватора згідно дослідю матриці експерименту

Аналіз рівняння регресії показує, що дія факторів та їх сила співпадає з отриманими аналітичними залежностями, що підтверджує достовірність результатів теоретичних досліджень. Розглядаючи ступінь впливу факторів на стійкість руху культиватора видно, що найбільший вплив мають жорсткість пружини, висота стовби культиваторної лапи та маса гряділя разом з робочим органом.

5.3 Випробування лап з криволінійним профілем леза в польових умовах

5.3.1 Умови проведення випробувань

Перші польові випробування проводились на дослідних полях Харківського національного аграрного університету ім. Докучаєва (ХНАУ) Харківського району Харківської області та Вовчанської державної сортодослідної станції Вовчанського району Харківської області [92].

В польових умовах агротехнічну та енергетичну оцінку роботи експериментальних культиваторних лап з криволінійним профілем леза проводили на базі культиватора КПС-4 (рис. 5.5), що агрегувався з

трактором МТЗ-82. Визначали залежність впливу параметрів розроблених експериментальних лап на якісні показники роботи у порівнянні з серійними культиваторними лапами, які встановлюються на культиваторах КПС-4.

Агротехнічну та енергетичну оцінку роботи експериментальних робочих органів проводили згідно розробленої програми та методики лабораторно-польових випробувань.



Рис. 5.5 – Польові випробування культиваторних лап

Характеристика дослідного поля при випробуваннях:

- 1) фон – цукровий буряк;
- 2) рельєф – рівний;
- 3) мікрорельєф – вирівняний;
- 4) тип ґрунту - чорнозем типовий важкосуглинковий з вмістом гумусу 5,1 %, фізичної глини – 58 %, сума поглинутих основ складає 38 мг.екв на 100 г ґрунту, рН сольовий – 6,7;
- 5) метеорологічні умови в день випробування – спостереження на базі метеостанції ХНАУ показали, що погода ясна, температура повітря на висоті 2 м над поверхнею ґрунту складала $t=15^{\circ}\text{C}$, атмосферний тиск на рівні станції 754,9 мм.рт.ст, відносна вологість – 25 %, вітер північно-західний, середня швидкість вітру в період спостереження 2 м/с;
- 6) твердість ґрунту в оброблюваному шарі складала в межах 1,1...1,4 МПа; щільність ґрунту 1,31...1,33 г/см³;
- 7) вологість ґрунту по шарам представлена в табл. 5.3.

Таблиця 5.3 – Визначення вологості ґрунту по шарам

Глибина ґрунту	\bar{W} , %	σ_w , %	ν , %	Δ , %
0-5	18,4	1,19	6,48	3,74
5-10	23,3	1,17	5,01	2,89
10-15	24,8	0,67	2,69	1,55

5.3.2 Результати визначення структурного складу ґрунту

При визначенні ефективності роботи робочих органів ґрунтообробних машин, зокрема культиваторних лап, важливим показником є ступінь кришіння поверхневого шару ґрунту, що обумовлює формування оптимальних умов для розвитку культурних рослин. Чим більш агрономічно-цінною є структура, тим вищим є показник прояву фізичних факторів родючості ґрунту. Тому структуру ґрунту визначили при дослідженні розроблених робочих органів культиваторів у порівнянні із серійними культиваторними лапами (рис. 5.6).

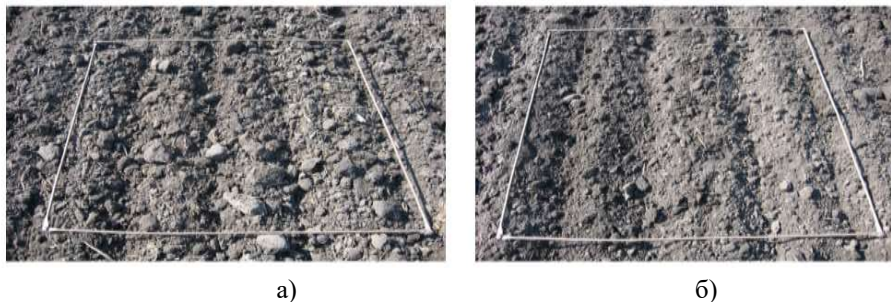


Рис. 5.6 – Вид ділянок після обробітку культиваторними лапами:
а) серійними; б) експериментальними

За результатами проведених досліджень встановлено склад агрономічно цінних агрегатів чорнозему звичайного в залежності від обробітку ґрунту експериментальними та серійними робочими органами культиватора. Кількісні показники результатів дослідження наведені в табл. 5.4.

Таблиця 5.4 – Структурний склад ґрунту

Варіанти	Повторність досліджу	Фракції(мм) в % до загальної маси					K _c
		>10	10...1	1...0,5	0,5...0,25	<0,25	
1	2	3	4	5	6	7	8
Контроль до обробітку ґрунту	1	53,9	36,38	5,14	3,75	0,83	0,82
	2	48,26	40,54	4,37	5,68	1,15	1,02
	3	56,58	29,72	10,81	2,14	0,75	0,74
	4	59,03	25,93	9,15	3,82	2,07	0,64
	5	55,55	24,28	12,36	5,43	2,38	0,79
	середнє	54,66	31,37	8,37	4,16	1,44	0,80
Після обробітку серійним и лапами	1	33,69	46,85	10,74	6,57	2,15	1,79
	2	30,48	49,09	11,23	7,24	1,96	2,08
	3	33,94	50,61	9,06	4,31	2,08	1,78
	4	31,77	51,21	12,12	3,06	1,84	1,98
	5	32,17	44,16	14,28	6,67	2,72	1,87
	середнє	32,41	48,38	11,49	5,57	2,15	1,90
Після обробітку експериментальними лапами	1	25,96	59,07	9,14	4,21	1,62	2,63
	2	27,3	53,61	11,83	5,37	1,89	2,43
	3	26,36	49,74	12,86	8,76	2,28	2,49
	4	26,32	60,12	6,31	5,11	2,14	2,51
	5	27,3	56,39	8,75	5,87	1,72	2,45
	середнє	26,65	55,79	9,78	5,86	1,93	2,50

При проведенні досліджень якісні показники роботи культиваторних лап оцінювали коефіцієнтом структурності ґрунту.

Аналіз отриманих даних (табл. 5.4) показав, що сумарна кількість агрегатів агрономічно цінних фракцій (0,25...10 мм) в оброблюваному шарі ґрунту при обробітку його за варіантом з використанням розроблених експериментальних культиваторних лап з криволінійною формою леза значно вища у порівнянні із варіантом використання серійних культиваторних лап з прямолінійною формою леза.

При цьому кількість частинок розміром 0,25...10 мм, які забезпечують повноцінний розвиток рослин до обробітку ґрунту складала 42,07 %, після обробітку серійними лапами – 65,11%, а після обробітку експериментальними – 70,98 % (рис. 5.7), що більше в 1,69 раза, ніж без

обробітку (контроль) та в 1,1 раза більше у порівнянні із стандартними лапами.

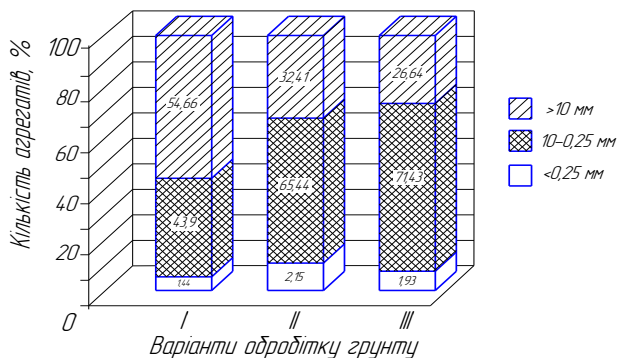


Рис. 5.7. Структурно-агрегатний склад ґрунту при проведенні випробувань культиваторних лап з різною формою леза: I – без обробітку; II – після обробітку серійними робочими органами; III – після обробітку експериментальними робочими органами

Повне уявлення про співвідношення в ґрунті агрегатів різних фракцій неоднакової агрономічної цінності дає коефіцієнт структурності. Загальний аналіз даних таблиці 5.4 за коефіцієнтом структурності ґрунту показав, що після обробітку ґрунту розробленими експериментальними лапами з криволінійною формою лез коефіцієнт структурності ґрунту збільшується майже в 1,3 раза [135].

Отримані результати досліджень структурно-агрегатного складу ґрунту (рис. 5.7) після обробітку показали значну перевагу розроблених культиваторних лап з криволінійним лезом.

5.3.3 Ступінь підрізання рослин бур'янів

Для визначення якості підрізання рослин бур'янів серійними та експериментальними культиваторними лапами визначали ступінь забур'яненості дослідного поля та видовий склад бур'янів. Характеристика забур'яненості поля для проведення досліджень представлена в таблиці 5.5.

Результати визначення забур'яненості поля показали наявність таких видів бур'янів (середні значення за повторностями) як: рутка лікарська – 25,6 шт/м², щиряця – 8,5 шт/м², осот рожевий – 5 шт/м², молочай – 3,9 шт/м², березка польова – 1,8 шт/м², лобода біла – 3,3 шт/м², вороняча лапка двійчата – 3,2 шт/м² [135].

Таблиця 5.5 – Характеристика забур'яненості поля для дослідження робочих органів культиваторів

Назва рослин бур'янів	Номер облікової ділянки										Середня кількість рослин бур'янів шт/м ²
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Осот рожевий	5	7	10	2	6	3	10	3	0	4	5,0
Березка польова	2	0	1	1	4	0	3	0	4	3	1,8
Всього кореневідприскових	7	7	11	3	10	3	13	3	4	7	6,8
Рутка лікарська	45	33	11	36	8	54	6	39	18	6	25,6
Лобода біла	4	0	2	2	0	1	6	5	8	5	3,3
Молочай городній	7	2	3	0	6	1	0	5	8	7	3,9
Вороняча лапка двійчата	7	10	1	0	5	2	4	1	0	2	3,2
Щиряця	15	10	11	5	12	7	1	3	9	12	8,5
Мишій сизий	5	6	6	2	1	4	6	0	1	3	3,4
Всього однорічних	83	61	34	45	32	69	23	53	44	35	47,9
Пирій повзучий (кореневищний)	1	2	0	0	3	1	2	0	0	1	1,0
Інші	4	3	3	1	2	3	4	4	2	3	2,9
Всього	95	73	48	49	47	77	42	60	50	46	58,6

По результатах первинного обліку були виділені чотири основні групи видів бур'янів, що дало привід скласти додаткову таблицю, яка дає повну характеристику щодо типу та ступеня забур'яненості досліджуваної ділянки поля. Для цього користувались шкалою оцінки кількості бур'янів.

Важливою характеристикою є тип забур'яненості – співвідношення бур'янів різних біологічних груп. Повне уявлення щодо кількості певних видів

(однорічних, кореневищних, кореневідприскових, стрижнекоренових) бур'янів та типу забур'яненості дає зведена табл. 5.6.

Таблиця 5.6 – Зведена таблиця забур'яненості дослідної ділянки

Вид бур'янів	Кількість бур'янів,шт./1м ²	Ступінь забур'яненості	Бал	Тип забур'яненості
Однорічні	47,9	середній	3	змішаний
Кореневідприскові	6,8	слабкий	2	
Кореневищні	1,0	дуже слабкий	1	
Стрижнекореневі	-	дуже слабкий	1	

З табл. 5.6 видно, що на дослідній ділянці поля тип забур'яненості змішаний, що є позитивним при визначенні якості підрізання рослин бур'янів досліджуваними культиваторними лапами, внаслідок того, що рослини бур'янів мають різноманітну морфологічну структуру.

Результати досліджень по знищенню бур'янів при дослідженні стандартних та розроблених експериментальних культиваторних лап при різних швидкостях обробітку ґрунту представлено в табл. 5.7.

Таблиця 5.7 – Якісні показники знищення бур'янів при дослідженні культиваторних лап

№ п/п	Тип лапи	Швидкість руху, м/с	Підрізаних бур'янів				Вирваних бур'янів, %	Непідрізаних бур'янів, %
			\bar{W} , %	σ , %	v , %	Δ , %		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Стандартна	0,56	92,66	6,27	6,77	3,91	8,74	3,24
		1,39	94,32	2,93	3,11	1,79	3,10	1,02
		1,94	95,68	3,38	3,52	2,04	3,34	0,54
		2,22	95,9	2,84	2,96	1,71	3,92	0,18
2	Експериментальна	0,56	94,86	2,63	2,77	1,60	4,35	1,38
		1,39	96,85	1,69	1,75	1,01	2,66	-
		1,94	98,49	1,39	1,41	0,82	1,42	-
		2,22	98,8	2,23	2,26	1,30	1,2	-

Отримані результати досліджень (табл. 5.7) вказують на те, що експериментальні культиваторні лапи мають більший відсоток знищення рослин бур'янів у порівнянні з серійними стрілчастими лапами в діапазоні швидкостей руху культиваторного агрегату від 0,56 до 2,22 м/с, середнє квадратичне відхилення яких склало 4,01 та 1,9 %, відповідно, для серійних та експериментальних культиваторних лап.

Залежність ступеня підрізання бур'янів досліджуваними культиваторними лапами від швидкості руху представлена на рис. 5.8.

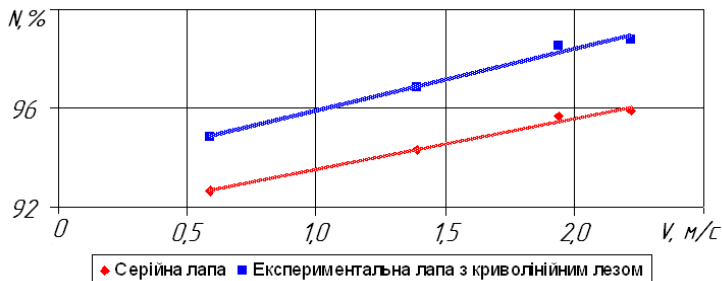


Рис. 5.8 – Залежності ступеня підрізання бур'янів від швидкості руху

Величина достовірності апроксимації R^2 для наведених залежностей склала 0,92 ... 0,93.

Таким чином, отримані результати досліджень (рис. 5.8.) за показником ступеня підрізання рослин бур'янів різного ботанічного складу показала перевагу розроблених культиваторних лап. При цьому, ефективність роботи експериментальних робочих органів у порівнянні із серійними лапами спостерігається на усьому інтервалі досліджуваних робочих швидкостей культиватора [135].

5.3.4 Стійкість ходу та забивання культиваторних лап

Якість функціонування робочих органів культиваторів та енергоємність процесу суттєво залежить від стійкості ходу відносно встановленої глибини обробітку ґрунту.

Для проведення досліджень по стійкості ходу лап культиватора, останні встановлювали згідно відомої методики на глибину обробітку ґрунту 0,08 м.

Обробка результатів дослідів здійснювалась методами математичної статистики з метою визначення середнього, середнього квадратичного відхилення σ та коефіцієнтів варіації ν .

Результати визначення стійкості ходу робочих органів культиватора представлені в табл. 5.8.

Таблиця 5.8 – Якісні показники стійкості ходу робочих органів по глибині

Тип робочого органу	$h_{роб}$	$\bar{h}_{80}, \text{ см}$			$\bar{h}, \text{ см}$	$D, \text{ см}$	$\sigma, \text{ см}$	$\nu, \%$	$\Delta, \%$
	см	1	2	3					
Серійний	8,0	9,26	8,67	7,5	8,48	0,7419	0,861	10,2	5,86
Експериментальний	8,0	8,69	7,77	8,23	8,23	0,3245	0,570	6,9	3,99

Стійкість ходу робочих органів культиватора характеризували по середньому квадратичному відхиленню глибини σ від середнього значення та коефіцієнту варіації ν . Для стандартної лапи середнє квадратичне відхилення склало $\sigma_c = 0,861$ см, а для експериментальної – $\sigma_E = 0,570$ см, що менше на 34 %. При цьому коефіцієнт варіації склав відповідно 10,2 та 6,9 %.

З отриманих значень видно, що рівномірність руху по глибині експериментальних культиваторних лап краща у порівнянні з серійними робочими органами в середньому в 1,51 раза, що можна пояснити головним чином завдяки запропонованій геометричній формі леза лапи.

Залипання культиваторних лап ґрунтом визначали ваговим методом згідно розробленої програми випробувань. Результати дослідів представлені в табл. 5.9.

Таблиця 5.9 – Результати визначення залипання робочих органів культиваторів ґрунтом

Тип робочого органу	$\bar{q}_a, \text{ г}$			$\bar{q}, \text{ г}$	$D, \text{ г}$	$\sigma, \text{ г}$	$\nu, \%$	$\Delta, \%$
	1	2	3					
Серійний	53,8	69,7	41,6	55,033	198,5433	14,09	2,56	14,78
Експериментальний	40,3	57,3	44,7	47,433	77,8533	8,82	1,86	10,74

За результатами дослідження процесу залипання лап (табл. 5.9) встановили, що середнє значення налиплого ґрунту на стандартну лапу склало 55 г, а експериментальну – 47,4 г, що на 7,6 г менше. При цьому середнє квадратичне відхилення маси налиплого ґрунту склало, відповідно 14,1 та 8,8 г.

Аналіз отриманих результатів по середньому квадратичному відхиленню σ показав, що розроблена експериментальна лапа з криволінійною формою леза в порівнянні з серійною лапою має в 1,6 раза менше залипання ґрунтом, що підтверджує її ефективність [135].

5.3.5 Результати визначення тягового опору культиваторних лап з криволінійним профілем леза

Для підтвердження достовірності запропонованої математичної моделі щодо обґрунтування профілю леза культиваторної лапи мінімальної енергоємності згідно з програмою випробувань були проведені експериментальні дослідження визначення енергетичних показників експериментальної та серійної культиваторної лап в залежності від швидкості руху та глибини обробітку ґрунту.

Дослідження проводились на полях приватного сільськогосподарського підприємства «Молнія-1» Вовчанського району Харківської області [89].

Характеристика дослідного поля при випробуваннях прийнята наступна:

- 1) фон – соняшник;
- 2) рельєф – рівний;
- 3) мікрорельєф – вирівняний;
- 4) тип ґрунту – чорнозем звичайний;
- 5) метеорологічні умови в день випробування – погода ясна, температура повітря – $t=27^{\circ}\text{C}$, вітер південно-західний.

Вологість ґрунту складала 17...20 %, твердість ґрунту – 1,3...1,7 МПа ; щільність ґрунту – 1,34...1,37 г/см³.

Визначення тягового опору культиваторних лап проводили за допомогою спеціально розробленого пристрою з закріпленим на ньому динамометром. Тяговий опір визначали при глибині обробітку ґрунту 0,06;

0,08; 0,10 і 0,12 м та швидкості руху культиваторного агрегату 0,56; 1,39; 1,94 та 2,22 м/с.

Обробку даних виконували на ПК з використанням математичних пакетів “Statistica-6.0” та “Mathcad 11.0”, “Microsoft Office Excel 2003” за умов апроксимації відповідних критеріїв в залежності від двох зазначених факторів.

Результати реалізації матриці планування експериментів у 3-кратній повторності наведені в табл. 5.10 та 5.11, де кодові позначення відповідають x_1 – швидкість руху агрегату, x_2 – глибина обробітку ґрунту.

Таблиця 5.10 – Результати реалізації матриці планування експерименту серійної культиваторної лапи

№ досліджу	Тяговий опір $P_C, кН$				Дисперсія відтворення D_u^2	Критерій Кохрена G_p
	P_1	P_2	P_3	\bar{P}		
1	0,2413	0,2258	0,264	0,2437	0,00036913	0,7490
2	0,68	0,6573	0,63	0,6558	0,000626763	
3	0,7307	0,8625	0,8187	0,8039	0,004505613	
4	1,401	1,4418	1,4043	1,4157	0,00051363	
Коефіцієнти регресії				$x_0 = 0,7798$; $x_2 = 0,3301$ $x_1 = 0,25595$; $x_{12} = 0,0499$.		

Таблиця 5.11 – Результати реалізації матриці планування експерименту розробленої експериментальної культиваторної лапи

№ досліджу	Тяговий опір $P_E, кН$				Дисперсія відтворення D_u^2	Критерій Кохрена G_p
	P_1	P_2	P_3	\bar{P}		
1	0,2163	0,1855	0,2043	0,20203	0,000241013	0,42747116
2	0,4593	0,4608	0,4836	0,4679	0,00018543	
3	0,6967	0,689	0,7477	0,71113	0,001017663	
4	1,0697	1,0963	1,135	1,1003	0,001078223	
Коефіцієнти регресії				$x_0 = 0,62035$; $x_2 = 0,285383$; $x_1 = 0,163767$; $x_{12} = 0,030833$		

За результатами розрахунків отримали рівняння регресії для серійної та експериментальної культиваторних лап, що описують вплив досліджуваних факторів (глибини обробітку ґрунту та швидкості руху агрегату) на тяговий опір у такому вигляді:

$$y_C = 0,7798 + 0,2559x_1 + 0,3301x_2; \quad (5.3)$$

$$y_E = 0,6204 + 0,1638x_1 + 0,2854x_2, \quad (5.4)$$

де y_C, y_E – тяговий опір, відповідно, серійної та розробленої експериментальної культиваторних лап.

Коефіцієнт множинної кореляції для першого та другого рівняння регресії дорівнює $R_K = 0,99$. При цьому коефіцієнт детермінації для рівнянь склав – $R_K^2 = 99,9\%$.

Необхідною передумовою статистичного аналізу рівнянь регресії є наявність відповідної вихідної величини нормальному закону розподілу та однорідність дисперсій дослідів.

Відповідність гіпотези про нормальність закону розподілення критеріїв ефективності, вихідної величини тягового опору P , який є випадковою величиною, перевіряли методом порівняння критеріїв асиметрії та ексцесу (оскільки в даному випадку вибірка $N < 50$) за відповідними їх похибками [93].

За розрахунками, виконаними за допомогою математичного пакету “Statistica-6.0”, модуль асиметрії розподілу та ексцесу кожної випадкової величини P менші за відповідні стандартні похибки (граничні значення середнього квадратичного відхилення S_{As} і S_{Ec}) асиметрії As та ексцесу Ec , тобто:

– для експериментальної лапи:

$$\begin{aligned} |As| &= 0,414837 < |S_{As}| = 1,014185; \\ |Ec| &= -0,24695 < |S_{Ec}| = 2,618615, \end{aligned} \quad (5.5)$$

– для стандартної лапи:

$$\begin{aligned} |As| &= 0,588930 < |S_{As}| = 1,014185; \\ |Ec| &= 1,255724 < |S_{Ec}| = 2,618615. \end{aligned} \quad (5.6)$$

Тому розподіл випадкових величин, вважається таким, що відповідає нормальному закону розподілення.

З огляду на нормальність розподілу значень, а також однакове число рівнобіжних дослідів, їх рівноточність перевіряли з використанням G -критерію Кохрена [93].

Виконавши обчислення отримали: розрахункове значення критерію Кохрена для тягового опору серійної лапи становить $G_{\text{розр}} = 0,7490$; для тягового опору експериментальної лапи – $G_{\text{розр}} = 0,4275$. З огляду на те, що для достовірчої імовірності $p = 0,95$ (5% рівня значущості), кількості незалежних значень дисперсій $N = 4$ та степені вільності вибірки експериментальних даних $f_N = 2$, табличне значення критерію Кохрена становить $G_{\text{табл}} = 0,76$ [93]. Оскільки, $G_{\text{розр}} = 0,7490 < G_{\text{табл}} = 0,76$ та $G_{\text{розр}} = 0,4275 < G_{\text{табл}} = 0,76$, то можна стверджувати, що досліди рівноточні, тобто різниця між значеннями спостережень перебуває в межах необхідної точності дослідів і не перевищує 5%.

Перевірка значущості коефіцієнтів рівняння регресії виконувалась з використанням критерію Стьюдента [93].

Результати перевірки показали, що при довірчій імовірності $p = 0,95$, значення коефіцієнтів регресії в рівняннях x_0, x_1, x_2 не виходять за межі відповідних допустимих довірчих інтервалів та граничних значень рівнів значущості, а тому всі вони є значущими, а коефіцієнти регресії x_{12} в рівняннях виходять за межі відповідних допустимих довірчих інтервалів та граничних значень рівнів значущості, тому їх можна вважати статистично не значущими і їх можна не враховувати під час обчислень.

Перевірка по критерію Фішера показала, що отримані лінійні математичні моделі є адекватними і з довірчою імовірністю 0,95 придатні для опису досліджуваного процесу, оскільки для рівняння (5.3) $F_{\text{розр}} = 6,6277 < F_{\text{табл}} = 7,7086$, а для рівняння (5.4) – $F_{\text{розр}} = 6,0306 < F_{\text{табл}} = 7,7086$.

Враховуючи співвідношення між дійсними та кодованими значеннями факторів [122]:

$$x_{1,e} = \frac{V - 1,38}{0,82}; \quad x_{2,e} = \frac{h - 0,09}{0,03} \quad (5.7)$$

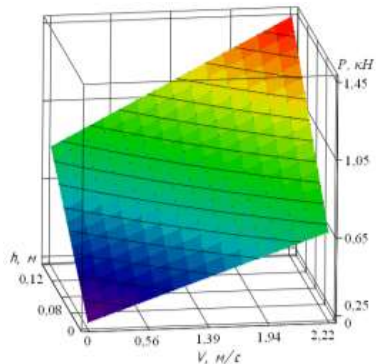
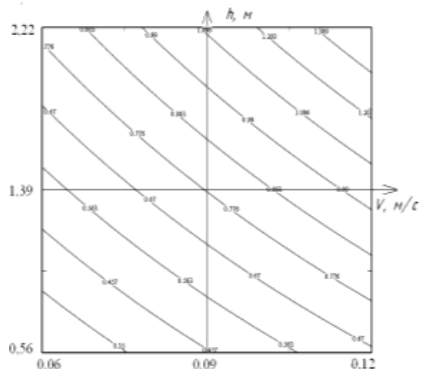
та результати попередньої перевірки на значущість коефіцієнтів, рівняння регресії (5.1) та (5.2), тобто характер зміни тягового опору від швидкості руху агрегату та глибини обробітку апроксимується наступними залежностями у декодованому вигляді:

$$P_C = -0,3897 + 0,1295V + 8,2089h; \quad (5.8)$$

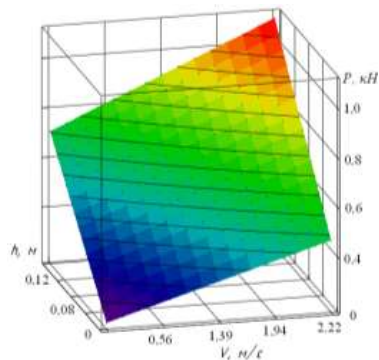
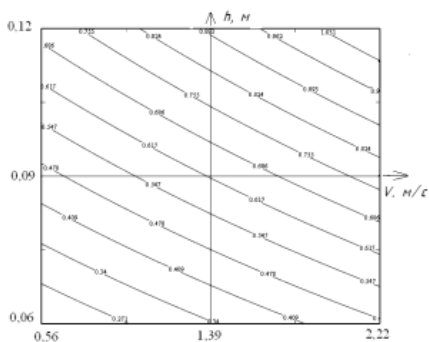
$$P_E = -0,3563 + 0,0871V + 7,7852h, \quad (5.9)$$

де V – швидкість руху агрегату; h – глибина обробітку.

Графічне відображення рівнянь (5.8) та (5.9) представлено на рис. 5.9



а)



б)

Рис. 5.9 – Графічна інтерпретація залежності тягового опору культиваторної лапи від глибини обробітку ґрунту h та швидкості руху V :

- а) – серійної з прямолінійною формою леза; б) – експериментальної з криволінійною формою леза

Отримані поверхні відгуку дозволяють визначити тяговий опір в будь-якій заданій точці, тобто при будь-якій швидкості руху агрегату та глибині обробітку в межах допустимих агрономіями до поверхневого обробітку ґрунту, тим самим даючи можливість підібрати найбільш оптимальні параметри. Так, з графіків видно, що для середніх значень швидкості руху агрегату $\bar{V} = 1,39$ м/с та $\bar{h} = 0,09$ м тяговий опір експериментальної лапи склав $P_{E_{V=1,39h=0,09}} = 0,6221$ кН, а для стандартної – $P_{C_{V=1,39h=0,09}} = 0,7828$ кН. Аналіз наведених графіків поверхонь відгуку залежності тягового опору від глибини обробітку ґрунту та швидкості руху та лінії рівнів їх перерізів (рис. 4.9) показує, що найбільш суттєвий вплив на тяговий опір всіх досліджуваних робочих органів має глибина обробітку ґрунту.

Залежність зміни тягового опору експериментальних та серійних культиваторних лап від швидкості руху при глибині обробітку 0,06; 0,08; 0,10 та 0,12 м представлена на рис. 5.10 – 5.13.

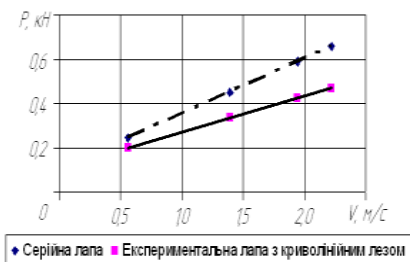


Рис. 5.10 – Залежності зміни тягового опору експериментальних та серійних культиваторних лап від швидкості руху при глибині обробітку $h = 0,06$ м



Рис. 5.11 – Залежності зміни тягового опору експериментальних та серійних культиваторних лап від швидкості руху при глибині обробітку $h = 0,08$ м

Із залежності 5.10 видно, що середній тяговий опір, при глибині обробітку $h = 0,06$ м в діапазоні швидкостей $V = 0,56 - 2,22$ м/с, експериментальної лапи ($\bar{P}_E = 0,3586$ кН) у порівнянні з серійною ($\bar{P}_C = 0,487$ кН) менший в 1,36 раза або на 26,4 %. При цьому, при

швидкості руху $V = 0,56$ м/с тяговий опір експериментальної лапи $P_E = 0,2017кН$ менший у порівнянні із стандартною $P_C = 0,2453кН$ в 1,22 раза або на 17,8 %, а при $V=2,22$ м/с – $P_E = 0,4709кН$, $P_C = 0,6605кН$ менший в 1,4 раза або на 28,7 %, тобто при збільшенні швидкості тяговий опір серійної лапи зростає більш інтенсивно ніж експериментальної.

Аналіз рис. 5.11 показує, що середній тяговий опір, при глибині обробітку $h = 0,08$ м в діапазоні швидкостей $V = 0,56–2,22$ м/с, експериментальної лапи $\bar{P}_E = 0,5526кН$ менший у порівнянні з серійною $\bar{P}_C = 0,7127кН$ в 1,29 раза або на 22,5 %. При цьому при збільшенні швидкості спостерігається більш інтенсивне зростання тягового опору серійної лапи по відношенню до експериментальної, тобто при $V = 0,56$ м/с – $P_E = 0,3714кН$, а $P_C = 0,4303кН$ тяговий опір менший в 1,16 раза або на 13,7 %, а при $V_E = 2,22$ м/с $P_E = 0,6822кН$ менший $P_C = 0,9148кН$ в 1,34 раза або на 25,4 %.

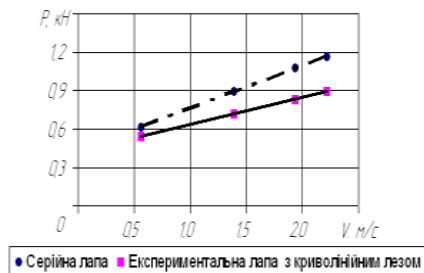


Рис. 5.12 – Залежності зміни тягового опору експериментальних та серійних культиваторних лап від швидкості руху при глибині обробітку $h = 0,09$ м

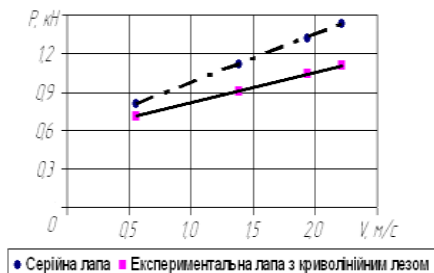


Рис.5.13 – Залежності зміни тягового опору експериментальних та серійних культиваторних лап від швидкості руху при глибині обробітку $h = 0,12$ м

Аналіз рис. 5.12 показує, що середній тяговий опір, при глибині обробітку $h = 0,09$ м в діапазоні швидкостей $V = 0,56–2,22$ м/с експериментальної лапи $\bar{P}_E = 0,7465кН$ менший у порівнянні з серійною $\bar{P}_C = 0,9389кН$ в 1,25 раза або на 20,5 %. При цьому зі збільшенням

швидкості руху спостерігається тенденція більш інтенсивного росту тягового опору серійної лапи по відношенню до експериментальної як і при глибинах $h = 0,06$ та $0,08$ м, тобто при $V_E = 0,56$ м/с $P_E = 0,541$ кН менший $P_C = 0,6173$ кН в 1,14 раза або на 12,3 %, а при $V_E = 2,22$ м/с $P_E = 0,8935$ кН менший $P_C = 1,169$ кН в 1,3 раза або на 23,6 %.

З рис. 5.13 видно, що середній тяговий опір, при глибині обробітку $h = 0,12$ м в діапазоні швидкостей $V = 0,56 - 2,22$ м/с, експериментальної лапи $\bar{P}_E = 0,9405$ кН менший у порівнянні з серійною $\bar{P}_C = 1,165$ кН в 1,23 раза або на 19,3 %. При цьому при збільшенні швидкості руху спостерігається більш інтенсивне зростання тягового опору серійної лапи по відношенню до експериментальної як і при глибинах $h = 0,06; 0,08; 0,09$ м, тобто при $V_E = 0,56$ м/с $P_E = 0,7108$ кН менший $P_C = 0,8042$ кН в 1,13 раза або на 11,6 %, а при $V_E = 2,22$ м/с $P_E = 1,1048$ кН менший $P_C = 1,4233$ кН в 1,29 раза або на 22,4 %.

Залежності тягового опору серійної та розробленої експериментальної культиваторних лап від глибини обробітку при швидкості руху 0,56; 1,39; 1,94 та 2,22 м/с представлені на рис. 5.14- 5.17.

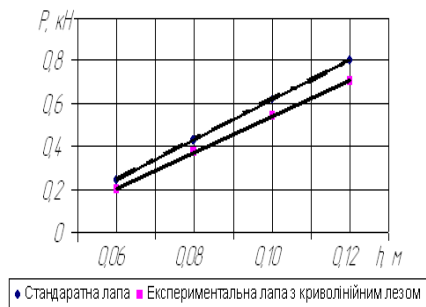


Рис. 5.14 – Залежності тягового опору стандартної та експериментальної культиваторних лап при швидкості руху агрегату $V = 0,56$ м/с

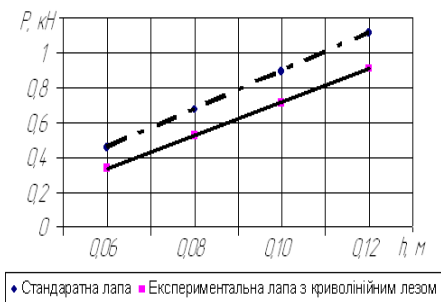


Рис. 5.15 – Залежності тягового опору стандартної та експериментальної культиваторних лап при швидкості руху агрегату $V = 1,39$ м/с

Аналіз рис. 5.14 показує, що при швидкості руху агрегату $V = 0,56$ м/с та діапазоні глибин $h = 0,06 - 0,12$ середній тяговий опір експериментальної культиваторної лапи $\bar{P}_E = 0,4563кН$ менший по відношенню до серійної $\bar{P}_C = 0,5243кН$ в 1,15 раза або на 12,97 %.

З рис. 5.15 видно, що при швидкості руху агрегату $V = 1,39$ м/с та діапазоні глибин $h = 0,06 - 0,12$ м середній тяговий опір експериментальної культиваторної лапи $\bar{P}_E = 0,6221кН$ менший по відношенню до серійної $\bar{P}_C = 0,7829кН$ в 1,26 раза або на 20,54 %.

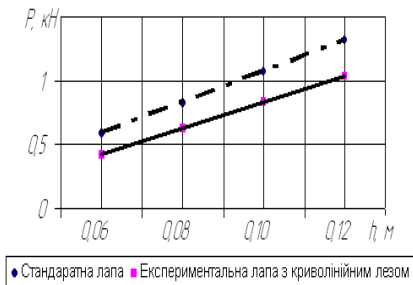


Рис. 5.16 – Залежності тягового опору стандартної та експериментальної культиваторних лап при швидкості руху агрегату $V = 1,94$ м/с

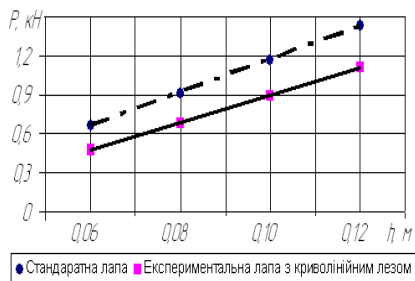


Рис. 5.17. Залежності тягового опору стандартної та експериментальної культиваторних лап при швидкості руху агрегату $V = 2,22$ м/с

При швидкості руху агрегату $V = 1,94$ м/с та діапазоні глибин $h = 0,06 - 0,12$ м середній тяговий опір експериментальної культиваторної лапи $\bar{P}_E = 0,7320кН$ менший по відношенню до серійної $\bar{P}_C = 0,9545кН$ в 1,3 раза або на 23,31 %.

З рис. 5.17 видно, що при швидкості руху агрегату $V = 2,22$ м/с та діапазоні глибин $h = 0,06 - 0,12$ м середній тяговий опір експериментальної культиваторної лапи $\bar{P}_E = 0,7889кН$ менший по відношенню до серійної $\bar{P}_C = 1,0419кН$ в 1,32 раза або на 24,38 %.

Аналіз отриманих залежностей рис. 5.10 – 5.13 показує, що при збільшенні швидкості руху з $V = 0,56$ до $2,22$ м/с в діапазоні глибин $0,06 \dots 0,12$ м різниця між тяговим опором експериментальної лапи по відношенню до серійної зростає і становить в межах від 13 до 24,4%.

Аналіз залежностей рис. 5.14 – 5.17 показує, що при збільшенні глибини обробітку від $h = 0,06$ до $0,12$ м в діапазоні швидкостей $V = 0,56 - 2,22$ м/с різниця між тяговим опором експериментальної лапи по відношенню до серійної зменшується з 26,4 % до 19,3 % [89].

Відносна зміна тягового опору P (Н) експериментальних та серійних робочих органів залежно від режимів роботи культиватора представлена на рис. 5.18.

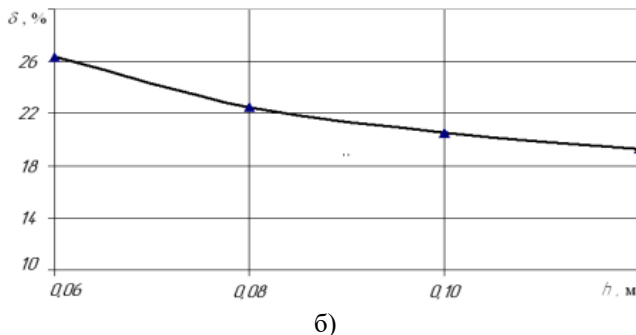
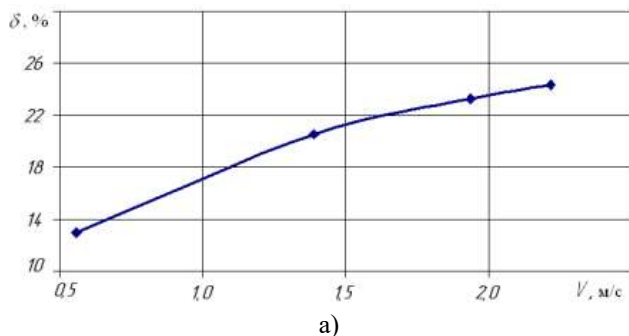


Рис. 5.18. Відносна зміна тягового опору експериментальної та серійної лап: а) – при $h = 0,09$ м; б) – при $V = 2,11$ м/с

За результатами дослідження енергоємності процесу культивачі по показнику δ , що визначає відносну зміну тягового опору експериментальних та серійних робочих органів залежно від режимів роботи культиватора (рис. 5.18) встановлено, що експериментальні лапи в порівнянні з серійними найдоцільніше використовувати при швидкості обробітку $V = 2,22$ м/с та глибині обробітку ґрунту $h = 0,06$ м. Це обумовлює виконання технологічного процесу культивачі з мінімальними витратами енергії [89].

5.4 Лабораторні дослідження зношування лап культиваторів

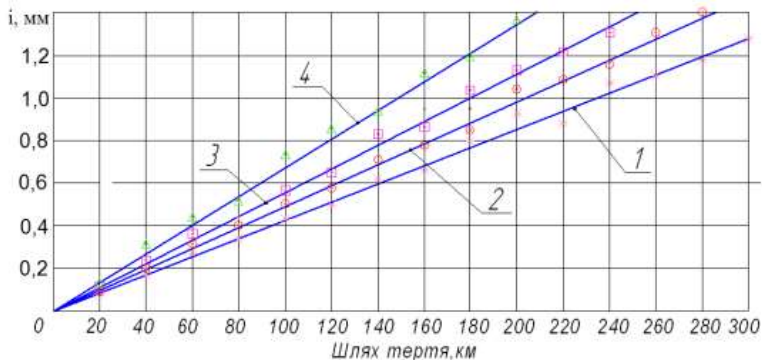
5.4.1 Дослідження зношування різальних елементів леза лап

Проведення дослідження здійснювали шляхом фізичного моделювання процесу зношування різальних елементів лап культиваторів при взаємодії з ґрунтовим абразивним середовищем в розробленому круговому стенді для випробування ґрунтообробних робочих органів у відповідності до розробленої методики.

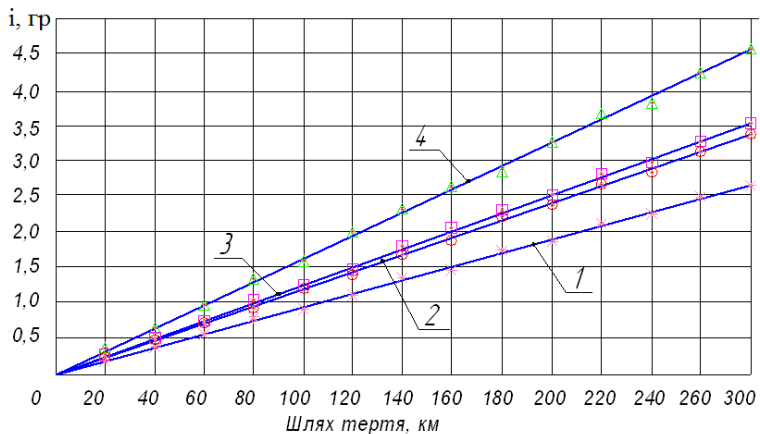
В якості дослідних зразків використано пластини, що виконані з сталі 65Г, які мають такі характеристики: довжина – 0,10 м; ширина - 0,03м; товщина – 0,006 м; кут загострювання $\epsilon = 30^\circ$. В якості абразивного середовища використовували кварцовий пісок вологістю $W = 5-7\%$. Зразки встановлювали на напрямні 4 стенду, що дозволяє отримати заданий кут кришення $\beta = 28^\circ$ та глибину обробітку $h = 0,06 \dots 0,12$ м. Експерименти проводили при постійній швидкості руху $V = 1,0$ м/с. Вимірювання середнього значення зносу леза дослідних зразків проводили в контрольних точках в трикратній повторюваності. Вимірювання величини зносу зразків проводили з використанням електронного штангенциркуля марки INTERTOOL MT-3006 - точність вимірювання до 0,01 мм, ваговий знос - за допомогою ваг ACS-GW 15 з точністю вимірювання до 0,5 г з подальшою статистичною обробкою результатів випробувань на ПК.

Результати досліджень представлені на рис.5.19. Аналіз одержаних результатів вказує на суттєвий вплив кута γ на інтенсивність зношування дослідних зразків. Суттєва відмінність в значеннях зносу спостерігається як

для лінійної характеристики зносу (рис. 5.19,а) так й для значення вагового зносу зразків (рис. 5.19,б). Напрацювання за шляхом тертя дослідних зразків різальних елементів змінюється до досягнення граничного значення зносу становить від 180 км - для $\gamma = 80^\circ$ (залежність 1) до 280 км – для $\gamma = 50^\circ$ (залежність 4).



а)



б)

Рис. 5.19 – Залежність значення зносу різальних елементів лап культиваторів і від кута γ : а) – лінійний знос; б) – ваговий знос: 1 – $\gamma = 50^\circ$; 2 – $\gamma = 60^\circ$; 3 – $\gamma = 70^\circ$; 4 – $\gamma = 80^\circ$

Мінімальний шлях тертя, що зумовлює досягнення граничного значення зносу по товщині леза, яке дорівнює 1 мм, складає 180 км для значення $\gamma = 80^\circ$. Шлях тертя до граничного значення зносу збільшується із зменшенням значення кута γ . Так при $\gamma = 50^\circ$ значення цього показника становить $S = 280$ км. Збільшення величини кута розхилу різальних елементів лап культиватора в інтервалі значень γ від 50° до 80° зумовлює зростання лінійного зносу при досягненні шляху тертя 180 км, в середньому, на 0,38 мм. Аналогічна закономірність збільшення значення величини зносу від шляху тертя спостерігається і за ваговим показником. Для означеного інтервалу зміни кута γ ваговий знос складає 1,57 г для вихідних характеристик ґрунтового середовища. Отримані результати вказують на різну інтенсивність зношування леза лапи у випадку виконання його із змінним кутом розхилу. Перспективним напрямком забезпечення рівності якості зношування таких робочих органів при експлуатації є доцільним застосування сучасних методів локального зміцнення різальних елементів лап культиваторів по довжині леза.

Таким чином, отримані результати дослідження вказують на те, що при формуванні профілю леза із змінним кутом розхилу, який охоплює весь допустимий інтервал значень для лап культиваторів, інтенсивність зношування по довжині леза буде відмінною. Такий підхід зумовлює різну інтенсивність зношування окремих різальних елементів лап культиваторів і, як наслідок, втрату початкової форми, що зумовлює зменшення їх ресурсу. Це є передумовою пошуку методів уповільнення інтенсивності зношування на окремих ділянках леза, наприклад, локального зміцнення твердосплавними матеріалами.

5.4.2 Обґрунтування раціональних параметрів локального зміцнення леза лапи культиватора методом планування багатofакторного експерименту

Експериментальні дослідження зношування поверхні локально зміцненого леза проводились із застосуванням методу математичного планування багатofакторного експерименту, який дозволяє визначити математичні моделі процесів у вигляді рівнянь регресії. Згідно поставлених

задач було обрано D-оптимальний план Бокса-Бенкіна другого порядку для 3 факторів. Факторами експерименту були обрані діаметр зміцнення (x_1), крок зміцнення (x_2) і кут розхилу (x_3). Критеріями оптимізації є швидкості зношування (y).

Згідно результатів досліджень були отримані значення абсолютного зносу локально зміцнених зразків Δi для кожного з дослідів (рис.5.12). Враховуючи значення шляху тертя $S = 5000$ м і швидкість переміщення $V_p=1,5$ м/с отримані результати швидкості зношування поверхні локально зміцненого леза $\partial I_v / \partial t$ для кожного з дослідів (таблиця 5.13).

Таблиця 5.12 – Результати вимірювання абсолютного зносу локального зміцнених зразків Δi (мм) при: шлях тертя $S = 5000$ м; $V_p = 1,5$ м/с

№	y			
	1	2	3	Сер.
1	0.060	0.050	0.080	0.0633
2	0.045	0.074	0.048	0.0556
3	0.061	0.091	0.087	0.0796
4	0.017	0.025	0.017	0.0196
5	0.010	0.070	0.010	0.0300
6	0.099	0.060	0.090	0.0830
7	0.032	0.049	0.051	0.0440
8	0.065	0.040	0.074	0.0596
9	0.011	0.041	0.025	0.0256
10	0.040	0.030	0.020	0.0300
11	0.070	0.050	0.070	0.0633
12	0.010	0.041	0.029	0.0266
13	0.054	0.064	0.056	0.0580
14	0.014	0.046	0.016	0.0253
15	0.005	0.010	0.010	0.0083

Отримана математична модель впливу досліджуваних факторів на швидкість зношування поверхні локально зміцненого леза має вигляд:

$$\partial I_v / \partial t = (68,3333 + 23x_1 + 62,3333 x_1^2 + 27,875 x_2 - 39,25 x_1 x_2 + 33,0833 x_2^2 + 53,375 x_3 + 3,75 x_1 x_3 + 3 x_2 x_3 + 28,5833 x_3^2) 10^{-7}. \quad (5.10)$$

Для цього рівняння на 95 % рівні довірчої ймовірності дисперсії однорідні, значення критерію Кохрена $G = 0,3099 < G(0,05;2;15) = 0,3346$.

Дисперсія адекватності математичної моделі $S_{ад} = 57,27 \cdot 10^{-7}$; дисперсія похибки дослідів $S_y = 37,52 \cdot 10^{-7}$; значення критерію Фішера $F = 2,329 < F(0,05;7;30) = 2,33$; модель адекватна на будь-якому рівні довірчої ймовірності.

Таблиця 5.13 – Результати вимірювання швидкості зношування
 $dI_v / dt, 10^{-7} \text{ м/с}$

№	y			Сер.
	1	2	3	
1	180	150	240	190
2	135	222	144	167
3	183	273	261	239
4	51	75	51	59
5	30	210	30	90
6	297	180	270	249
7	96	147	153	132
8	195	120	222	179
9	33	123	75	77
10	120	90	60	90
11	210	150	210	190
12	30	123	87	80
13	162	192	168	174
14	42	138	48	76
15	15	30	30	25

За розрахованими значеннями коефіцієнтів кореляції та критерію Стьюдента $t(0,05;30) = 2,04$ не значущими на рівні довірчої ймовірності більше 95 % є коефіцієнти при таких членах рівняння: x_1x_3, x_2x_3 .

На основі цього рівняння регресії (5.10) прийме вигляд:

$$dI_v / dt = (68,3333 + 23x_1 + 62,3333 x_1^2 + 27,875 x_2 - 39,25 x_1 x_2 + 33,0833 x_2^2 + 53,375 x_3 + 28,5833 x_3^2) 10^{-7}. \quad (5.11)$$

У розкдованому вигляді модель (5.11) має вигляд:

$$dI_v / dt = (417,743 + 9,97333 D^2 - 93,3 D - 3,14 L D - 10,575 L + 1,32333 L^2 - 1,981 \gamma + 0,0457333 \gamma^2) 10^{-7}. \quad (5.12)$$

Аналізуючи рівняння (5.12), можна стверджувати, що на швидкість зношування поверхні локально зміцненого леза впливають всі вищезгадані фактори. При цьому зі збільшенням кута розхилу збільшується і швидкість зношування, а при варіюванні значеннями діаметра і кроку зміцнення, швидкість зношування має оптимум:

$$\partial I_v / \partial t (D = 6,5 \text{ мм}, L = 11,7 \text{ мм}, \gamma = 20^\circ) = 29,83 \cdot 10^{-7} \text{ м/с}. \quad (5.13)$$

Отже, для знайдених оптимальних значень факторів графічна інтерпретація рівняння (5.12) представлена на рисунках 5.20-5.22.

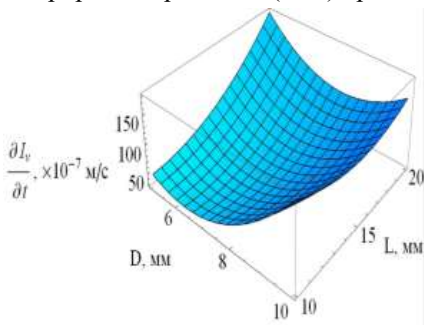


Рис. 5.20 – Вплив діаметра D і кроку L зміцнення на швидкість зношування поверхні локально зміцненого леза (при $\gamma = 20^\circ$)

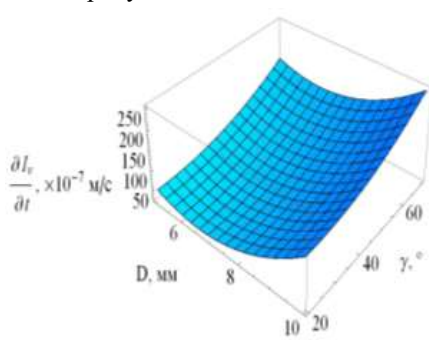


Рис. 5.21 – Вплив діаметра зміцнення D і кута розхилу γ на швидкість зношування поверхні локально зміцненого леза (при $L = 11,7 \text{ мм}$)

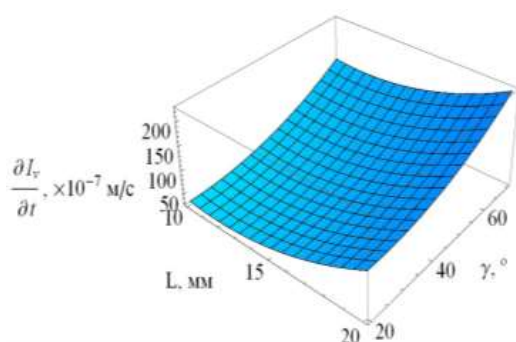


Рис. 5.22 – Вплив кроку зміцнення L і кута розхилу γ на швидкість зношування поверхні локально зміцненого леза (при $D = 6,5 \text{ мм}$)

Згідно теоретичних досліджень геометричної форми поверхні леза лапи культиватора встановлено, що кут розхилу змінюється по її довжині. Відповідно, необхідно встановити залежність зміни швидкості зношування поверхні локально зміцненого леза від кута розхилу.

В зв'язку з тим, що в представленому рівнянні (5.12) немає взаємодії факторів D (x_1) із γ (x_3) і L (x_2) із γ (x_3) то значення діаметра $D = 6,5$ мм і кроку $L = 11,7$ мм зміцнення є оптимальними для будь-якого кута розхилу γ . Це підтверджується і даними таблиці 5.14.

Таблиця 5.14 – Оптимальні значення діаметра D і кроку L мм зміцнення при різних кутах розхилу γ

$\gamma, ^\circ$	$D, \text{мм}$	$L, \text{мм}$	$\min(\partial I_v / \partial t), 10^{-7} \text{ м/с}$
25	6,5	11,7	30,34
30	6,5	11,7	33,01
35	6,5	11,7	37,97
40	6,5	11,7	45,22
45	6,5	11,7	54,75
50	6,5	11,7	66,57
55	6,5	11,7	80,67
60	6,5	11,7	97,06
65	6,5	11,7	115,74
70	6,5	11,7	136,71

Апроксимуючі дані таблиці 5.14 отримуємо залежність:

$$\partial I_v / \partial t = (51,2881 - 1,981 \gamma + 0,0457333 \gamma^2) 10^{-7}. \quad (5.14)$$

Для порівняння теоретичної і експериментальної залежностей швидкості зношування від кута розхилу лапи культиватора побудуємо відповідні графіки (рис.5.23). Коефіцієнт кореляції між теоретичними і експериментальними даними становить 0,91, а критерій Фішера – $F = 2,39 < F_{\text{табл}}(0,05;5;30) = 2,53$.

В результаті проведених експериментальних досліджень встановлено, що оптимальними параметрами локального зміцнення леза лапи культиватора є: діаметр $D = 6,5$ мм і крок $L = 11,7$ мм зміцнення. Швидкість зношування $\partial I_v / \partial t$ поверхні локально зміцненого леза лапи культиватора

параболічно залежить від куту його розхилу γ , що підтверджує отримані теоретичні залежності (коефіцієнт кореляції – 0,91, критерій Фішера – $F = 2,39 < F_{\text{табл}}(0,05;5;30) = 2,53$).

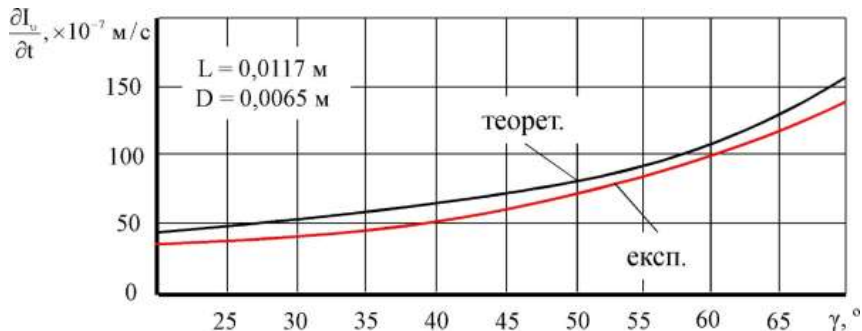


Рис. 5.23 – Залежність швидкості зношування поверхні локально зміцненого леза $\partial I_v / \partial t$ від куту розхилу γ (при $D = 6,5$ мм, $L = 11,7$ мм)

5.4.3 Результати дослідження зношування зразків різальних елементів з локальним зміцненням при стендових випробуваннях

Стендові дослідження на зношування дослідних зразків різальних елементів культиваторних з криволінійним профілем та локальним зміцненням по довжині леза проведено за методикою, описаною в розділі 3. При визначенні величини абсолютного зносу поверхні локально зміцненого леза лапи культиватора швидкість руху складала 0,5 м/с; 1,5 м/с та 2,5 м/с. Максимальне значення шляху тертя при випробуваннях складало $S = 40$ км, вимірювання значення абсолютного зносу леза проводили через кожні 5 км напрацювання. Залежність середнього абсолютного зносу поверхні локального зміцнення леза лапи від шляху тертя представлено на рис. 5.24.

Згідно результатів досліджень були отримані значення абсолютного зносу поверхні локально зміцненого леза лапи культиватора Δi для кожного з дослідів. За експериментальними результатами побудовані криві впливу шляху тертя S на середнє значення абсолютного зносу поверхні локально зміцненого леза лапи культиватора Δi для різних швидкостей, які

представлені на рисунку 5.24. Встановлено, що отримані криві мають лінійний характер (на що вказує високий коефіцієнт детермінації R^2), рівняння яких можна записати у вигляді:

$$\begin{aligned} \Delta i_{V=0,5} &= 0,0382 S + 0,0012, & R^2 &= 0,9997, \\ \Delta i_{V=1,5} &= 0,0546 S + 0,0009, & R^2 &= 0,9995, \\ \Delta i_{V=2,5} &= 0,0819 S + 0,0015, & R^2 &= 0,9996. \end{aligned} \quad (5.15)$$

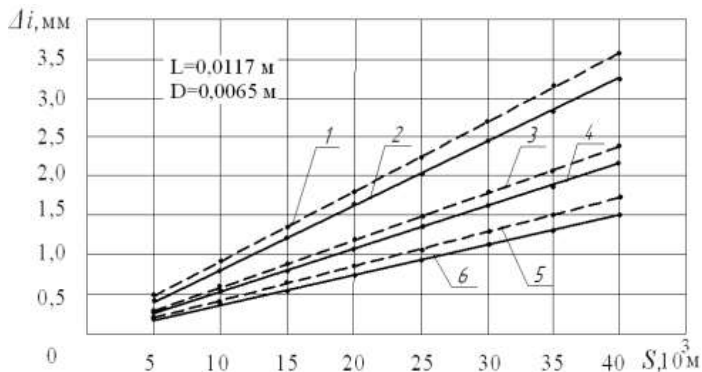


Рис. 5.24 – Залежність середнього значення абсолютного зносу поверхні локально зміцненого леза лапи культиватора Δi від шляху тертя S :

1 – $V=2,5$ м/с (теор.); 2 – $V=2,5$ м/с (експ.); 3 – $V=1,5$ м/с (теор.); 4 – $V=1,5$ м/с (експ.); 5 – $V=0,5$ м/с (теор.); 6 – $V=0,5$ м/с (експ.)

Як видно з отриманих кривих, із збільшенням шляху тертя і швидкості зношування збільшується і абсолютний знос поверхні локально зміцненого леза лапи культиватора, що є цілком передбачуваним явищем.

Провівши порівняння теоретичної і експериментальної залежностей абсолютного зносу поверхні локально зміцненого леза лапи культиватора Δi від шляху тертя S можна зробити висновок про однаковий характер отриманих кривих. Статистична оцінка за критерієм Фішера $F = 1,65 < F_{\text{табл}}(0,05; 12; 14) = 2,53$) показує, що отримані залежності між собою корелюють і є адекватними.

Провівши розрахунок швидкості зношування поверхні локально зміцненого леза лапи культиватора, побудуємо криву впливу кута розхилу на середнє значення швидкості зношування поверхні локально зміцненого

леза лапи культиватора (рисунок 5.25). Апроксимуючи отримані дані отримуємо експоненціальні залежності:

$$\begin{aligned} \frac{\partial I_v}{\partial t}_{V=0,5} &= 4,657 e^{0,0273 \gamma}, & R^2 &= 0,9876, \\ \frac{\partial I_v}{\partial t}_{V=1,5} &= 20,012 e^{0,0272 \gamma}, & R^2 &= 0,9864, \\ \frac{\partial I_v}{\partial t}_{V=2,5} &= 49,639 e^{0,0274 \gamma}, & R^2 &= 0,9855. \end{aligned} \quad (5.16)$$

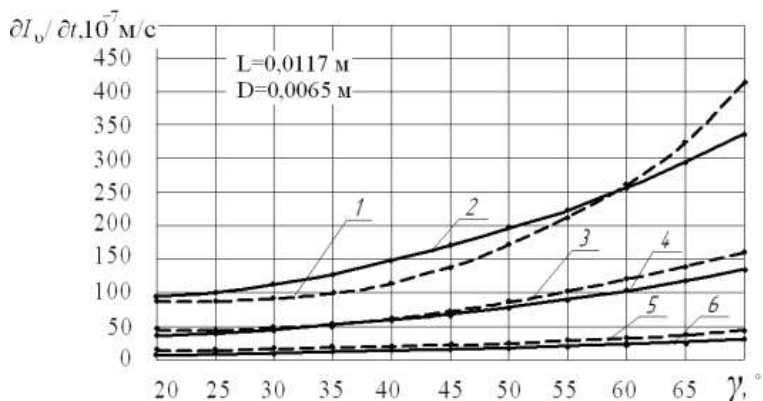


Рис. 5.25 – Залежність середнього значення швидкості зношування поверхні локально зміцненого леза лапи культиватора $\partial I_v / \partial t$ від кута розхилу γ : 1 – $V=2,5$ м/с (теор.); 2 – $V=2,5$ м/с (експ.); 3 – $V=1,5$ м/с (теор.); 4 – $V=1,5$ м/с (експ.); 5 – $V=0,5$ м/с (теор.); 6 – $V=0,5$ м/с (експ.)

Як видно з отриманих кривих, із збільшенням кута розхилу та швидкості руху збільшується і швидкість зношування поверхні локально зміцненого леза лапи культиватора.

Провівши порівняння теоретичної і експериментальної залежностей швидкості зношування поверхні локально зміцненого леза лапи культиватора $\partial I_v / \partial t$ від кута розхилу γ можна зробити висновок про однаковий характер отриманих кривих. Статистична оцінка за критерієм Фішера $F = 2,42 < F_{\text{табл}}(0,05;12;14) = 2,53$) показує, що отримані залежності між собою корелюють і є адекватними.

5.4.4 Результати визначення тягового опору локально зміцнених культиваторних лап в ґрунтовому каналі

Для підтвердження достовірності запропонованої математичної моделі щодо обґрунтування профілю леза культиваторної лапи з раціональними параметрами локального зміцнення леза, згідно з програмою експериментальних випробувань, були проведені експериментальні дослідження визначення енергетичних показників експериментальної та серійної культиваторної лап в залежності від швидкості руху та глибини обробітку ґрунту.

Тяговий опір досліджуваних робочих органів культиваторів в лабораторних умовах у відповідності до розробленої методики. Лабораторні дослідження розроблених робочих органів культиваторів проводили в ґрунтовому каналі Харківського національного аграрного університету імені В.В. Докучаєва на кафедрі механізації та електрифікації сільського господарства. Серія експериментів передбачала визначення залежності тягового опору експериментальних та серійних культиваторних лап від швидкості руху та глибини обробітку. При цьому, швидкість руху каретки лабораторної установки змінювалась в інтервалі швидкостей: $V = 0,50; 0,75; 1,0; \text{ м/с}$. Глибина обробітку прийнята $h = 0,06; 0,09$ та $0,12 \text{ м}$.

Визначення тягового опору культиваторних лап проводили за допомогою спеціально розробленого пристрою [1] з закріпленням на ньому динамометром. Тяговий опір визначали при глибині обробітку ґрунту $0,06; 0,09; 0,12 \text{ м}$ та швидкості руху культиваторного агрегату $0,50; 0,75; 1,0 \text{ м/с}$.

Обробку даних виконували на ПК з використанням математичних пакетів “Statistica-6.0” та “Mathcad 11.0”, “Microsoft Office Excel 2007” за умов апроксимації відповідних критеріїв в залежності від двох зазначених факторів.

Результати реалізації матриці планування експериментів у 3-кратній повторності наведені в табл. 5.15 та 5.16, де кодові позначення відповідають: x_1 – швидкість руху агрегату, x_2 – глибина обробітку ґрунту.

Таблиця 5.15 – Результати реалізації матриці планування експерименту серійної культиваторної лапи

	Тяговий опір $P_C, \text{кН}$				Дисперсія відтворення D_u^2	Критерій Кохрена G_p
	P_1	P_2	P_3	\bar{P}		
1	0,149	0,130	0,172	0,150	0,000442333	0,680604168
2	0,129	0,180	0,187	0,168	0,001161333	
3	0,302	0,299	0,301	0,300	0,000002333	
4	0,341	0,360	0,356	0,352	0,000100333	
Коефіцієнти регресії				$x_0 = 0,2429;$ $x_2 = 0,0835;$ $x_1 = 0,01741;$ $x_{12} = 0,0084.$		

Таблиця 5.16 – Результати реалізації матриці планування експерименту розробленої експериментальної культиваторної лапи

	Тяговий опір $P_C, \text{кН}$				Дисперсія відтворення D_u^2	Критерій Кохрена G_p
	P_1	P_2	P_3	\bar{P}		
1	0,125	0,134	0,137	0,132	0,000039	0,622326203
2	0,154	0,157	0,162	0,157	0,001161333	
3	0,262	0,292	0,261	0,271	0,000310333	
4	0,312	0,334	0,317	0,321	0,00013	
Коефіцієнти регресії				$x_0 = 0,2429;$ $x_2 = 0,0835$ $x_1 = 0,01741;$ $x_{12} = 0,0084.$		

За результатами розрахунків отримали рівняння регресії для серійної та експериментальної культиваторних лап, що описують вплив досліджуваних факторів (глибини обробітку ґрунту та швидкості руху агрегату) на тяговий опір у такому вигляді:

$$y_C = 0,2429 + 0,0174x_1 + 0,0835x_2; \quad (5.17)$$

$$y_E = 0,221 + 0,0188x_1 + 0,0758x_2, \quad (5.18)$$

де Y_C, Y_E – тяговий опір, відповідно, серійної та розробленої експериментальної культиваторних лап.

Коефіцієнт множинної кореляції для першого та другого рівняння регресії дорівнює $R_k = 0,99$. При цьому коефіцієнт детермінації для рівнянь склав – $R_k^2 = 99,9\%$.

Необхідною передумовою статистичного аналізу рівнянь регресії є наявність відповідної вихідної величини нормальному закону розподілу та однорідність дисперсій дослідів.

Відповідність гіпотези про нормальність закону розподілення критеріїв ефективності, вихідної величини тягового опору P , який є випадковою величиною, перевіряли методом порівняння критеріїв асиметрії та ексцесу (оскільки в даному випадку вибірка $N < 50$) за відповідними їх похибками.

За розрахунками, виконаними за допомогою математичного пакету “Statistica-6.0”, модуль асиметрії розподілу та ексцесу кожної випадкової величини P менші за відповідні стандартні похибки (граничні значення середнього квадратичного відхилення S_{As} і S_{Ec}) асиметрії As та ексцесу Ec , тобто:

– для експериментальної лапи:

$$\begin{aligned} |As| &= 0,177154 < |S_{As}| = 1,014185; \\ |Ec| &= -4,22450 < |S_{Ec}| = 2,618615, \end{aligned} \quad (5.19)$$

– для стандартної лапи:

$$\begin{aligned} |As| &= 0,204813 < |S_{As}| = 1,014185; \\ |Ec| &= -4,52252 < |S_{Ec}| = 2,618615. \end{aligned} \quad (5.20)$$

Тому розподіл випадкових величин, вважається таким, що відповідає нормальному закону розподілення.

Виконавши обчислення отримали: розрахункове значення критерію Кохрена для тягового опору серійної лапи становить $G_{розр} = 0,680604168$; для тягового опору експериментальної лапи – $G_{розр} = 0,622326203$. З огляду на те, що для достовірної імовірності $p = 0,95$ (5% рівня значущості), кількості незалежних значень дисперсії $N = 4$ та степені вільності вибірки експериментальних даних $f_N = 2$, табличне значення критерію Кохрена становить $G_{табл} = 0,76$ [116]. Оскільки, $G_{розр} = 0,6806 < G_{табл} = 0,76$ та

$G_{\text{розр}} = 0,6232 < G_{\text{табл}} = 0,76$, то можна стверджувати, що досліді рівноточними, тобто різниця між значеннями спостережень перебуває в межах необхідної точності досліді і не перевищує 5%.

Перевірка значущості коефіцієнтів рівняння регресії виконувалась з використанням критерію Стьюдента [93].

Результати перевірки показали, що при довірчій імовірності $p = 0,95$, значення коефіцієнтів регресії в рівняннях (5.17) та (5.18) x_0, x_1, x_2 не виходять за межі відповідних допустимих довірчих інтервалів та граничних значень рівнів значущості, а тому всі вони є значущими.

Перевірка по критерію Фішера показала, що отримані лінійні математичні моделі є адекватними і з довірчою імовірністю 0,95 придатні для опису досліджуваного процесу: $F_{\text{розр}} = 0,868878 < F_{\text{табл}} = 7,7086$, а для рівняння (4.9) – $F_{\text{розр}} = 1,12232 < F_{\text{табл}} = 7,7086$.

Враховуючи співвідношення між дійсними та кодованими значеннями факторів [93]:

$$x_{1,k} = \frac{V - 0,75}{0,25}; \quad x_{2,k} = \frac{h - 0,09}{0,03}, \quad (5.21)$$

та результати попередньої перевірки на значущість коефіцієнтів, рівняння регресії (5.17) та (5.18), тобто характер зміни тягового опору від швидкості руху агрегату та глибини обробітку апроксимується наступними залежностями у декодованому вигляді:

$$P_C = -0,0998 + 0,58V + 0,334h; \quad (5.22)$$

$$P_E = -0,0628 + 0,6267V + 0,03032h, \quad (5.23)$$

де V – швидкість руху, м/с; h – глибина обробітку, м.

Графічна інтерпретація відображення отриманих рівнянь (5.22) та (5.23) представлено на рис. 5.26, а і б.

Отримані поверхні відгуку дозволяють визначити тяговий опір в будь-якій заданій точці, тобто при будь-якій швидкості руху агрегату та глибини обробітку в межах допустимих показників агротехнічних вимог до поверхневого обробітку ґрунту, тим самим даючи можливість підібрати найбільш оптимальні параметри. Так, з графіків видно, що для середніх значень швидкості руху агрегату $V = 0,75$ м/с та глибини обробітку $h = 0,09$ м

тяговий опір експериментальної лапи склав $Pe = 250 H$, а для стандартної лапи культиватора – $Pc = 287 H$.

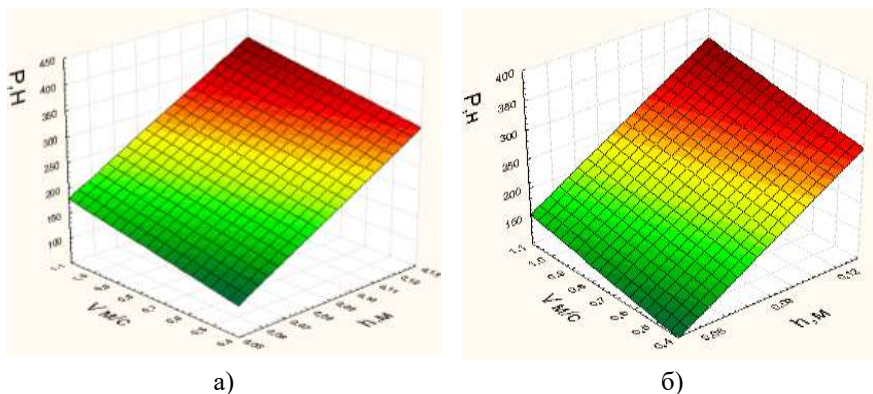


Рис. 5.26 – Графічна інтерпретація залежності тягового опору культиваторних лап від глибини обробітку ґрунту h та швидкості руху V : а) – серійна стрілочаста лапа з прямолінійною формою леза; б) – експериментальної з криволінійною формою та локальним зміцненням леза

Аналіз наведених графіків поверхонь відгуку залежності тягового опору від глибини обробітку ґрунту та швидкості руху та лінії рівнів їх перерізів (рис. 4.8) показує, що найбільш суттєвий вплив на тяговий опір всіх досліджуваних робочих органів має глибина обробітку ґрунту.

Залежність тягового опору серійної стрілочасті лапи та експериментальної з верхнім локальним зміцненням по довжині криволінійного леза за результатами випробувань робочих органів в ґрунтовому каналі представлено на рис. 5.27. – 5.31.

Із залежності на рис.5.27 видно, що середній тяговий опір, при глибині обробітку $h = 0,06$ м в діапазоні зміни швидкості руху $V = 0,50 - 1,0$ м/с, експериментальної лапи ($\bar{P}_E = 144H$) у порівнянні з серійною ($\bar{P}_C = 159H$) менший в 1,1рази, або на 9,4 %. При цьому, при швидкості руху $V = 0,5$ м/с тяговий опір експериментальної лапи $P_E = 132H$ менший у порівнянні із стандартною $P_C = 150H$ в 1,13 рази або на 12 %, а при $V = 1,0$ м/с – $P_E = 158H$, $P_C = 168H$ в 1,06 рази або на 5,9 %,

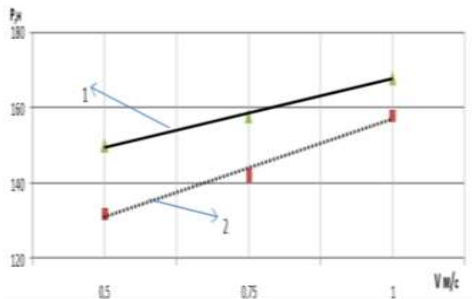


Рис. 5.27 – Залежність тягового опору лап культиватора від швидкості руху при $h = 0,06$ м: 1- серійна стрілочата лапа; 2- експериментальна з локальним зміцненням леза

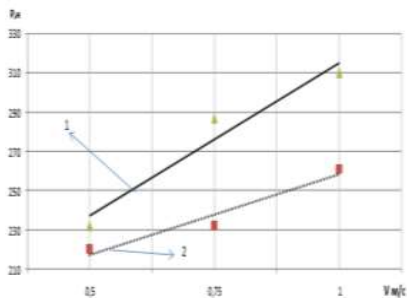


Рис. 5.28 – Залежність зміни тягового опору від швидкості руху при глибині обробітку $h = 0,09$ м: 1- серійна стрілочата лапа; 2- експериментальна з локальним зміцненням леза

Аналіз рис. 5.28 показує, що середній тяговий опір, при глибині обробітку $0,09$ м в діапазоні швидкостей $V = 0,50 - 1,0$ м/с, експериментальної лапи $\bar{P}_E = 234H$ менший у порівнянні з серійною $\bar{P}_C = 273H$ в 1,12 рази або на 14,2 %. При цьому при збільшенні швидкості спостерігається більш інтенсивне зростання тягового опору серійної лапи по відношенню до експериментальної, тобто при $V = 0,50$ м/с – $P_E = 220H$, а $P_C = 232H$ тяговий опір менший в 1,05 рази або на 5,17 %, а при $V = 1,0$ м/с $P_E = 261H$ менший $P_C = 310H$ в 1,18 рази або на 15,7%.

З рис. 5.29 видно, що середній тяговий опір, при глибині обробітку $h = 0,12$ м в діапазоні швидкостей $V = 0,50 - 1,0$ м/с, експериментальної лапи $\bar{P}_E = 290H$ менший у порівнянні з серійною $\bar{P}_C = 319H$ в 1,1 рази або на 9,1 %. При цьому при збільшенні швидкості руху спостерігається більш інтенсивне зростання тягового опору серійної лапи по відношенню до експериментальної як і при глибинах $h = 0,06; 0,08; 0,12$ м, тобто при $V_E = 0,50$ м/с – $P_E = 210H$ менший $P_C = 228H$ в 1,08 рази або на 7,9%, а при $V_E = 1,0$ м/с – $P_E = 246H$ менший $P_C = 276H$ в 1,12 рази або на 10,8 %.

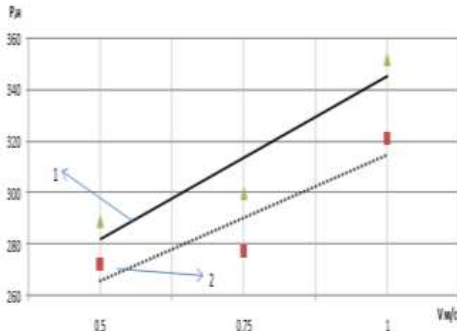


Рис. 5.29 – Залежності зміни тягового опору експериментальних та серійних культиваторних лап від швидкості руху при $h = 0,12$ м: 1- серійна стрілочата лапа; 2- експериментальна з локальним зміцненням леза

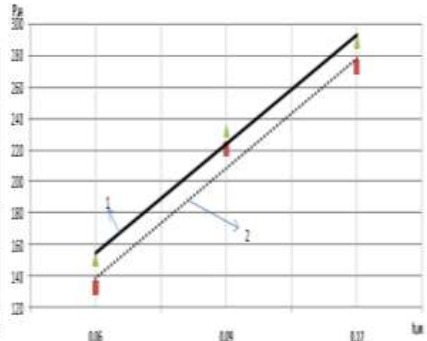


Рис. 5.30 – Залежність тягового опору від глибини обробітку при $V = 0,5$ м/с: 1- серійна стрілочата лапа; 2- експериментальна з локальним зміцненням леза

Залежності тягового опору серійної та розробленої експериментальної культиваторних лап від глибини обробітку при швидкості руху 0,5; 0,75; 1,0 м/с представлені на рис. 5.30 - 5.32.

Аналіз рис. 5.30 показує, що при швидкості руху агрегату $V = 0,50$ м/с та діапазоні глибин $h = 0,06 - 0,12$ м середній тяговий опір експериментальної культиваторної лапи $P_e = 220$ Н менший, по відношенню до серійної, $P_c = 230$ Н в 1,04 рази або на 4,3%.

З рис. 5.31 видно, що при швидкості руху агрегату $V = 0,75$ м/с та діапазоні глибин $h = 0,06 - 0,12$ м середній тяговий опір експериментальної культиваторної лапи $P_e = 214$ Н є меншим по відношенню до серійної лапи $P_c = 297$ Н в 1,38 рази або на 27,9%.

З рис. 5.32 видно, що при швидкості руху агрегату $V = 1,0$ м/с та діапазоні глибин $h = 0,06 - 0,12$ м середній тяговий опір експериментальної культиваторної лапи $P_e = 246$ Н менший по відношенню до серійної культиваторної лапи $P_c = 276$ Н в 1,12 рази або на 10,8%.

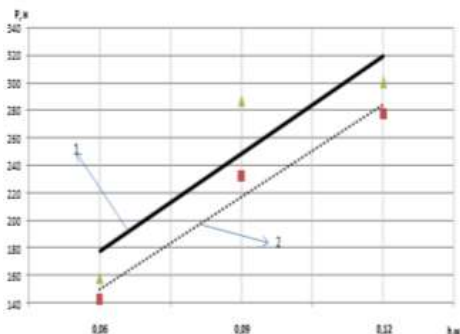


Рис. 5.31 – Залежність тягового опору від глибини обробітку при $V=0,75$ м/с: 1- серійна стрілочата лапа; 2- експериментальна з локальним зміцненням леза

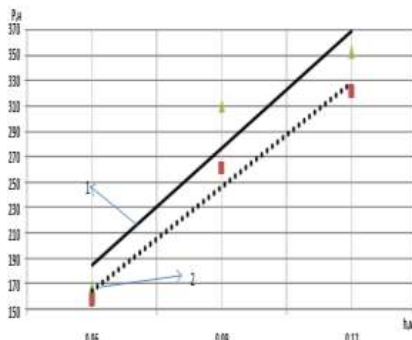


Рис. 5.32 – Залежність тягового опору від глибини обробітку при $V = 1,0$ м/с: 1- серійна стрілочата лапа; 2- експериментальна з локальним зміцненням леза

Аналіз отриманих залежностей рис. 5.27 – 5.29 показує, що при збільшенні швидкості руху з $V = 0,5$ м/с до $1,0$ м/с в діапазоні глибини обробітку $0,06 \dots 0,12$ м різниця між тяговим опором експериментальної лапи по відношенню до серійної зростає і становить в межах від 5,1% до 15,9%.

Аналіз залежностей рис. 5.30 – 5.32 показує, що при збільшенні глибини обробітку h від $0,06$ м до $0,12$ м в діапазоні зміни робочої швидкості $V = 0,50 - 1,0$ м/с різниця між тяговим опором експериментальної лапи по відношенню до серійної зменшується з 4,3% до 17,9 % [94].

5.5 Польові дослідження зношування культиваторних лап

Польовими дослідженнями передбачалося отримання експериментальних даних підтвердження основних робочих гіпотез, які були прийнято при розробці математичних моделей зношування культиваторних лап від форми леза та параметрів локального зміцнення при взаємодії їх з абразивним ґрунтовим середовищем.

Для проведення досліджень була виготовлена дослідна партія культиваторних лап (рис.5.33), основні параметри яких наведені в табл.5.17.



Рис. 5.33 – Експериментальні культиваторні лапи: а – монометалеві з криволінійною формою леза; б – експериментальні з нижнім локальним зміцненням леза; в, г – експериментальні з верхнім локальним зміцнення леза

Польові дослідження зношування розроблених робочих органів культиваторів проводили в господарстві ТОВ «Супіна Агро» Лозівського району Харківської області у весняний, літній та осінній періоди виконання польових робіт.

Для отримання достовірних результатів порівняльного аналізу зношування серійних та розроблених лап культиваторів при проведенні досліджень використовували такі варіанти їх конструктивного виконання.

1. Серійні лапи шириною захвату 0,33м виготовлені з сталі 65Г.

2. Експериментальні лапи з криволінійною формою леза виготовлені з сталі 65Г.

3. Експериментальні лапи з сталі 65Г шириною захвату 0,33 м з криволінійною формою та локальним зміцненням електродом Т-590 по довжині леза.

Таблиця 5.17 – Параметри культиваторних лап для проведення польових досліджень

№ п/п	Параметри	Варіанти лап	
		Серійна	Експериментальна
1.	Ширина захвату, м	0,33	0,33
2.	Кут розхилу 2γ , град	65	змінний
3.	Кут рихлення α , град	28	28
4.	Діаметр елементів зміцнення D, м	-	0,0065
5.	Крок зміцнення L, м	-	0,0117
6.	Спосіб заточування леза	верхнє	Верхнє+нижнє л.з. Нижнє+верхнє л.з.

Загальний вид культиваторного агрегату в комплексі: трактор МТЗ-80 та культиватор УСМК-5,4 представлено на рис. 5.34, агрегат обладнаний експериментальними лапами для суцільного обробітку ґрунту - на рис. 5.35.



Рис. 5.34 – Загальний вид культиваторного агрегату з встановленими експериментальними робочими органами для міжрядного обробітку ґрунту



Рис. 5.35 – Культиватор для суцільного обробітку ґрунту з експериментальними лапами

5.5.1 Зношування монометалевих лап з криволінійним формою леза

Польові дослідження зношування монометалевих лап з метою визначення динаміки зношування проводили у порівнянні із серійними стрілчастими лапами.

При проведенні порівняльних випробувань дослідних робочих органів культиваторів визначали швидкість лінійного зношування носків, в контрольних точках по довжині леза та ваговий знос лап за напрацюванням. Проведені випробування розроблених лап культиваторів у порівнянні із серійними зразками дозволили отримати якісну картину зношування серійної та експериментальної лап (рис.5.36) та на різних ділянках по ширині захвату леза робочих органів культиватора (рис.5.37). Аналіз отриманих результатів швидкості зношування дає можливість стверджувати, що найбільш інтенсивно зношується носова частина лап за усіма варіантами (рис.5.36).

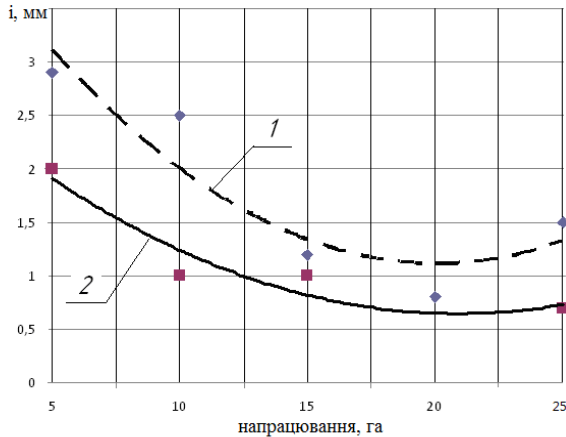


Рис. 5.36 – Динаміка зносу носків лап за напрацюванням: 1 – серійна стрілчаста лапа; 2 – експериментальна лапа з криволінійним лезом

Аналіз експериментальних досліджень вказує на те, що найбільша інтенсивність зношування носка лапи відбувається в початковий період експлуатації в інтервалі напрацювання від 0 до 10 га з подальшим зменшенням інтенсивності зношування. При цьому характерним є те, що лінійний знос експериментальної лапи (крива 2) в цьому інтервалі майже в 1,8 рази, а в цілому, при напрацюванні 25 га на одну лапу – в 1,7 рази менше у порівнянні із серійним зразком стрілчастої лапи культиватора. Отримані дані дають підставу стверджувати, що криволінійний профіль лез лапи зумовлює зміну силової взаємодії в трибосистемі «лапа культиватора - ґрунт» та сприяє зменшенню інтенсивності зношування робочого органу.

Значний науковий інтерес представляє аналіз зношування робочих органів культиватора по довжині леза. Це пов'язано з нерівномірним тиском ґрунту на носок та крила лапи. Для збереження геометричних характеристик лапи необхідно забезпечити однакову інтенсивність зношування в кожній точці ріжучої крайки, що забезпечує більш довгий термін зберігати початкову форму культиваторних лап, а отже, підвищити їх зносостійкість при використанні за призначенням.

На рис. 5.37 представлена залежність лінійного зносу стрілкової (крива 1) та експериментальної (крива 2) культиваторних лап по ширині захвату від носка лапи при напрацюванні 25 га на один робочий орган.

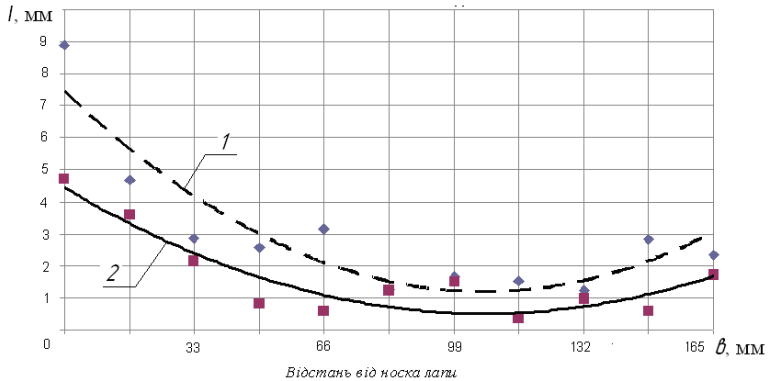


Рис. 5.37 – Зміна лінійного зносу лап по довжині леза при напрацюванні 25 га: 1 – серійна стрілчаста лапа; 2 – експериментальна лапа з криволінійним лезом

Аналіз отриманих експериментальних залежностей вказує на те, що більша інтенсивність зношування культиваторних лап спостерігається в зоні носка та в кінці крил. При цьому, значення зносу експериментальної лапи формують більш похилу криву, що свідчить про більшу рівномірність інтенсивності зношування по довжині леза. Характерним також є те, що криволінійне лезо експериментальної лапи забезпечує зменшення значення зносу, в середньому, на 1,2 мм або в 1,7 рази у порівнянні із серійною стрілковою лапою. Це дає можливість стверджувати, що характером зношування по довжині леза можна керувати, змінюючи його геометричні характеристики і є підтвердженням розробленої математичної моделі.

Оскільки в процесі абразивного зношування робочі органи змінюються як по ширині, так і по товщині, то проводилися дослідження масового зносу та його швидкості від напрацювання (рис.5.38).

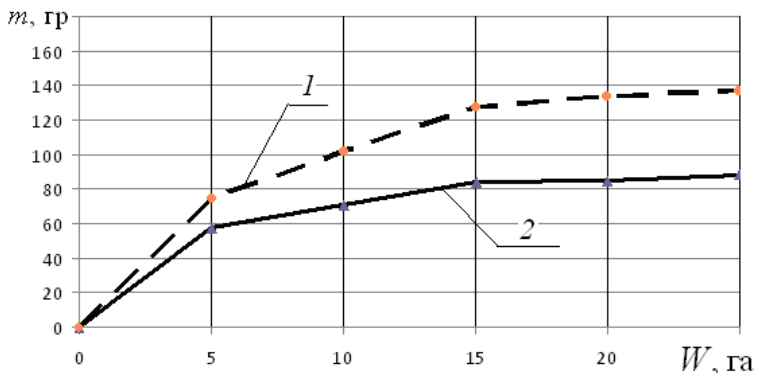


Рис. 5.38 – Залежність масового зносу лап від напрацювання: 1 – серійна стрілчаста лапа; 2 – експериментальна лапа з криволінійним лезом

Аналіз залежності масового зносу за напрацюванням (рис.5.38) вказує на те, що характерним для обох варіантів є інтенсивний знос в початковий період експлуатації та стабілізацію значення цього показника після напрацювання $W=15$ га на одну лапу. За встановлений період експлуатації значення вагового зносу експериментальної лапи менше, в середньому, на 31,5 гр. або в 1,4 рази у порівнянні із серійним зразком.

5.5.2 Зношування локально зміцнених лап з криволінійною формою леза

Для дослідження зношування розроблених культиваторних лап з криволінійним профілем та локально зміцненим лезом прийнято робочі органи з раціональними параметрами локального зміцнення: $D = 0,065$ м і $L = 0,0117$ м. Експериментальні робочі органи виконані з Ст 65Г та локально зміцнені наплавленням дротом Т-598. Наплавлення леза дротом Т-598 забезпечило отримання співвідношення твердості основного матеріалу та елементів локального зміцнення в межах 1:1,5, що зумовлює раціональну зносостійкість та самозагострювання леза робочих органів при взаємодії з ґрунтом.

Для визначення кількісних характеристик зношування робочих поверхонь культиваторних лап сумарне напрацювання дослідних зразків складало 40 га. Результати вимірювань величини лінійного зносу носків лап та по довжині лека представлено в табл. 5.18.

Таблиця 5.18 – Залежність лінійного зносу культиваторних лап від напрацювання в польових умовах

Напрацювання, га	Лінійний знос лап, мм					
	Серійна лапа		Експериментальна з нижнім локальним зміцненням лека		Експериментальна з верхнім локальним зміцненням лека	
	носок	лезо	носок	лезо	носок	лезо
5	2,90	0,95	2,80	0,50	1,80	0,80
10	5,40	1,85	5,30	0,89	2,80	1,40
15	7,60	2,30	7,30	1,25	3,70	1,65
20	9,40	2,70	9,20	1,53	4,25	1,75
25	10,90	3,10	10,30	1,76	5,00	1,85
30	12,00	3,50	11,30	1,98	5,90	1,95
35	12,70	3,90	12,20	2,20	6,70	2,00
40	13,20	4,25	12,90	2,41	7,30	2,05

З результатів досліджень видно, що найбільшому зношуванню при взаємодії з ґрунтовим середовищем підлягають носки культиваторних лап, це спостерігається для усіх досліджуваних варіантів робочих органів. Така закономірність зношування пояснюється максимальним та концентрованим тиском ґрунту на носову частину.

Залежність лінійного зносу носків серійної та експериментальних культиваторних лап представлена на рис. 5.39. Можна бачити, що максимальне значення лінійного зносу носка серійної лапи складає 13,2 мм, а експериментальних лап більше значення зносу спостерігається для варіанту з нижнім локальним зміцненням лека – 12,9 мм. Найменше значення лінійного зносу носка характерне для лапи з верхнім локальним зміцнення, яке при встановленому напрацюванні складає 7,3 мм, що в 1,23

рази є меншим у порівнянні з першим варіантом і в 1,8 рази меншим - з другим варіантом. Це можна пояснити розташуванням елементів зміцнення по відношенню до напрямку динамічного тиску ґрунту з урахуванням кута рихлення та постановки лапи, коли максимальний тиск сприймається твердосплавним матеріалом локального зміцнення.

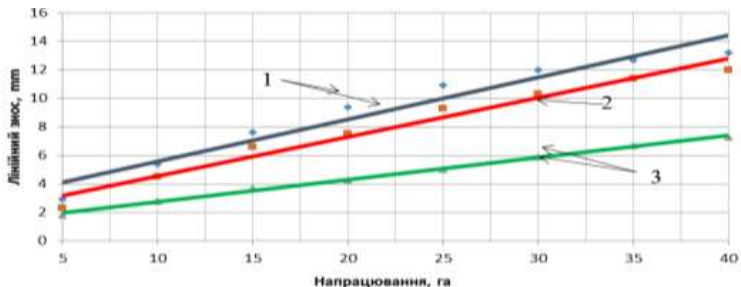


Рис. 5.39 – Залежність лінійного зносу носку культиваторних лап від напрацювання: 1 – серійна лапа; 2 - експериментальна з нижнім локальним зміцненням; 3 – експериментальна з верхнім локальним зміцненням леза

Суттєва відмінність величини абсолютного лінійного зносу леза культиваторних лап спостерігається між усіма досліджуваними варіантами (рис.5.40).

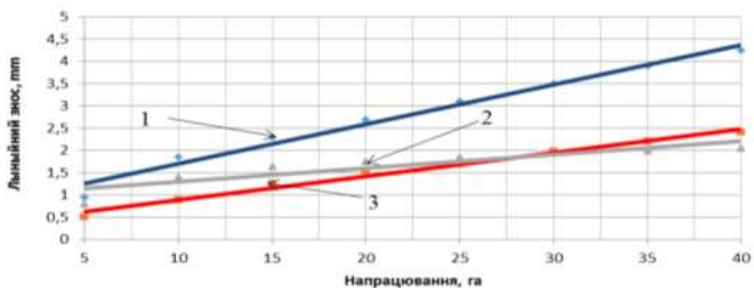


Рис. 5.40 – Залежність абсолютного лінійного зносу леза культиваторних лап від напрацювання: 1 – серійна лапа; 2 - експериментальна з нижнім локальним зміцненням; 3 – експериментальна з верхнім локальним зміцненням леза

Значення лінійного зносу дослідних зразків лап після встановленого напрацювання складають: для першого – 4,25 мм; другого – 2,41 мм і для третього – 2,05 мм. Верхнє локальне зміцнення леза забезпечує зменшення майже у 2 рази у порівнянні із серійним зразком і в 1,13 рази - з варіантом нижнього локального зміцнення леза. Отримані результати випробувань вказують на перевагу застосування для підвищення зносостійкості культиваторних лап верхнього локального зміцнення леза.

Слід зазначити, що в підтвердження розробленої в другому розділі роботи математичної моделі зношування локально зміцненого леза лапи, в процесі зношування поверхня леза приймає зубчастий профіль. Вже після напрацювання 10 га на одну лапу спостерігається утворення зубчастої поверхні та більш інтенсивна проява такої закономірності за напрацюванням (рис. 5.41).

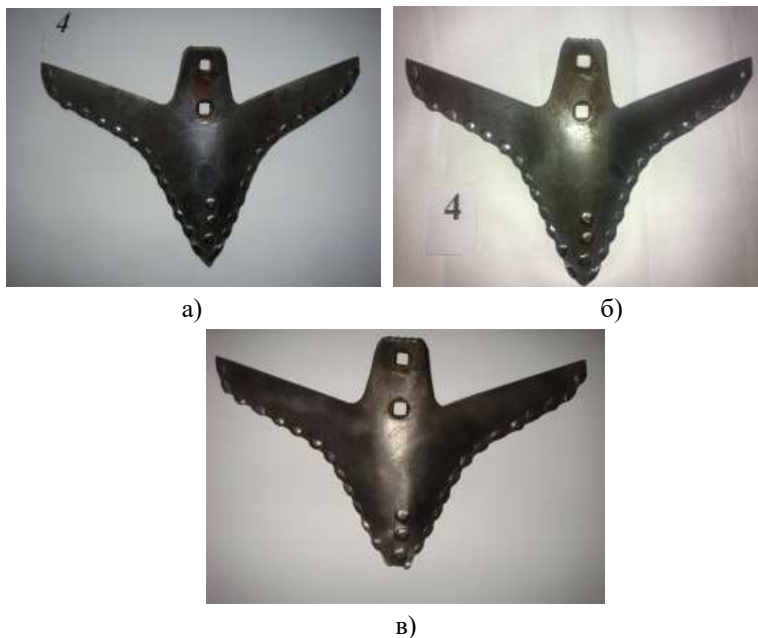


Рис. 5.41 – Зміна форми локально зміцненого леза лап при зношуванні за напрацюванням на одну лапу: а – 10 га; б – 20 га; в – 40 га

Слід відмітити, що , як видно з рис 5.41, вже після напрацювання 4 га на одну культиваторну лапу спостерігається викришування елемента локального зміцнення на носку лапи і початок інтенсивного зношування базового матеріалу лапи. Для усунення такого ефекту при зношуванні, є очевидним, застосування смугового локального зміцнення по осі симетрії робочого органу.

При проведенні польових досліджень зношування культиваторних лап визначали також їх ваговий знос за напрацюванням. Це пов'язано з тим, що в процесі взаємодії з ґрунтовим абразивним середовищем відбувається зношування не тільки різальної кромки леза, а також зношування інших поверхонь тертя. Насамперед, це стосується зношування по ширині захвату, товщині крил та площини культиваторних лап. Вказані види зношування елементів робочих органів зумовлюють збереження міцнісних показників та якості виконання процесу і можуть визначати характеристики їх граничного стану для вибракування.

Результати залежності вагового зносу дослідних зразків культиваторних лап представлено в таблиці 5.19. та на рис.5.42.

Таблиця 5.19 – Показники зміни вагового зносу культиваторних лап за напрацюванням

Напрацювання га Варіанти	5	10	15	20	25	30	35	40
Серійна	74	101,5	117,5	133,5	146,5	156,5	168,5	182
Експериментальна з верх. зміцненням	44	49	52,5	63	75,5	83,5	91,5	98,5
Експериментальна з ниж. зміцненням	55	59,5	64	73,5	86,5	99	106	114,5

Результати визначення зміни величини вагового зносу дослідних зразків робочих органів показав суттєву відмінність між значеннями цього показника за варіантами. Найбільше значення вагового зносу при напрацюванні 40 га отримано для серійної лапи – 182 гр, для експериментальних культиваторних лап цей показник, відповідно, складає:

114,5 гр – для лапи з нижнім локальним зміцненням леза і 98,5 гр – для експериментальної лапи з верхнім локальним зміцненням леза.

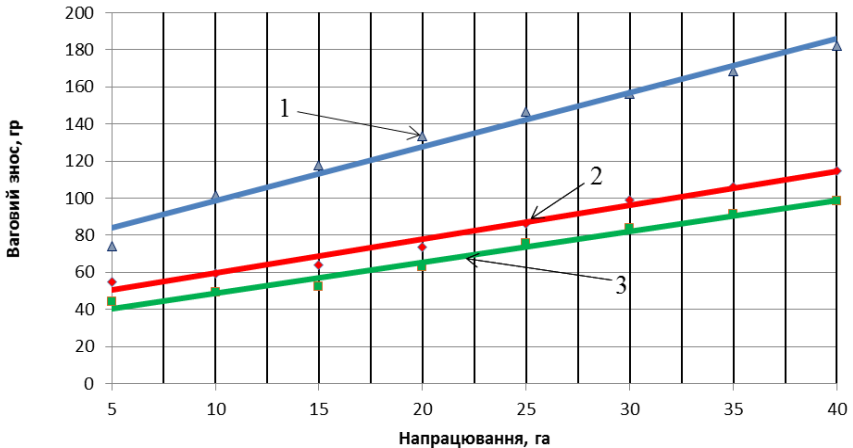


Рис. 5.42 – Залежність вагового зносу лап за напрацюванням: 1 – серійна стрілочаста лапа; 2 – експериментальна лапа з нижнім локальним зміцненням леза; 3 – експериментальна лапа з верхнім локальним зміцненням леза

5.5.3 Динаміка зміни тягового опору культиваторних лап за напрацювання

Теоретичні дослідження процесу взаємодії з абразивним ґрунтовим середовищем лапи культиватора дозволив встановити характер впливу властивостей ґрунту та параметрів локального зміцнення леза на процес зношування та обґрунтувати закономірність мінімізації швидкості зношування шляхом раціонального розташування елементів зміцнення по довжині леза лапи [96].

При цьому, актуальним є не тільки підвищення зносостійкості робочих органів, а також зниження витрат на тертя, що відображається зміною тягового опору робочих органів і культиваторного агрегату в цілому при виконанні технологічного процесу.

Проведенням виробничих випробувань розроблених експериментальних лап культиваторів передбачалося визначення динаміки зміни тягового опору робочих органів за напрацюванням у порівнянні із серійними лапами згідно методики, що подана в розділі 3, з використанням вимірювального комплексу [1].

Результати зміни тягового опору культиваторного агрегату, обладнаного серійними та експериментальними лапами за різними схемами нанесення елементів локального зміцнення (верхнє або нижнє) представлено на рис.5.43.

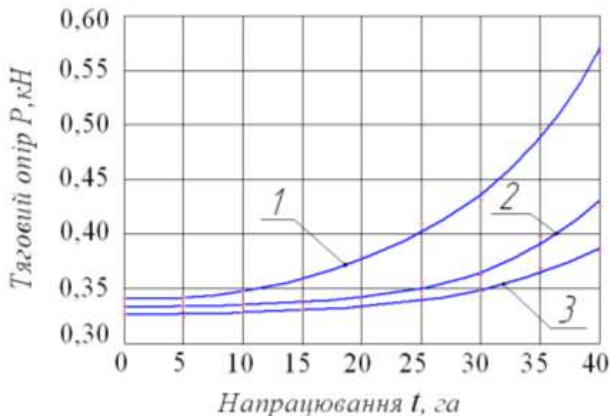


Рис. 5.43 – Динаміка зміни величини тягового опору культиваторних лап від напрацювання: 1 – серійна стрілочаста лапа; 2 – експериментальна лапа з верхнім зміцненням; 3 – експериментальна лапа з нижнім зміцненням леза

Аналіз отриманих результатів польових досліджень дослідних робочих органів (рис. 5.43) вказує на те, що в початковий період експлуатації до напрацювання 5 га на одну культиваторну лапу значення тягового опору за усіма варіантами має тенденцію незначного збільшення, що можна пояснити процесом припрацювання поверхонь тертя робочих органів.

При подальшому збільшенні напрацювання спостерігається поступове зростання тягового опору за усіма варіантами досліджуваних робочих органів, але динаміка зростання значення цього показника є різним. Найбільш інтенсивне зростання тягового опору вже після напрацювання в

межах 15...25 га спостерігається для серійно стрілкової лапи, що можна пояснити поступовим затупленням по усій довжині леза лапи.

Слід відмітити певну відмінність зміни величини тягового опору експериментальних лап з криволінійним профілем та локальним зміцненням леза від способу наплавлення елементів зміцнення (варіанти 2 і 3). Більше зростання тягового опору за напрацюванням для варіанту 2 – лапи з нижнім локальним зміцненням та верхнім заточуванням леза. Це можна пояснити різною швидкістю зношування носків, робочої поверхні леза, формоутворенням зубчастого профілю леза лапи та утворення умов самозагострювання в зонах локального зміцнення.

Ефект самозагострювання леза експериментальних лап в зонах локального зміцнення візуально спостерігається вже після напрацювання 15 га для обох варіантів експериментальних лап. При цьому, по усій довжині лап спостерігається утворення характерної зубчастої поверхні леза (рис.5.44,а і б), що є підтвердженням робочої гіпотези про утворення такого профілю при зношуванні локально зміцненої культиваторної лапи.



а)

б)

Рис. 5.44 – Загальний вид локального зміцненого леза експериментальних лап при зношуванні: а – носова частина лапи; б – лезо лапи культиватора при зношуванні

При встановленому напрацюванні дослідних зразків робочих органів культиваторів, що дорівнює 40 га на одну лапу, максимальне значення тягового опору експериментальних лап за варіантом 2 є меншим на 0,15 кН, а за варіантом 3 (рис.5.43) – на 0,19 кН є меншим у порівнянні із серійною

стрілчастою лапою. На підставі проведених виробничих випробуваннях експериментальних лап культиваторів та отриманих результатів можна стверджувати, що локальне зміцнення леза забезпечує не тільки підвищення зносостійкості, але й зниження енергетичних витрат при виконанні технологічного процесу.

За результатами виконаного дослідження можна зробити такі висновки.

При вивченні закономірностей зношування в трибосистемі «лапа культиватора-грунт» культиваторна лапа розглядається як елемент цієї системи, тому доцільним є розгляд впливу її конструктивних характеристик: форми, кута розхилу, параметрів локального зміцнення леза в напрямку впливу на зносостійкість та витрати на тертя.

Показано, що при формоутворенні профілю леза із змінним кутом розхилу по довжині леза, який охоплює весь допустимий інтервал значень для лап культиваторів, інтенсивність зношування по довжині леза є відмінною. Це слугує передумовою застосування методів уповільнення швидкості зношування.

Встановлено, що оптимальними параметрами локального зміцнення леза лапи культиватора є: діаметр $D = 6,5$ мм і крок $L = 11,7$ мм зміцнення. Швидкість зношування $\partial I_v / \partial t$ поверхні локально зміцненого леза лапи культиватора параболічно залежить від кута його розхилу γ , що підтверджує отримані теоретичні залежності (коефіцієнт кореляції – 0,91, критерій Фішера – $F = 2,39 < F_{\text{табл}}(0,05;5;30) = 2,53$).

Теоретичні і експериментальні залежності впливу напрацювання на середні значення абсолютного зносу поверхні локально зміцненого леза лапи культиватора при швидкості руху $V = 0,5; 1,5; 2,5$ м/с мають лінійний характер на що вказує високий коефіцієнт детермінації R^2 (0,9997; 0,9995 і 0,9996, відповідно). Статистична оцінка за критерієм Фішера $F = 1,65 < F_{\text{табл}}(0,05;12;14) = 2,53$) показує, що отримані залежності між собою корелюють і є адекватними.

Збільшення кута розхилу γ та швидкості руху V зумовлює і збільшення швидкості зношування поверхні локально зміцненого леза лапи культиватора. Порівняння теоретичної і експериментальної залежностей швидкості зношування поверхні локально зміцненого леза лапи культиватора $\partial I_v / \partial t$ від кута розхилу γ дозволяє зробити висновок про

однаковий характер отриманих кривих. Статистична оцінка за критерієм Фішера $F = 2,42 < F_{\text{табл}}(0,05;12;14) = 2,53$) показує, що отримані залежності між собою корелюють і є адекватними.

Лабораторними дослідженнями в ґрунтовому каналі доведено, що найбільший вплив на величину втрат на тертя культиваторних лап має глибина обробітку ґрунту. Встановлено, що середні значення витрат на тертя розробленої лапи при швидкості руху $V = 1,0$ м/с та зміні глибини обробітку в межах $h = 0,06 \dots 0,12$ м порівняно із серійною лапою є меншим в 1,12 рази або на 16,1%. Середні витрати на тертя експериментальної лапи при глибині обробітку $h = 0,12$ м та зміні швидкості руху в межах $V = 0,50 \dots 1,0$ м/с зменшуються порівняно із серійною лапою в 1,1 рази або на 9,1%.

Проведенням польових досліджень зношування монометалевих культиваторних лап з раціональним профілем леза встановлено зменшення в 1,7 рази величини лінійного та в 1,4 рази вагового зносу у порівнянні із серійними зразками культиваторних лап. Встановлено вплив на швидкість зношування лап способу локального зміцнення леза. Застосування нижнього локального зміцнення леза зумовлює зменшення в 1,13 рази, а верхнього – в 2,0 рази величини лінійного зносу у порівнянні з серійними робочими органами.

Порівняльними випробуваннями серійних та локально зміцнених лап із верхнім і нижнім зміцненням леза виявлено, що значення зносу носка серійної лапи складає 13,2 мм, а у експериментальних лап більше значення зносу спостерігається для варіанту з нижнім локальним зміцненням леза – 12,9 мм. Найменше значення лінійного зносу носка характерне для лапи з верхнім локальним зміцненням, яке при встановленому напрацюванні складає 7,3 мм, що в 1,23 рази є меншим у порівнянні з першим варіантом і в 1,8 рази меншим - з другим варіантом.

Величина абсолютного лінійного зносу дослідних зразків лап після встановленого напрацювання 40 га складають: для серійного зразка – 4,25 мм; з нижнім зміцненням леза – 2,41 мм і для варіанту верхнього зміцнення леза – 2,05 мм. Верхнє локальнє зміцнення леза забезпечує зменшення майже у 2 рази у порівнянні із серійним зразком і в 1,13 рази - з варіантом нижнього локального зміцнення леза.

6 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНОСТЬ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

6.1 Розрахунок вартості виготовлення стрілкової культиваторної лапи оснащеної елементами локального зміцнення

Розрахунок економічної ефективності культиватора КПС-4 оснащених експериментальними робочими органами виконано згідно ДСТУ 4397:2005 «Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування».

Вартість матеріалу заготовки для виготовлення стрілкової лапи культиватора визначається за формулою:

$$B_{M_1} = (1 + \frac{P_{mp}}{100}) \times (C_i \times H_{pi} - B_{відх}), \text{ грн.}, \quad (6.1)$$

де C_i - оптова ціна 1 кг матеріалу заготівки, грн;

H_{pi} - норма витрати матеріалу на одиницю виробу, кг.;

P_{mp} - відсоток транспортно-заготівельних витрат на матеріали;

$B_{відх}$ - вартість відходів (реалізованих), грн.

$$B_{M_1} = (1 + \frac{2}{100}) \times (9,1 \times 1,4 - 0,02) = 12,98 \text{ грн.}$$

Вартість 1 кг електроду марки Т-590 – 76,3 грн.

Для зміцнення однієї лапи культиватора витрачається один електрод марки Т-590 ø4мм.

Вартість матеріалу для зміцнення однієї лапи складає 7,63 грн.

$$B_M = B_{M_1} + B_{M_2} = 12,98 + 7,63 = 20,61 \text{ грн.}$$

Розрахунок заробітної плати працівників при виготовленні виробу.

Згідно закону України «Про оплату праці», фонд оплати праці визначається за формулою:

$$\Phi_{zn} = Z_{осн} + Z_{доп} + Z_{ін}, \text{ грн.}, \quad (6.2)$$

де $Z_{осн}$ - фонд основної заробітної плати, грн.;

$Z_{доп}$ - фонд додаткової заробітної плати (складає 50% від фонду основної плати), грн.;

$Z_{ин}$ - інші заохочувальні і компенсаційні витрати (складають 10% від фонду основної заробітної плати), грн.

Основна заробітна плата на один виріб складається з заробітної плати робітника, який виготовляє стрілчасту лапу та заробітної плати зварювальника, який здійснює локальне зміцнення електродом Т-590.

Основна заробітна плата на один виріб визначається за формулою:

$$Z_{осн} = \sum_{i=1}^n r_i \times T_i, \text{ грн.}, \quad (6.3)$$

де r_i - погодинна тарифна ставка оплати праці і-му виді робіт, грн/люд.-год;

T_i - трудомісткість і-того виду робіт, люд.-год.

$$Z_{осн} = 12,55 \times 1 + 25,6 \times 0,2 = 17,67 \text{ грн}$$

Фонд додаткової заробітної плати для нового виробу розраховується наступним чином:

$$Z_{доп} = 0,5 \times Z_{осн}, \text{ грн.} \quad (6.4)$$

$$Z_{доп} = 0,5 \times 17,67 = 8,8 \text{ грн}$$

Інші заохочувальні і компенсаційні витрати розраховуються для нового виробу наступним чином:

$$Z_{ин} = 0,1 \times Z_{осн}, \text{ грн} \quad (6.5)$$

$$Z_{ин} = 0,1 \times 17,67 = 1,8 \text{ грн}$$

$$\Phi_{ин} = 17,67 + 8,8 + 1,8 = 28,27 \text{ грн.}$$

Розрахунок інших витрат і складання калькуляції одного виробу
Калькуляція повної собівартості культиваторної лапи складається із наступних статей витрат:

$$C_n = B_m + \Phi_{ин} + B_{соц} + B_{уст} + B_{цех} + B_z + B_{ин} + B_{хоз}, \text{ грн.}, \quad (6.6)$$

де B_m - вартість матеріалів, грн.;

$\Phi_{ин}$ - фонд заробітної плати, грн.;

$B_{соц}$ - відрахування на соціальні виплати, грн.;

$B_{уст}$ - витрати по утриманню й експлуатації устаткування, грн.;

$B_{цех}$ - цехові витрати, грн.;

B_z - загальногосподарські витрати, грн.;

$B_{ин}$ - інші виробничі витрати, грн.;

$B_{\text{хоз}}$ - поза виробничі витрати, грн.

Відрахування на соціальні виплати розраховуються за формулою:

$$B_{\text{соц}} = (З_{\text{осн}} + З_{\text{доод}}) \times \frac{H_c}{100}, \text{ грн.}, \quad (6.7)$$

де H_c - норма відрахувань на соціальні виплати

$$B_{\text{соц}} = (17,67 + 8,8) \times \frac{38,76}{100} = 10,26 \text{ грн.}$$

Витрати по утриманню й експлуатації устаткування визначається пропорційно основній заробітній платі робітників за формулою:

$$B_{\text{уст}} = З_{\text{осн}} \times K_{\text{уст}}, \text{ грн.}, \quad (6.8)$$

де $K_{\text{уст}}$ - коефіцієнт, що враховує витрати по утриманню й експлуатації устаткування, $K_{\text{уст}} = 0,7$.

$$B_{\text{уст}} = 17,67 \times 0,7 = 12,37 \text{ грн.}$$

Цехові витрати визначаються за формулою:

$$B_{\text{цех}} = З_{\text{осн}} \times K_{\text{цех}}, \text{ грн.}, \quad (6.9)$$

де $K_{\text{цех}}$ - коефіцієнт, що враховує цехові витрати на виготовлення виробу, $K_{\text{цех}} = 0,6$.

$$B_{\text{цех}} = 17,67 \times 0,6 = 10,6$$

Загальногосподарські витрати визначаються за формулою:

$$B_3 = З_{\text{осн}} \times K_3, \text{ грн.}, \quad (6.10)$$

де K_3 - коефіцієнт, що враховує загальногосподарські витрати на виготовлення виробу, $K_3 = 0,8$.

$$B_3 = 17,67 \times 0,8 = 14,14 \text{ грн.}$$

Інші витрати визначаємо за формулою:

$$B_{\text{ін}} = (\Phi_{\text{зн}} + B_{\text{соц}} + B_{\text{уст}} + B_{\text{цех}} + B_3) \times K_{\text{ін}}, \text{ грн} \quad (6.11)$$

де $K_{\text{ін}}$ - коефіцієнт, що враховує інші виробничі витрати на виготовлення виробу, $K_{\text{ін}} = 0,04$

$$B_{\text{ін}} = (28,27 + 10,26 + 12,37 + 10,6 + 14,14) \times 0,04 = 3,02 \text{ грн.}$$

Поза виробничі витрати визначаються за формулою:

$$B_{\text{хоз}} = (\Phi_{\text{зн}} + B_{\text{соц}} + B_{\text{уст}} + B_{\text{цех}} + B_3 + B_{\text{ін}}) \times K_{\text{хоз}}, \text{ грн.}, \quad (6.12)$$

де $K_{\text{хоз}}$ - коефіцієнт, що враховує поза виробничі витрати на виготовлення виробу, $K_{\text{хоз}}=0,03$.

$$B_{\text{хоз}} = (28,27+10,26+12,37+10,6+14,14+3,02) \times 0,03 = 2,36 \text{ грн.}$$

$$C_n = 20,61+28,27+10,26+12,37+10,6+14,14+3,02+2,36=101,63 \text{ грн.}$$

Прибуток визначається за формулою:

$$П = C_n \times K_n, \text{ грн.}, \quad (6.13)$$

де K_n - коефіцієнт, що враховує прибуток по плановому рівні рентабельності, $K_n = 0,4$

$$П = 101,63 \times 0,4 = 40,65 \text{ грн.}$$

Оптова ціна виробу дорівнює:

$$Ц_p = C_n + П, \text{ грн.} \quad (6.14)$$

$$Ц_0 = 101,63 + 40,65 = 142,28 \text{ грн.}$$

Калькуляція собівартості одного виробу зведена в табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Калькуляція собівартості одного виробу

№ п/п	Стаття витрат	Позначення	Вартість, грн
1	Вартість матеріалів	B_m	20,61
2	Фонд заробітної плати	$\Phi_{\text{зн}}$	28,27
3	Відрахування на соціальні виплати	$B_{\text{соц}}$	10,26
4	Витрати по утриманню експлуатацію устаткування	$B_{\text{уст}}$	12,37
5	Цехові(загальноновиробничі витрати)	$B_{\text{цех}}$	10,6
6	Загальногосподарські витрати	B_z	14,14
7	Інші виробничі витрати	$B_{\text{ін}}$	3,02
8	Поза виробничі витрати	$B_{\text{хоз}}$	2,36
Разом повна собівартість		C_n	101,63
Прибуток		$П$	40,65
Оптова ціна стрілкової лапи		$Ц_o$	142,28

Вартість комплекту нових робочих органів буде складати:

$$B_{\text{зи}} = n \times C_o, \text{ грн,} \quad (6.15)$$

де n - кількість робочих органів на рамі культиватора, шт.

$$B_{\text{зи}} = 16 \times 142,28 = 2276,5 \text{ грн.}$$

6.2 Визначення показників економічної ефективності удосконаленого ґрунтообробного агрегату

Вихідні дані для розрахунку ефективності та техніко-економічні показники агрегатів наведено в табл. 6.2.

Таблиця 6.2 – Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності

№ п/п	Показники	Позначення	Одиниці вимірювання	Варіанти	
				Базовий	Експериментальний
1	Марка трактора	-	-	МТЗ-80	МТЗ-80
2	Марка сільськогосподарської машини	-	-	КПС-4	КПС-4
3	Ціна балансова: культиватора(без лап) комплекту лап	$B_{\text{бк}}$ $B_{\text{л}}$	грн. грн.	24000 1536	24000 2276,5
4	Робоча швидкість	V_p	км/год	9,2	11,0
5	Ширина захвату	B	м.	4	4
6	Тривалість зміни	t	год.	7	7
7	Коефіцієнт використання експлуатаційного часу	$\tau_{\text{екс}}$		0,75	0,75
8	Зональне річне завантаження	T_z	год.	230	230
9	Кількість обслуговуючого персоналу	L_i	люд.	1	1
10	Тарифна ставка тракториста	r_i	грн./год	12,55	12,55
11	Ціна 1 кг палива	C_n	грн.	17,00	17,00
12	Питомі витрати	d	кг/га	4,1	3,37

Теоретичну продуктивність базового та нового культиваторного агрегату визначається за формулою:

$$W_{T_0} = 0,1 \times 4 \times 9,2 = 3,68 \text{ га/год.}; \quad (6.16)$$

$$W_{T_n} = 0,1 \times 4 \times 11,0 = 4,4 \text{ га/год.}$$

Експлуатаційну продуктивність базового та нового культиваторного агрегату визначаємо за формулою:

$$W_{\text{екс}} = W_T \times \tau_{\text{екс}}, \text{ га/год.}; \quad (6.17)$$

$$W_{\text{екс}_B} = 3,68 \times 0,75 = 2,76 \text{ га/год.};$$

$$W_{\text{екс}_n} = 4,4 \times 0,75 = 3,3 \text{ га/год.}$$

Зональний річний обсяг наробітку базовим та новим культиваторним агрегатом визначаємо за формулою:

$$B_p = W_{\text{екс}} \times T_z, \text{ га}; \quad (6.18)$$

$$B_{p_B} = 2,76 \times 230 = 634,8 \text{ га};$$

$$B_{p_n} = 3,3 \times 230 = 759 \text{ га.}$$

Витрати праці базовим та новим агрегатом під час виконання технічного процесу культивування визначаємо за формулою:

$$z_n = \frac{L_i}{W_{\text{екс}}}, \text{ люд.-год/га.};$$

$$z_{n_B} = \frac{1}{2,76} = 0,36 \text{ люд.-год/га.}; \quad (6.19)$$

$$z_{n_n} = \frac{1}{3,3} = 0,3 \text{ люд.-год/га.}$$

Річна економія витрат праці під час експлуатації нового культиваторного агрегату визначаємо за формулою:

$$z_{np} = (z_{n_B} - z_{n_n}) \times B_{pn}, \text{ люд.-год.}, \quad (6.20)$$

$$z_{np} = (0,36 - 0,3) \times 759 = 45,54 \text{ люд.-год.}$$

Ступінь зміни витрат праці під час експлуатації експериментального культиваторного агрегату порівняно з базовим визначаємо за формулою:

$$C_{zn} = \frac{z_{n_B} - z_{n_n}}{z_{n_B}} \times 100, \%, \quad (6.21)$$

$$C_{zn} = \frac{0,36 - 0,3}{0,36} \times 100 = 16,7 \%.$$

Балансову вартість базового та нового культиватора визначаємо за формулою:

$$B_k = (B_{ок} + B_n) \times K_{\sigma}, \text{ грн.}, \quad (6.22)$$

де $B_{ок}$ - балансова вартість базового культиватора (без комплекту лап), грн.;

K_{σ} - коефіцієнт, що враховує потребу проведення монтажних робіт чи додаткового складання, $K_{\sigma=1,2}$.

$$B_{ок} = (24000 + 1536) \times 1,2 = 306432 \text{ грн.};$$

$$B_{кн} = (24000 + 2276,5) \times 1,2 = 315318 \text{ грн.}$$

Прямі експлуатаційні витрати визначаємо за формулою:

$$H = 3 + \Gamma + P + A, \text{ грн/га}, \quad (6.23)$$

де 3 - витрати на оплату праці обслуговуючого персоналу, грн/га.;

Γ - витрати на паливно-мастильні матеріали, грн/га;

P - витрати на технічне обслуговування, поточне та капітальне ремонтування, грн/га;

A - витрати на амортизацію, грн/га.

Витрату на оплату праці обслуговуючого персоналу визначаємо за формулою:

$$3 = 3_n \times (r_i + r_i \times K_{\sigma} + r_i \times n_i), \text{ грн/га}, \quad (6.24)$$

де K_{σ} - коефіцієнт, що враховує доплати до годинної ставки за продукцію, класність, стаж роботи тощо;

n_i - коефіцієнт нарахувань на заробітну плату (пенсійний фонд, соціальне страхування, фонд сприяння зайнятості).

$$3_B = 0,36(12,55 + 12,55 \times 0,4854 + 12,55 \times 0,364) = 8,36 \text{ грн/га};$$

$$3_H = 0,3(12,55 + 12,55 \times 0,4854 + 12,55 \times 0,364) = 6,96 \text{ грн/га}.$$

Витрати коштів на паливно-мастильні матеріали визначаємо за формулою:

$$\Gamma = \partial \times \Pi_n, \text{ грн/га}, \quad (6.25)$$

$$\Gamma_B = 4,1 \times 17 = 69,7 \text{ грн/га};$$

$$\Gamma_H = 3,37 \times 17 = 57,3 \text{ грн/га}.$$

Ступінь зміни витрат на паливно-мастильні матеріали визначаємо за формулою:

$$C_r = \frac{\Gamma_{\delta} - \Gamma_u}{\Gamma_{\delta}} \times 100, \% . \quad (6.26)$$

$$C_r = \frac{69,7 - 57,3}{69,7} \times 100 = 17,8\% .$$

Витрати на капітальне, поточне ремонтування та технічне обслуговування визначаємо за формулою:

$$P = \frac{B \times (r_{II} + r_K)}{W_{\text{exc}} \times T_3}, \text{ грн/га}, \quad (6.27)$$

де r_{II} - коефіцієнт відрхувань на поточний ремонт та технічне обслуговування;

r_K - коефіцієнт відрхувань на капітальний ремонт.

$$P_B = \frac{306432 \times 0,125}{2,76 \times 230} = 6,03 \text{ грн/га};$$

$$P_H = \frac{315318 \times 0,125}{3,3 \times 230} = 5,19 \text{ грн/га}.$$

Витрати на амортизацію визначаємо за формулою:

$$A = \frac{B \times a}{W_{\text{exc}} \times T_3}, \text{ грн/га}, \quad (6.28)$$

де a - коефіцієнт відрхувань на амортизацію машин.

$$A_B = \frac{306432 \times 0,15}{2,76 \times 230} = 7,24 \text{ грн/га};$$

$$A_H = \frac{315318 \times 0,15}{3,3 \times 230} = 6,23 \text{ грн/га}.$$

Отже, прямі експлуатаційні витрати для базового та експериментального культиваторного агрегату складають:

$$I_{\delta} = 8,36 + 69,7 + 6,03 + 7,24 = 91,33 \text{ грн/га};$$

$$I_H = 6,96 + 57,3 + 5,19 + 6,23 = 75,68 \text{ грн/га}.$$

Ступінь зміни прямих експлуатаційних витрат визначається за формулою:

$$C_{II} = \frac{I_{\delta} - I_u}{I_{\delta}} \times 100, \% , \quad (6.29)$$

$$C_{II} = \frac{91,33 - 75,68}{91,33} \times 100 = 17,13\% .$$

Питомі інвестиційні вкладення визначаємо за формулою:

$$K = \frac{B_{ок} - B_{л}}{B_p}, \text{ грн/га}, \quad (6.30)$$

$$K_B = \frac{24000 - 1536}{634,8} = 40,22 \text{ грн/га};$$

$$K_H = \frac{24000 - 2276,5}{759} = 34,62 \text{ грн/га}.$$

Сукупні витрати визначаємо за формулою:

$$П = И + K \times E_H, \text{ грн/га}, \quad (6.31)$$

де E_H - коефіцієнт ефективності інвестиційних вкладень.

$$П_B = 91,33 + 40,22 \times 0,2 = 99,37 \text{ грн/га};$$

$$П_H = 75,68 + 34,62 \times 0,2 = 82,6 \text{ грн/га}.$$

Економію сукупних витрат визначаємо за формулою:

$$E_n = П_B - П_H, \text{ грн/га}; \quad (6.32)$$

$$E_n = 99,37 - 82,6 = 16,77 \text{ грн/га}.$$

Річний економічний ефект від експлуатації експериментального культиваторного агрегату визначаємо за формулою:

$$E_p = (П_B - П_H) \times B_{pn}, \text{ грн}; \quad (6.33)$$

$$E_p = (99,37 - 82,6) \times 759 = 127284 \text{ грн}.$$

Результати розрахунків економічної ефективності культиваторних агрегатів представлені в таблиці 6.3.

Для оцінки економічної доцільності використання експериментального культиваторного агрегату використовується економічний показник довговічності, для чого визначається критерій економічної ефективності, який представляє собою наведені витрати віднесені до одиниці напрацювання для базового і експериментального культиваторних агрегатів. Використання експериментального культиваторного агрегату доцільно якщо критерій ефективності експериментального культиваторного агрегату менше значення, визначеного для культиваторного агрегату.

Критерій ефективності визначається за формулою:

$$K_3 = \frac{П}{T_n \times K_u}, \quad (6.34)$$

де $П$ - приведені затрати, грн/га;

T_n - нормативний ресурс базового культиватора, га;

K_u - коефіцієнт зносостійкості лап культиватора

Таблиця 6.3 – Економічна ефективність культиваторних агрегатів

№ п/п	Показники	Позначення	Одиниці вимірювання	Варіанти	
				Базовий	Новий
1	Теоретична продуктивність	W_T	га/год.	3,68	4,4
2	Експлуатаційна продуктивність	$W_{екс}$	га/год	2,76	3,3
3	Річний обсяг наробітку	B_p	га	634,8	759
4	Витрати праці	Z_n	люд-год/га	0,36	0,3
5	Річна економія витрат праці	Z_{np}	люд-год		45,54
6	Ступінь зміни витрат праці	C_{zn}	%		16,7
7	Витрати на оплату праці	Z	грн/га	8,36	6,96
8	Витрати на паливно-мастильні матеріали	Γ	грн/га	69,7	57,3
9	Ступінь зміни витрат на паливно-мастильні матеріали	C_Γ	%		17,8
10	Витрати на капітальне, поточне ремонткування та технічне обслуговування	P	грн/га	6,03	5,19
11	Витрати на амортизацію	A	грн/га	7,24	6,23
12	Прямі експлуатаційні витрати	$И$	грн/га	91,33	75,68
13	Ступінь зміни прямих експлуатаційних витрат	$C_{И}$	%	-	17,13
14	Питомі інвестиційні вкладення	K	грн/га	40,22	34,62
15	Сукупні витрати	n	грн/га	99,37	82,6
16	Економія сукупних витрат	E_n	грн/га		16,77
17	Річний економічний ефект	E_p	грн		12728,4

$$K_{об} = \frac{99,37}{200 \times 1} = 0,497 \text{ грн};$$

$$K_{зи} = \frac{82,6}{200 \times 1} = 0,295 \text{ грн}.$$

Таким чином, використання експериментального культиваторного агрегату є економічно доцільним, при цьому ефективність використання експериментального культиваторного агрегату у споживача підвищується у 1,7 рази.

Виробничі випробування розроблених лап культиваторів з локальним зміцненням леза у сільськогосподарському підприємстві «Супіна Агро» Харківської області показали, що їх застосування забезпечує встановлені агровимоги до обробітку ґрунту.

Техніко-економічний ефект від застосування культиваторних лап оснащених локальним зміцненням леза за рахунок збільшення продуктивності, зносостійкості та зменшення витрат паливно-мастильних матеріалів становить 12728,4 грн.

Використання експериментального культиваторного агрегату є економічно доцільним, при цьому ефективність використання експериментального культиваторного агрегату у споживача підвищується у 1,7 рази.

ВИСНОВКИ

У роботі наведено теоретичне обґрунтування і нове вирішення наукового завдання, що виявляється в створеному математичному моделюванні процесу культивациі як процесу з профільованим криволінійним лезом лап зменшеної енергоємності, процесу зношування локально зміцненого леза лап культиваторів при взаємодії з абразивним ґрунтовим середовищем. Це дало можливість підвищити якість культивациі, зносостійкість робочих органів та зменшити енергоємність процесу.

1. Проведеним аналізом результатів відомих досліджень процесів культивациі ґрунту, відповідних способів і конструкцій встановлено, що для забезпечення ефективності взаємодії з ґрунтом і рослинами бур'янів при мінімальних енерговитратах робочі органи культиваторів повинні мати раціональну форму леза та здатність самоочишатися. Встановлено, що процесами зношування можна керувати застосуванням раціональної форми та параметрів локального зміцнення леза.

2. За результатами проведених досліджень запропоновано конструкцію робочого органу культиватора, в якому необхідна інтенсивність впливу на ґрунт та здатність самоочишатися досягається шляхом виконання леза із змінним кутом розхилу для забезпечення запасу кінетичної енергії ґрунту. Отримано теоретичні залежності для визначення відносної швидкості ковзання та раціональної довжини леза лапи. Встановлено, що відносну швидкість ковзання можна підвищити за рахунок виконання леза двоступеневим з різними кутами розхилу з конструктивними параметрами $k = 0,6...0,8$ і $\mu = 1,5...2,5$, при яких довжина леза збільшується по відношенню до вихідного варіанта в $1,1...1,6$ раза.

3. Удосконалення профілю леза робочого органу культиватора зменшує його тяговий опір в $1,25...1,32$ раза. Раціональний профіль леза робочого органу культиватора визначено методами прямого варіаційного числення і описано рівнянням (10). Експериментальні дослідження показали, що розроблений робочий орган культиватора із криволінійним лезом, у порівнянні із серійним, забезпечує зменшення забивання ґрунтом та

рослинними залишками в 1,6 рази; покращення якості кришіння ґрунту в 1,3 рази в інтервалі робочих швидкостей $v = 0,56 \dots 2,22$ м/с.

4. Підвищення стійкості руху робочих органів культиватора забезпечується при наступних параметрах: довжина гряділя – в межах 0,5...1,0 м; маса гряділя з робочим органом – в межах 18...20 кг; раціональне значення жорсткості натискної пружини – не більше 800 Н/м, висота стовби лапи – не менше 0,3 м. При цьому стійкість ходу по глибині збільшується в 1,5 рази.

5. На основі теоретичних досліджень з урахуванням умов досягнення критерію міцності Мора, мінімальної швидкості зношування лапи культиватора і рівномірних деформацій у всіх напрямках встановлено вплив фізико-механічних та реологічних властивостей ґрунту: вологості W , щільності ζ , коефіцієнту бокового тиску ξ_0 і швидкості руху лапи V на геометричну форму її поверхні у вигляді неявної функції $F(x, y) = 0$.

6. Математичним моделюванням взаємодії лапи з ґрунтом одержано залежність зношування леза від кута розхилу γ за умови мінімізації нормального напруження σ_y в ґрунті до форми лапи від характеристик ґрунту та швидкості руху. Встановлено, що:

- збільшенням швидкості переміщення лапи культиватора від 0,5 м/с до 2,5 м/с кут її розхилу збільшується і, відповідно, складає $\gamma_{v = 0,5 \text{ м/с}} = 17,2^\circ$; $\gamma_{v = 1,5 \text{ м/с}} = 19,9^\circ$; $\gamma_{v = 2,5 \text{ м/с}} = 22,1^\circ$. Змінюється також форма леза лапи культиватора, так при швидкостях $V = 2,5$ м/с вона наближається до лінійного закону;

- при зміні значення вологості ґрунту в межах від 18 % до 24 % кут розхилу лапи становить $\gamma_{W = 18 \%} = 15,4^\circ$; $\gamma_{W = 22 \%} = 19,9^\circ$; $\gamma_{W = 24 \%} = 22,6^\circ$. При вологості ґрунту $W = 24$ % спостерігається найбільший кут розхилу $\gamma = 22^\circ$, це пов'язано з тим, що вологість параболічно впливає на коефіцієнт зчеплення k , кут внутрішнього тертя ρ і щільність ζ ґрунту;

- із збільшенням значення коефіцієнта бокового тиску ґрунту ξ_0 в межах від 0,1 МПа до 0,5 МПа кут розхилу лапи збільшується: $\gamma_{\xi = 0,1 \text{ МПа}} = 18,8^\circ$; $\gamma_{\xi = 0,3 \text{ МПа}} = 19,9^\circ$; $\gamma_{\xi = 0,5 \text{ МПа}} = 20,4^\circ$;

- збільшення значення щільності ґрунту ζ в діапазоні від 1100 кг/м³ до 1500 кг/м³ кут розхилу лапи культиватора зменшується: $\gamma_{\zeta = 1260 \text{ кг/м}^3} = 21,0^\circ$; $\gamma_{\zeta = 1340 \text{ кг/м}^3} = 19,9^\circ$; $\gamma_{\zeta = 1420 \text{ кг/м}^3} = 18,7^\circ$.

7. Дослідженням формоутворення поверхні локально зміцненого леза лапи встановлено динаміку її зношування. Виявлено, що теоретична функція геометричної форми леза при зношуванні має кусочно-періодичний характер із періодом розташування її неоднорідної структури $T=L+D$. Встановлено, що із зростанням швидкості руху лапи V з 0,5 м/с до 2,5 м/с спостерігається збільшення значення абсолютного зносу I_{00} від 0,0015 м до 0,0021 м.

8. Комплексним аналізом результатів теоретичних і експериментальних досліджень і проведеного факторного експерименту визначені раціональні значення конструктивних параметрів локального зміцнення леза лапи: діаметр зміцнення $D = 0,0065$ м; крок зміцнення $L = 0,0117$ м для будь-якого кута розхилу γ досліджуваного інтервалу.

9. Теоретичними і експериментальними дослідженнями становлено, що збільшення шляху тертя та швидкості руху V з 0,5 м/с до 2,5 м/с зумовлюють лінійне зростання абсолютного зносу локально зміцненого леза ($F = 1,65 < F_{\text{табл}}(0,05;12;14) = 2,53$). Виявлено також, параболічне зростання швидкості зношування поверхні леза $\partial I_v / \partial t$ при зростанні кута розхилу лапи культиватора ($F = 2,42 < F_{\text{табл}}(0,05;12;14) = 2,53$).

10. Експериментальними дослідженнями встановлено, що найбільший вплив на величину витрат на тертя культиваторних лап має глибина обробітку ґрунту. Середні значення витрат на тертя розробленої лапи при швидкості руху $V = 1,0$ м/с та зміні глибини обробітку в межах $h = 0,06 \dots 0,12$ м порівняно із серійною лапою є меншим в 1,12 рази або на 16,1%. Середні витрати на тертя експериментальної лапи при глибині обробітку $h = 0,12$ м та зміні швидкості руху в межах $V = 0,50 \dots 1,0$ м/с зменшуються порівняно із серійною лапою в 1,1 рази або на 9,1%.

11. Виробничі випробування розроблених лап культиваторів з локальним зміцненням леза у сільськогосподарському підприємстві ПСП «Молнія-1» та ВАТ «Супіна Агро» Харківської області показали, що їх застосування забезпечує агротехнічні вимоги до обробітку ґрунту. Річний економічний ефект від використання культиваторного агрегату, оснащеного запропонованими культиваторними лапами, становить 12728 грн.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Антощенко Р.В. Вимірювальна система динамічних та тягово-енергетичних показників функціонування мобільних машин. Вісник Харків. нац. техн. ун-ту сіл. госп-ва ім. П. Василенка : зб. наук. пр. Харків, 2014. Вип. 2 (2). Інженерія природокористування. С. 15-19.
2. Алексеев Е.Р., Чеснокова О.В. Matcad 12. Москва: НТ Пресс, 2005. 347 с.
3. Аулін В.В., Шмат С.И., Ауліна Т.М. Об использовании лазерного излучения для упрочнения деталей. Конструирование и технология производства с.х машин. Київ, 1988. Вып. 18. С. 82-85.
4. Аулін В.В. Вплив зміцнюючих композиційних покриттів на зносостійкість робочих органів ґрунтообробних машин. Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї міжнародної науково-технічної конференції (DSRAM-I), (м.Тернопіль 4-7 жовтня 2004 р.), Тернопіль: Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, 2004. С. 303 – 307.
5. Аулін В.В., Бобрицький В.М, Ауліна Т.М. Керування характером та інтенсивністю зношування різальних частин робочих органів ґрунтообробних машин. Вісник Харківського держ. техн. університету с.г. Вип.23. Харків, 2004. С. 270-273.
6. Аулін В.В. Бобрицький В.М. Характер та інтенсивність зношування робочих органів ґрунтообробних машин. Хмельницький, ХДУ, 2004. №2. Проблеми трибології (Problems of Tribology). С.107-112.
7. Аулін В.В. Напрямки побудови фізико-математичних моделей процесів тертя та зношування в машинах. Вісник Харків. нац. техн. ун-ту сіл. госп-ва ім. П. Василенка : зб. наук. пр. Харків, 2005. Вип. 40. Технічний сервіс в АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні. С. 349-354.
8. Аулін В.В. Трибологічні основи підвищення зносостійкості деталей та робочих органів сільськогосподарської техніки: дис. докт. техн. наук: спец. 05.02.04 «Тертя та зношування в машинах» / В.В.Аулін. Кіровоград, 2014. 438с.

9. Ахметшин Т.Ф. Повышение износостойкости и долговечности стрелчатых лап культиваторов: автореф. дис. канд.техн.наук: спец. 05.20.03 "Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве"/ Т.Ф. Ахметшин. Москва, 1988. 19с.

10. Ахметшин Т.Ф. Тененбаум М.М. О влиянии на горизонтальную и вертикальную составляющие тягового сопротивления размера и формы носка стрелчатой лапы. Сб. "Совершенствование машин и рабочих органов для производства корнеклубнеплодов и овощей. М.: ВИСХОМ, 1987. С.102-106.

11. Бабаев Ю.И., Бутаков Б.И., Сысоев В.Г. Поверхностное упрочнение металлов. Київ : Наукова думка, 1995. 253 с.

12. Бабицкий Л. Ф. Біонічні напрями розробки ґрунтообробних машин. Київ : Урожай, 1998. 164 с.

13. Бабицкий Л.Ф., Тарасенко В.И., Ку克林 В.А. Влияние способов заточки лезвий почвообрабатывающих орудий на долговечность их работы. Збірник наукових праць Луганського національного технічного університету. Серія: Технічні науки. Луганськ: Видавництво ЛНАУ, 2006. № 68 (91). С. 7-13.

14. Балабуха О.В. Підвищення довговічності і ефективності роботи ріжучих елементів ґрунтообробних машин шляхом управління спрацюванням при дискретному зміцненні: автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / КДТУ. Кіровоград, 2001. 18 с.

15. Балан В.П., Клюенко В.Н., Олисеенко В.И. Точечное упрочнение рабочих органов почвообрабатывающих машин. Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1991. № 2. С. 44-45.

16. Бартнев М. Н. Вспашка сухих и твердых почв. Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1987. №2. С. 7-9.

17. Бахтин П.У. Твердость почв и износ. Тракторы и сельхозмашины. 1973. №2. С.68-79.

18. Берштейн Д.Б., Лискин И.В. Износостойкость лемехов, зонально упрочнённых твёрдыми сплавами. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1998. № 9. С. 41-46.

19. Бетеня Г.Ф. Повышение долговечности почворезущих элементов сельскохозяйственной техники наплавкой намораживанием. Обзор. информ. БелНИИТИ и ТИ. Минск : БелНИИТИ, 1986. 141 с.

20. Бауков А.В. Влияние угла наклона рабочего органа на глубину проникновения пластических деформаций в почву. Почвообрабатывающие машины и динамика агрегатов. Челябинск, 1970. Вып. 55. С.145-147.

21. Бледных В.В. Совершенствование рабочих органов почвообрабатывающих машин на основе математического моделирования технологических процессов: дис. докт. техн. наук: 05.20.01. – Челябинск, 1989. 387 с.

22. Бобрицкий В.М. Підвищення зносостійкості різальних елементів робочих органів ґрунтообробних машин: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва». Київ, 2007. 21 с.

23. Бойко А.И., Балабуха А.В. Упрочнение лезвий как метод управления их геометрической формой при изнашивании. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Вип. 4. Харків: ХДТУСГ, 2000. С. 49-56.

24. Бойко А.И., Балабуха О.В. Аналіз розподілу зусиль на ріжучій частині ґрунтообробного робочого органу. Вісник Тернопільського державного технічного університету, 2000. Т. 5. № 4. С. 78-82.

25. Бондарев С.І. Обґрунтування оптимального міжремонтного наробітку стрілочастих лап культиваторних агрегатів: автореф. дис. канд. наук: 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва». Київ, 2007. 20 с.

26. Борак К.В. Підвищення зносостійкості робочих органів дискових знарядь методом електроерозійної обробки: автореф. дис.канд.техн.наук: спец. 05.02.04 «Тертя та зношування в машинах». Житомир, 2012. 19 с.

27. Будко С.И. Методы повышения эффективности упрочнения деталей лемешно-отвальных плугов дуговой наплавкой твёрдыми сплавами: автореф. канд. техн. наук. С.-Петербург-Пушкино, 2009. 20 с.

28. Вадюнина А.Ф., Корчагина З.А. Методы исследования физических свойств почв. Москва : Агропромиздат, 1986. 416 с.

29. Воронин А.Д. Основы физики почв. Москва : МГУ, 1986. 214 с.

30. Василенко П.М. Бабий П.Т. Культиваторы. Київ : Издательство УАСА, 1961. 237 с.

31. Василенко М. Перспективи застосування локального зміцнення при виготовленні і відновленні робочих органів. Техніка АПК. Київ, 2008. №1. С. 29-31.

32. Василенко М.А., Буслаев Д.О., Калинин А.Е. Модифицирование наноструктуры созданного поверхностного слоя культиваторных лап для эксплуатации в почвах разных типов. Механізація та електрифікація сільського господарства : міжвід.темат. наук. зб. Глеваха, 2015. Вип.1. С. 196-204.

33. Васильковский С.М., Клюев В.В. Исследование сопротивления почвы движению кульваторной лапы. Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1987. № 4. С. 37.

34. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных. Москва : Колос, 1987. 159 с.

35. Ветохин В.И. Системные и физико-механические основы проектирования рыхлителей почвы: дисс. д-ра техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва». Киев-Москва, 2010. 276 с.

36. Винокуров В.Н., Малов А.К., Копанов В.В. Определение выбраковочных параметров режущих элементов рабочих органов почвообрабатывающих машин и орудий. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1976. № 10. С. 23-25.

37. Вялов С.С. Реологические основы механики грунтов. Москва: Высш. Школа, 1978. – 447 с.

38. Виноградов В.Н., Сорокин Г.М., Колокольников М.Г. Абразивное изнашивание. Москва : Машиностроение, 1990. 224 с.

39. Волошко Н.И. Исследования влияния основных параметров лезвия на работу и износ полольных лап культиваторов: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.11 / Волошко Н.И. Ленинград-Пушкин, 1963. 15 с.

40. Гаврильченко О.С. Обґрунтування параметрів та розробка конструкції культиваторних лап з криволінійним лезом: автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва». Глеваха, 2005. 20 с.

41. Гаврильченко А.С. Особенности износа культиваторных лап с криволинейным лезвием. Вісник Харків. нац. техн. ун-ту сіл. госп-ва ім. П. Василенка : зб. наук. пр. Харків, 2006. Вип. 44. Т. 2. С. 34-38.
42. Гаркунов Д. Н. Триботехника. Износ и безизносность. Москва : МСХА, 2001. 616 с.
43. Горячкин В.П. Собрание сочинений. Т. 3. Москва : Колос, 1965. 384 с.
44. Горячева И.Г. Механика фрикционного взаимодействия. Москва : Наука, 2001. 478 с.
45. Грунтообробне обладнання. Лапи культиваторів. Приєднувальні розміри (ISO 4197: 1989, ІТД): ДСТУ ISO 4197: 2004/ ГОСТ ИСО 4197 – 2005. - [Чинний від 2006-06-09]. – К.: Держспоживстандарт України, 2006. – 4 с. – (Національний стандарт України).
46. ДСТУ ISO 5680: 2004/ ГОСТ ИСО 5680. Грунтообробне обладнання. Стояки та лапи культиваторів. Приєднувальні розміри. [Чинний від 2006-09-01]. – Київ : Держспоживстандарт України, 2006. 6 с. (Національний стандарт України).
47. Гуков Я.С. Технологія і техніка. Механіко-технологічне обґрунтування енергозберігаючих засобів для механізації обробітку ґрунту в умовах України.: наукове видання. Київ: ДІА, 2007. 276 с.
48. Дворук В.І. Реолого-кінетична концепція абразивної зносостійкості та її реалізація в керуванні працездатністю механічних трибо систем. дис. на здобуття наукового ступеня д.т.н.: Спец. 05.02.04 «Тертя та зношування в машинах» Київ, 2007. 471 с.
49. Демидко М.О., Бондарев С.І. Вплив ступеня спрацювання лез культиваторних лап на якісні показники їх роботи. Науковий вісник НАУ. Київ : НАУ, 2004. Вип. 73.4.2. С. 60-64.
50. Денисенко М., Опальчук А. Зношування та підвищення довговічності робочих органів сільськогосподарських машин. Вісник ТНТУ. 2011. Спецвипуск 4.2. С. 201-210.
51. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. Москва : Мир, 1989. 508 с.

52. Д'яконов С.О. Обґрунтування параметрів технологічного процесу і робочих органів сівалки прямого сіву: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.11. Харків, 2007. 20 с.

53. Евграфов В.А., Орлов Б.Н. Влияние твёрдости поверхностного слоя на абразивный износ рабочих органов почвообрабатывающих машин. Ремонт, восстановление, модернизация. 2004. № 3. С. 21-22.

54. Евстифеев Д.В., Дроздовский Г.П., Шоль Н.Р. Исследование параметров грунта при его прямом сдвиге. Интернет-ресурс. Режим доступа: http://science-bsea.narod.ru/2005/mashin_2005/evstifeev_issled.htm.

55. Ерохин М.Н., Новиков В.С., Лобанов М.Н. Новые технологии упрочнения рабочих органов почвообрабатывающих машин. Мелитополь, 2001. С. 98-103.

56. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1 (4.1). Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. Харків : Око, 2001. 444 с.

57. Зазимко О.В. Пути повышения абразивной износостойкости деталей и рабочих органов машин. Проблемы конструирования и технология производства сельскохозяйственных машин. Кировоград, 1986. С.112-114.

58. Износ деталей сельскохозяйственных машин/ М.М. Севернев, Г.П. Каплун, В.А. Короткевич и др. – Л.: Колос, 1972. 288 с.

59. Каденко В.С. Аналіз методів підвищення довговічності ґрунтообробних органів машин. Вісник ХНТУСГ, Вип. 145. Харків, 2014. Технічний сервіс машин для рослинництва. С. 144-148.

60. Каденко В.С. Удосконалення робочих органів культиваторів конструкторсько-технологічними методами. Вісник ХНТУСГ, Вип. 5. Харків, 2016. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортних комплексів. С. 206-210.

61. Канивец И.Д. Влияние угла заточки на изнашивание лезвий культиваторных лап. Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1995. № 5. С. 46.

62. Капов С.П., Мударисов С.Г. Основные принципы построения модели разрушения почвенной среды. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2005. №6. С.30-32.

63. Качинский Н.А. Механический и микроагрегатный состав почвы, методы его изучения. Москва : Изд-во АМ СССР, 1958. 192 с.

64. Кисельов О.В., Антонов Е.Е., Бакарджиєв Р.О. Використання пакету програм Statist для аналізу результатів багатofакторного активного експерименту. Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві: Зб. наук. праць. Запоріжжя : ІМТ НААН, 2011. Вип. 1(7). С. 243–253.
65. Кленин Н.И. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Н.И.Кленин, В.А.Сакун. – М.: Колос, 1994. - 750с.
66. Кувшинов А.А. Гальцов В.В. Усовершенствование рабочих органов культиваторов. Механизация сельскохозяйственного производства: Научные труды Крымского государственного аграрного университета. Симферополь, 1999. Вып. 59. Ч. II. С. 46-50.
67. Кушнарєв А. С. Механико-технологические основы процесса воздействия рабочих органов почвообрабатывающих машин и орудий: дис. докт. техн. наук: 05.20.01. Мелитополь, 1980. 329 с.
68. Кушнарєв А. С., Шевченко И. А., Рогач Ю. П. Методологические основы разработки рабочих органов почвообрабатывающих машин для зональных систем земледелия. Окультуривание почв: научные основы, опыт и направления. Москва, 1991. С. 77-83.
69. Кушнарєв А.С., Кочев В.И. Механико-технологические основы обработки почвы. Київ : Урожай, 1989. 144 с.
70. Костецкий Б.И. Сопротивление изнашиванию деталей машин. Москва : Машгиз, 1959. 208 с.
71. Костецкий Б.И. Фундаментальные закономерности трения и износа. Киев: Знание, 1981. 31 с.
72. Кравчук В.И., Голобородько В.Т., Николаєва Л.Г. Использование стрельчатых лап, разработанных по условиям минимального угла резания и деформации. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Харків, 2000. Вип. 1. Механізація сільськогосподарського виробництва. С. 185-193.
73. Козаченко О.В., Блезнюк О.В. Дослідження по зміцненню леза дискових копачів корнезбиральної машини КС-6Б. З. наук. Пр. Вінницького держ. аграр. ун-ту. 2005. Вип. 21. С. 185 – 189.

74. Козаченко О.В., Шкрегаль О.М. Дослідження конструкцій і режимів роботи робочих органів культиваторів. Науковий вісник НУБіП України. Київ : НУБіП, 2010. – Вип. 144. 4.4. Техніка і енергетика АПК. С. 122-127.

75. Козаченко О.В., Шкрегаль О.М., Блезнюк О.В., Каденко В.С. Формування зубчастого леза при зношуванні лап культиватора. Науковий журнал. Харків : ХНТУСГ, 2014. №1. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. С.78-85.

76. Козаченко О.В., Шкрегаль О.М., Каденко В.С. Математичне моделювання взаємодії леза з ґрунтовим середовищем. Науковий журнал. Харків: ХНТУСГ, 2014. №2. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. С.86-91.

77. Козаченко О.В., Шкрегаль О.М., Каденко В.С. Динаміка зношування криволінійного леза оснащеного локальним зміцненням. Науковий журнал. Харків: ХНТУСГ, 2015. Вип.159. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. С.159-163.

78. Козаченко О.В., Шкрегаль О.М., Каденко В.С. Зміна форми леза ґрунтообробних знарядь при зношуванні. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 45, Ч. 1. Кіровоград :ХНТУ, 2015. Конструювання, випробування та експлуатація сільськогосподарських машин. С.21- 27.

79. Козаченко О.В., Шкрегаль О.М., Каденко В.С., Блезнюк О.В. Дослідження впливу параметрів леза на енергетичні характеристики робочих органів культиваторів. Науковий журнал. Харків: ХНТУСГ, 2016. Вип.159. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. С.236-242.

80. Козаченко О.В., Каденко В.С., Шкрегаль О.М. Теоретичне обґрунтування раціональної геометричної форми лапи культиватора. Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів. Вип.10/1 (29), 2016. С.48-52.

81. Козаченко О.В., Каденко В.С., Шкрегаль О.М., Блезнюк О.В. Дослідження процесу зношування леза лапи культиватора із періодичними ділянками локального зміцнення. Науковий журнал ХНТУСГ. Вип. 6. Харків, 2016. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. С.76-87.

82. Кондауров В.И. Фортов В.Е. Основы термомеханики конденсированной среды. Москва: Изд-во МФТИ, 2002. 336 с.
83. Корабельский В.И. Обоснование формы и параметров почвообрабатывающих органов с помощью геометрического моделирования основных технологических требований: дис. докт. техн. наук: спец. 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / В.И.Корабельский. Челябинск, 1988. 506 с.
84. Кулен А., Куиперс Х. Современная земледельческая механика. пер. с англ. А.Э. Габриэляна. Москва : Агропромиздат, 1986. 349 с.
85. Кравченко Б.И. К обоснованию угла раствора лезвий культиваторных лап. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1968. №2. С. 22-23.
86. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. Москва : Машиностроение, 1977. 526 с.
87. Любичева А.Н. Контактное взаимодействие и изнашивание неоднородных тел: дис. канд. техн. наук: спец. 01.02.04 «Механика деформируемого твердого тела». Москва, 2005. 88 с.
88. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести: учебник для студентов вузов. Москва : Машиностроение, 1968. 400 с.
89. Миронюк С.К. Исследование работы лезвия рабочего органа почвообрабатывающих машин и орудий. Земледельческая механика. Москва : ВАСХНИЛ, 1969. Т.12. С.308-321.
90. Мударисов С.Г. Моделирование процесса взаимодействия рабочих органов с почвой. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2005. № 7. С. 27-30.
91. Мударисов С.Г. Принципы разработки адаптирующихся рабочих органов почвообрабатывающих машин. Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2005. №6. С. 10-11.
92. Мяленко В.И. Моделирование процесса силового взаимодействия с почвой рабочих органов почвообрабатывающих орудий: автореф. дис. докт. техн. наук: спец. 05.20.01 "Технологии и средства механизации сельского хозяйства". Новосибирск, 1992. 45 с.
93. Нечасв В.П., Берідзе Т.М., Кононенко В.В. Теорія планування експерименту: навч. Посібник. Київ : Кондор, 2005. 232 с.

94. Новиков В.В. Обеспечение долговечности рабочих органов почвообрабатывающих машин: автореф. дис. д-ра техн. наук: спец. 05.20.03 «Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве. Москва, 2008. 38 с.

95. Орлов Б.Н., Евграфов, Н.Б., Орлов Долговечность рабочих органов почвообрабаты-вающих машин. Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2007. № 3. С. 27-29.

96. Осадчий А.П. Об изменении формы внедряющегося в материал клина. Земледельческая механика. Москва: ВАСХНИЛ, 1968. Т. XI. С. 202-210.

97. Основи трібології: Підручник /Антипенко А.М., Белас О.М., Войтов В.А. та ін./ За ред. Войтов В.А. – Харків: ХНТУСГ, 2008. 342 с.

98. Панов И.М. Почвообрабатывающая техника: состояние и проблемы развития. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2000. № 11. С. 9-11.

99. Панченко А.М. Теория измельчения почв почвообрабаты-вающими орудиями. Днепропетровск: Днепропетровский государственный аграрный университет, 1999. 140 с.

100. Пащенко В.Ф. Моделирование взаимодействия с почвой рабочих органов сельскохозяйственных машин и орудий. Харьковский гос. аграр. ун-т им. В.В.Докучаева. Харьков, 1994. 134 с.

101. Пат.94680 Украина, МПК А01В 35/20. Робочий орган культиватора / [Козаченко О.В., Шкрегаль О.М., Блезнюк О.В., Каденко В.С., Манько В.В.] заявник та власник Козаченко О.В. - №201406241; заявл. 05.06.2014; опубл. 25.11.14, Бюл. №22.

102. Пат. 106898 Україна МПК А01В35/10 р Робочий орган культиватора [Козаченко О.В., Шкрегаль О.М., Блезнюк О.В., Каденко В.С., Д'яконов С.О. Кейдун Д.П.] заявник та власник Козаченко О.В.№ u201511250 ; заявл 16.11.15р ; опубл 10.05. 2016 , Бюл №9.

103. Пат. 111280 Україна, МПК G01М 7/00 Лабораторний стенд для випробування робочих органів ґрунтообробних машин / Козаченко О.В., Каденко В.С., Шкрегаль О.М. та ін.; заявник та власник Козаченко О.В. – № u201603654; заявл. 06.04.16.опубл 10.11.2016, Бюл № 21.

104. Пат. 39713 Україна, МПК А01В 35/00. Робочий орган культиватора / [Козаченко О.В., Шкрегаль О.М., Блезнюк О.В.]; заявник та власник

ХНТУСГ ім. П. Василенка. – № u200811612; заявл. 29.09.08; опубл.10.03.09, Бюл. № 5.

105. Прокопцев П.И. Статистическая динамика изнашивания режущих элементов: модели, управление и прогноз. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2000. № 8. С. 27-31.

106. Пугач А.М. Обґрунтування параметрів культиваторних лап, оснащених елементами локального зміцнення: автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва». Вінниця, 2010. 20 с.

107. Саінсус О.Д. Підвищення довговічності лап культиваторів композиційними покриттями перемінного складу: автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва». Кіровоград, 2008. 18 с.

108. Соколовский В.В. Статика сыпучей среды. Москва : Гостехиздат, 1954. 243 с.

109. Севернев М.М. Износ деталей сельскохозяйственной техники. Л.: Колос, 1972. 288 с.

110. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Г.Е. Листопад, Г.К. Демидов, Б.Д. Зонов и др.; Под общ. редакцией Г.Е. Листопада. – М.: Агропромиздат, 1986. 688 с.

111. Сидоров С.А. Повышение долговечности и работоспособности рабочих органов почвообрабатывающих машин и орудий, применяемых в сельском и лесном хозяйствах: дис. докт. техн. наук: спец. 05.20.01, 05.21.01. – Москва, 2007. 441 с.

112. Синеоков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. Москва: Машиностроение, 1977. 328 с.

113. Солових Є.К., Аулін В.В., Бобрицький В.М. Аналіз характеру зношування лез ґрунтообробних деталей та підвищення їх ресурсу лазерними технологіями. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Кіровоград: КНТУ, 2005. Вип. 35. С. 153-157.

114. Сисолін В.П., Сало В.М., Кропівний В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. За ред. М.І. Черновола. Київ: Урожай, 2001. 384 с.

115. Спиридонов Н.В. Упрочнение деталей концентрированными потоками энергии. Сб. науч. трудов ППИ. Новополюцк, 2003. С.4-7.
116. Ткачев В.Н. Износ и повышение долговечности деталей сельскохозяйственных машин. Москва : Машиностроение, 1971. 264 с.
117. Ткачев В.Н. Работоспособность деталей в условиях абразивного изнашивания. Москва : Машиностроение, 1995. 336 с.
118. Тененбаум М.М., Розенбаум А.Н. Расчет изнашивающихся деталей сельскохозяйственных машин. Москва : РТМ 23.2.11-70. ВИСХОМ, 1971. 89 с.
119. Тенебаум М.М. Гасилин В.И., Дворников В.Н. Повышение долговечности стрельчатых лап для сплошной обработки почвы. Экспрес-информ ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш. Сер.2 Сельхозмашины и орудия. Вып.11. Москва, 1987. 8 с.
120. Тимошенко С. П. Теория упругости, ОНТИ, 1937. 452 с.
121. Тихий А.А. Керування процесами зношування робочих органів ґрунтообробних машин в гетерогенному середовищі ґрунту: дис.канд. техн. наук: спец. 05.02.04 «Тертя та зношування в машинах». Кіровоград. 2012. 202 с.
122. Тилабов Б.К., Мухамедов А. А. Получение износостойких покрытий на поверхностях рабочих органов. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2002. № 2. С. 42-44.
123. Фаюршин А.Ф. Повышение долговечности лап культиваторов в сельскохозяйственных ремонтных предприятиях: автореф. дисс. канд. техн. наук: спец. 05.20.03 «Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве». Уфа, 2006. 17 с.
124. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. Москва: Наука, 1974. 535 с.
125. Хрущов М.М., Бабичев М.А. Исследования изнашивания металлов. Москва : Изд-во АН СССР, 1960. 351 с.
126. Хрущов М.М. Абразивное изнашивание. Москва : Наука, 1970. 252 с.
127. Черновол М. И. Технологические основы восстановления деталей сельскохозяйственной техники композиционными покрытиями: автореф. дис. докт. техн. наук: 05.20.03/ КИСМ. Москва, 1992. 35 с.

128. Черновол М. И., Златопольский Ф.И., Лопата Л.А. Современные материалы для восстановления и упрочнения деталей машин: Учебн. пособие. Кировоград, 1994. 83 с.

129. Черновол М.І., Аулін В.В., Бобрицький В.М., Тихий А.А. Закономірності взаємодії різальних елементів робочих органів ґрунтообробних машин з ґрунтом. Вісник інженерної академії України. Київ, 2008. №3-4. С. 196-203.

130. Черновол М.І., Аулін В.В., Тихий А.А. Обґрунтування методів зниження сил тертя ковзання РОГМ в ґрунтовому середовищі. Вісник інженерної академії України. Київ, 2009. №3-4. С. 231-236.

131. Чиковани А.Ш. Обоснование параметров скоростных культиваторных лап. Механизация и элетрификация социалистического сельского хозяйства. 1975. № 2. С. 11-13.

132. Чичинадзе А.В. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника). Москва : Машиностроение, 2003. 576 с.

133. Шевченко І. А. Обоснование геометрических параметров ступенчатых рабочих органов глубокорыхлителей для почв юга Украины: дис. канд. техн. наук: 05.20.01. 1987. 182 с.

134. Шевченко І.А. Керування агрофізичним станом ґрунтового середовища. Київ : Видавничий дім “Вініченко”, 2016. 320 с.

135. Шкрегаль О.М. Обґрунтування параметрів процесу і енергозберігаючих робочих органів культиваторів: автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва». Харків, 2011. 19 с.

136. Якість ґрунту. Визначення твердості ґрунту твердоміром Ревякіна.: ДСТУ 5096:2008. [Чинний від 2009-03-01]. Київ: Держспоживстандарт України, 2009. – 4 с. (Національний стандарт України).

137. Якість ґрунту. Проведення польових дослідів. Основні вимоги: ДСТУ 7080:2009.[Чинний від 2010-07-01]. Київ: Держспоживстандарт України, 2010. 12 с. (Національний стандарт України).

138. Foley A.G. Louton P.J. The use of aluminiio ceramic to reduce wear of soilengaging components // J. agric. Engug.Res.–1984. Vol.30. N. 1. P.273-279.

139. Handbook of laser materials processing /Ed.J.F.Ready. – Orlando: Laser Institute of America. – Magnolia publ. Inc., 2001. 715 p.

140. Schlebeck, Dirk; Bachmann, Matthias: The Use of Process-Modelling of Laser Hardening in Close Limit Production. in "Laser in der Technik", Hrsg. Waidelich, Springer-Verlag Heidelberg, Berlin, New York 1994, P. 650–669.

141. Becher P.F., Richards N., Aspinwall O. Use of ceramic tool for machining nickel base alloys // Int. J. Mach. Tools Manuf. –1989. Vol. 29. N 4. P. 575-588.

142. Bekker M.G. Introduction to Terrain-Vehicle Systems. – Ann Arbor: University of Michigan Press, 1969. P.312-329.

143. Holm R. Electric contacts / R. Holm – Stockholm: Hugo Gebers Forlag, 1946. 398 p.

144. G. Mavko, T. Mukerji, J. Dvorkin. The Rock Physics Handbook. Cambridge University Press 2003 (paperback). ISBN 0-521-54344-4.

145. Jerzy Napiorkowski, Krzysztof Liger. «Wear Testing of a-Al₂O₃ oxide ceramic in diverse abrasive soul mass» Tribologia Vol 1.2014 pp 63-73.

146. Pabis S. Metodologia i metody nauk empirycznych. – Warszawa: PWN, 1985. 220 s.

147. Subhash Kakade, Ajay Kumar Sharma, Ghanshyam Tiwari University of Belgrade Faculty of Agriculture Institute of Agricultural Engineering Scientific Journal No. 2. 2014. pp: 91–98.

148. J. Zhang and R.L. Kushawa, « Wear and draft of cultivator sweeps with hardened edges» Department of Agricultural Bioresource Engineering, University of Saskatchewan, Saskatoon, SK, Canada S7N 0W0. pp 41-48 Received 9 March 1994; accepted 1 September 1994.

149. Shevchenko I.A. Development and perfection of technologies and means for processing ground in aspect of their agrophysical parameters/ I.A. Shevchenko. - Warszawa: IBM i ER, 1997. 125 p.

150. Dabkowski S.L. Mechaniczne wlasciwosci darni traw / S.L. Dabkowski, K.Garbulewski, K. Pachuta // Acta scientiarum Polonorum. Architectura. – Warszawa, 2004. № 3(1). S. 23-35.

151. Putz M. Gerate zur pfluglosen Bodenbearbeitung / Putz M., Horner R. // Getreide Mag. –2004. Vol.9. P. 170-172.

152. Koller K. Der Einsatz der Grubbers in der Landwirtschaftlicher Praxis / K.Koller, M. Flammer. – Praktische Landtechnik, 1997. №10. S. 401-407.

153. Andersson S. A random wear model for the interaction between a rough and a smooth surface / S. Andersson, A. Söderberg, U. Olofsson // *Wear*. 2008. Volume 264, Issues 9. 10. P. 763 – 769.
154. Godwin R.J., Seig D.A., Allot M. The development and evaluation of agriculture disks. International Conference on Soil dynamics, v. 2, 1985, Alabama, Auburn.
155. Jankauskas V. Analysis of abrasive wear performance of arc welded hard layers / V. Jankauskas, R. Kreivaitis, D. Milčius, A. Baltušnikas // *Wear*. – 2008. Volume 265, Issues 11 12. P. 1626 – 1632.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1 СТАН ПИТАННЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КУЛЬТИВАТОРІВ.....	4
1.1 Сучасні конструкції, особливості зношування та формування в процесі експлуатації робочих органів культиваторів.....	4
1.2 Ґрунт як джерело абразивного зношування культиваторних лап.....	12
1.3 Вплив конструктивних параметрів лап культиваторів на інтенсивність їх зношування.....	17
1.4 Вплив форми леза на відносний рух ґрунту і рослин бур'янів..	24
1.5 Дослідження енергоємності робочих органів культиваторів....	28
1.6 Аналіз стійкості руху культиватора.....	33
1.7 Методи підвищення зносостійкості лап культиваторів.....	37
1.8 Взаємодія лапи з ґрунтом, вплив на триботехнічні характеристики робочих поверхонь та тяговий опір.....	43
2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ ТА ЗНОШУВАННЯ ЛЕЗА ЛАПИ КУЛЬТИВАТОРА З ҐРУНТОМ...	47
2.1. Постановка задачі теоретичних досліджень.....	47
2.2 Дослідження геометричної форми поверхні лапи культиватора в процесі зношування при взаємодії з ґрунтом.....	49
2.3. Дослідження процесу зношування поверхні леза лапи культиватора із періодичними ділянками локального зміцнення...	64
3 ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ ЛЕЗА З ҐРУНТОМ ТА РОСЛИНАМИ БУР'ЯНІВ.....	76
3.1 Схематизація процесу взаємодії леза з ґрунтом та рослинами бур'янів.....	76
3.2. Вплив форми леза на відсутність забивання лапи рослинами бур'янів	79
3.3. Обґрунтування профілю леза стрілкової лапи із змінним кутом різання	84

5 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	147
5.1 Дослідження тягового опору лап з криволінійним профілем леза в лабораторних умовах.....	147
5.2 Вплив параметрів культиватора з одношарнірною підвіскою на стійкість руху в лабораторних умовах.....	151
5.3 Випробування лап з криволінійним профілем леза в польових умовах.....	153
5.3.1 Умови проведення випробувань.....	153
5.3.2 Результати визначення структурного складу ґрунту.....	155
5.3.3 Ступінь підрізання рослин бур'янів.....	157
5.3.4 Стійкість ходу та забивання культиваторних лап.....	160
5.3.5 Результати визначення тягового опору культиваторних лап з криволінійним профілем леза.....	162
5.4 Лабораторні дослідження зношування лап культиваторів.....	172
5.4.1 Дослідження зношування різальних елементів леза лап.....	172
5.4.2 Обґрунтування раціональних параметрів локального зміцнення леза лапи культиватора методом планування багатофакторного експерименту.....	174
5.4.3 Результати дослідження зношування зразків різальних елементів з локальним зміцненням при стендових випробуваннях.....	179
5.4.4 Результати визначення тягового опору локально зміцнених культиваторних лап в ґрунтовому каналі.....	182
5.5 Польові дослідження зношування культиваторних лап.....	189
5.5.1 Зношування монометалевих лап з криволінійним формою леза.....	192
5.5.2 Зношування локально зміцнених лап з криволінійною формою леза.....	195
5.5.3 Динаміка зміни тягового опору культиваторних лап за напрацювання.....	200
6 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНОСТЬ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	205
6.1 Розрахунок вартості виготовлення стрілкової культиваторної лапи оснащеної елементами локального зміцнення.....	205

3.4. Дослідження стійкості руху культиватора з одношарнірною підвіскою робочих органів	92
4 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	101
4.1 Програма і особливості методики експериментальних досліджень.....	101
4.2 Технічне забезпечення реалізації експериментальних досліджень.....	103
4.2.1 Установка для дослідження тягового опору робочих органів.....	103
4.2.2 Вимірювальна система енергетичних показників робочих органів ґрунтообробних машин.....	106
4.2.3 Установка для визначення стійкості руху секції культиватора та методика проведення досліджень.....	111
4.2.4 Стенд для випробування робочих органів ґрунтообробних машин.....	115
4.3 Умови проведення лабораторних досліджень при визначенні тягового опору досліджуваних робочих органів культиваторів.....	119
4.4 Методи визначення основних характеристик та властивостей ґрунту.....	122
4.5 Методика польових досліджень лап з криволінійною формою леза.....	125
4.5.1 Методика визначення тягового опору культиваторних лап...	126
4.5.2 Визначення ступеня підрізання рослин бур'янів.....	131
4.5.3 Визначення нерівномірності глибини обробітку ґрунту.....	132
4.5.4 Визначення забивання та залипання лап рослинами бур'янів і ґрунтом.....	134
4.6 Методика планування і проведення багатофакторного експерименту дослідження локального зміцнення леза.....	135
4.7 Методика експериментальних досліджень зношування поверхні локально зміцненого леза лапи.....	138
4.8 Методика польових досліджень зношування лап культиваторів.....	140
4.9 Обробка результатів експериментальних досліджень при реалізації багатофакторного експерименту.....	142

6.2 Визначення показників економічної ефективності удосконаленого ґрунтообробного агрегату.....	209
ВИСНОВКИ.....	216
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	219
ЗМІСТ.....	234

Наукове видання

КОЗАЧЕНКО Олексій Васильович
ШКРЕГАЛЬ Олександр Миколайович
КАДЕНКО Володимир Сергійович

**ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ
РОБОЧИХ ОРГАНІВ КУЛЬТИВАТОРІВ**

Монографія

Підписано до друку 12.02.2021.
Формат 60×84/16. Папір офсетний. Гарнітура Times.
Ум. вид. арк. 2,1. Ум. друк. арк. 13,83. Вид. №240.
Тираж 300 прим.

ТОВ "ПромАрт"
61023, м. Харків, вул. Весніна,12
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК№5748 від 6.11.2017.
тел. (057)717-28-80

www.promart.in.ua
E-mail: promart.izdat@gmail.com