

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
“ ” 2023 р.
Зав. кафедри К.Т.Н., доцент
(науковий ступінь, вчене звання)
А.В. Войтік
(підпис) (ініціали, прізвище)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломної роботи
магістр
(освітній рівень)

тема роботи: **«Удосконалення технологічного процесу обробітку ґрунту
дисковими робочими органами шляхом розробки дискатора з пружними
стойками»**

Виконав: студент 2 курсу, групи 21м-ім
освітньої програми магістр
спеціальності 208
«Агроінженерія»
БУРЕГА Максим Ігорович
(прізвище та ініціали)

Керівник: д.т.н., професор Дідур В.В.
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

м. Умань – 2023 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Освітня програма магістр
Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
А.В. Войтік
“ ” 2023 р.

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ

студенту Бурезі Максиму Ігоровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Удосконалення технологічного процесу обробітку ґрунту дисковими робочими органами шляхом розробки дискатора з пружними стойками»

керівник роботи д.т.н., професор Дідур В.В.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від
“14” листопада 2023 р. № 01-06/261

2. Строк подання студентом роботи 25.11.2023 р.

3. Вихідні дані до роботи: фізико-механічні і технологічні властивості ґрунту; літературні джерела; конструкції дискових робочих органів машин для обробітку ґрунту.

4. Перелік питань, які потрібно розробити:

- підвищити ефективність функціонування дискових робочих органів шляхом застосування пружних стійок;
- забезпечити ефективність взаємодії з ґрунтом при мінімальних енерговитратах дискових робочих органів на пружних стійках в заданих допустимих межах рівномірності обробітку по глибині;
- розробити систему диференційних рівнянь коливання рами і робочих органів дискатора під час його руху з урахуванням змін фізико-механічних властивостей ґрунту;
- отримати динаміку зміни тягового опору R_x , куту відхилення робочих органів ϕ , коефіцієнта структурності ґрунту K_{str} від діаметра диску d , кроку спіралі пружної стійки a , кута нахилу γ і кута атаки α у вигляді рівнянь регресії другого порядку;
- розробити дискатор з пружними стійками.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 20 слайдів) як додаток до доповіді за темою дипломної роботи: мета і завдання дослідження; аналіз конструкцій дискових робочих органів машин для обробітку ґрунту; результати лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем; показники економічної ефективності;

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е.В., доцент		
Техніко-економічне обґрунтування	Дідур В.В., доцент		

7. Дата видачі завдання 23 квітня 2023 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Підбір та вивчення літературних джерел, підготовка вступу	30.04.2023 р.	
2.	Розділ 1.	14.05.2023 р.	
3.	Розділ 2.	28.05.2023 р.	
4.	Розділ 3.	11.06.2023 р.	
5.	Розділ 4.	25.06.2023 р.	
6.	Розділ 5.	24.09.2023 р.	
7.	Виконання ілюстративної частини роботи	23.10.2023 р.	
8.	Представлення роботи керівнику на перевірку	25.11.2023 р.	

Студент

(підпис)

Бурега М.І.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Дідур В.В.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Бурега М.І. Удосконалення технологічного процесу обробітку ґрунту дисковими робочими органами шляхом розробки дискатора з пружними стойками (Дипломна робота, Уманський національний університет садівництва, 2023: пояснювальна записка на 79 сторінках, у т.ч. 5 розділів, 27 рисунків, 9 таблиць, 26 джерел літератури).

Перспективним напрямком підвищення якості обробітку ґрунту при зменшенні енергоємності процесу є застосування дискових знарядь із застосуванням індивідуального кріплення робочих органів на пружних стійках. Це зумовлює їх коливання внаслідок нерівномірності сил опору ґрунту та його руйнування при менших витратах енергії та кращій пристосованості до рельєфу поля, що підвищує можливість забезпечення заданої якості обробітку.

Для реалізації поставленої мети в першому розділі проведено аналіз конструкцій дискових робочих органів машин для обробітку ґрунту.

В третьому розділі розроблені програма експериментальних досліджень, методики лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем та визначення фізико-механічних властивостей ґрунтового середовища. Визначено достовірності впливу факторів досліджень на критерії оцінки. Отримані результати лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем.

Розроблено питання з охорони праці при експлуатації тракторів зі здвоєними колесами.

Виконано техніко-економічне обґрунтування результатів дослідження.

Ключові слова: ДИСКОВЕ ЗНАРЯДДЯ, ПРУЖНА СТОЙКА, ҐРУНТОВИЙ КАНАЛ, ТЯГОВИЙ ОПІР, ПИТОМИЙ ТИСК, КРИТЕРІЇ ОЦІНКИ, ФАКТОРИ ДОСЛІДЖЕНЬ.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ І ВИБІР НАПРЯМІВ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	7
1.1 Фізико-механічні і технологічні властивості ґрунту, що визначають якість його обробітку дисковими знаряддями.....	7
1.2 Аналіз конструкцій дискових робочих органів машин для обробітку ґрунту...	9
1.3 Огляд конструкцій та аналіз досліджень стійок для незалежного кріплення дисків.....	13
1.4 Висновки з розділу. Мета і задачі досліджень.....	24
2 ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА.....	26
Висновки з розділу.....	39
3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	40
3.1 Програма експериментальних досліджень.....	40
3.2 Методика лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем.....	41
3.3 Методика визначення фізико-механічних властивостей ґрунтового середовища.....	47
3.4 Визначення достовірності впливу факторів досліджень на критерії оцінки.....	51
3.5 Результати лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем.....	53
3.6 Висновки з розділу.....	63
4 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	64
4.1 Охорона праці на машинно-тракторному парку.....	64
4.2 Вимоги безпеки при комплектуванні агрегатів для виконанні польових механізованих робіт.....	66
4.3 Заходи безпеки при транспортних переїздах.....	67
5 ВИРОБНИЧІ ВИПРОБУВАННЯ ДИСКАТОРА ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	69
5.1 Техніко-економічна ефективність впровадження результатів досліджень.....	69
5.2 Висновки по розділу.....	74
ВИСНОВКИ.....	75
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	77

ВСТУП

Актуальність теми. Одною з головних задач обробітку ґранту є створення сприятливих умов для накопичення поживних речовин і, особливо, вологи для нормального розвитку сільськогосподарських культур. Запорукою успішного протікання даних процесів, за твердженням науковців агрономів і ґрунтознавців, є однорідний агрегатний склад ґрунту по всій глибині обробітку. Відповідно до цього необхідно вдосконалювати сільськогосподарські машини і знаряддя з метою забезпечення оптимальних режимів їх роботи при зменшенні енергетичних витрат на виконання процесу. Особливого значення набуває вирішення цих завдань для ґрунтообробної техніки з дисковими робочими органами, оскільки вони забезпечують значну частку попереднього та основного обробітку ґрунту у сучасних технологіях виробництва сільськогосподарських культур.

Перспективним напрямком підвищення якості обробітку ґрунту при зменшенні енергоємності процесу є застосування дискових знарядь із застосуванням індивідуального кріплення робочих органів на пружних стійках. Це зумовлює їх коливання внаслідок нерівномірності сил опору ґрунту та його руйнування при менших витратах енергії та кращій пристосованості до рельєфу поля, що підвищує можливість забезпечення заданої якості обробітку.

Саме тому, дослідження, які направлено на покращення якісних і енергетичних показників технологічних процесів обробітку ґрунту дисковими робочими органами на пружних стійках, є актуальними.

Мета дослідження. Метою роботи є підвищення ефективності функціонування дискових робочих органів шляхом обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів дискатора з пружними стійками із різними коефіцієнтами жорсткості.

Об'єкт дослідження - процес обробітку ґрунту дисковими робочими органами на пружних стійках, зв'язок його з конструктивно-технологічними параметрами.

Предмет дослідження - закономірності впливу дискових робочих органів на пружних стійках на їх взаємодію з ґрунтовим середовищем.

1 СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ І ВИБІР НАПРЯМІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Фізико-механічні і технологічні властивості ґрунту, що визначають якість його обробітку дисковими знаряддями

Ґрунтом називають поверхневий диспергований (здрібнений) шар земної кори, найважливішою властивістю якого є його родючість. Під родючістю розуміють здатність ґрунту задовольняти впродовж усього вегетаційного періоду потребу культурних рослин у поживних речовинах, воді, повітрі і теплі. З цією метою на ґрунт, як основний засіб сільськогосподарського виробництва, впливають різними способами обробітку (оранка, поверхневий обробіток, внесення добрив тощо) з метою отримання найбільшого врожаю при мінімальних витратах праці [1, 2]. Як фізичне середовище, ґрунт складається із трьох основних фаз: твердої, рідкої (ґрунтова волога) і газоподібної (ґрунтове повітря). Специфічною частиною твердої фази ґрунту є гумус, який слугує однією із важливих класифікаційних ознак, він визначає потенційну родючість ґрунту і в значній мірі впливає на його фізичні та фізико-механічні властивості [3]. Рідка фаза складається, в основному, з водного розчину мінеральних і органічних солей та кислот, а газоподібна - з повітря, в якому містяться різні гази і пари води. Більшість фізичних, водних, фізико-механічних властивостей залежить від механічного складу, який в значній мірі визначає родючість ґрунту і енергоємність його механічного обробітку ґрунтообробними знаряддями [4, 5]. При проведенні наукових досліджень взаємодії робочих органів ґрунтообробних машин і знарядь з ґрунтом, зазвичай, застосовують класифікацію ґрунтів за механічним складом згідно досліджень Н.А. Качинського [6]. 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'янистості. Крім фізичного піску та фізичної глини, до класифікації входить додаткова характеристика, яка вказує кількість

кам'янистої (0,3-1 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 [7, 8, 9, 10].

Характер механічного складу визначає абразивні властивості ґрунту. Абразивні властивості ґрунтів проявляються в зношуванні робочих органів машин, яке залежить, головним чином, від механічного складу і вологості ґрунту [11]. 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. 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 [12, 13, 14].

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 [15].

Від механічного складу ґрунту залежать строки та спосіб обробітку ґрунту [16]. За даними А.С. Кушнарева [16] під вирощування певної культури стан ґрунту необхідно привести до стану оптимальної щільності. Спосіб обробітку ґрунту визначається реальним станом, що характеризується рівноважною його щільністю. Ґрунт із вмістом гумусу більше 4%, як правило, має рівноважну щільність, яка дорівнює оптимальній і практично не потребує обробітку [17].

Стан ґрунту на момент його обробітку суттєво впливає на енергетичні показники процесу. Наближені значення питомого опору ґрунтів різного механічного складу є такі [18]:

- 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.

Фізико-механічні і технологічні властивості складають досить складну систему показників, від яких залежить якість роботи ґрунтообробних машин і знарядь. Це зумовлює доцільність врахування вихідних характеристик при створенні нових конструкцій та дослідженні процесів взаємодії робочих органів ґрунтообробних знарядь із ґрунтовим середовищем [19, 20].

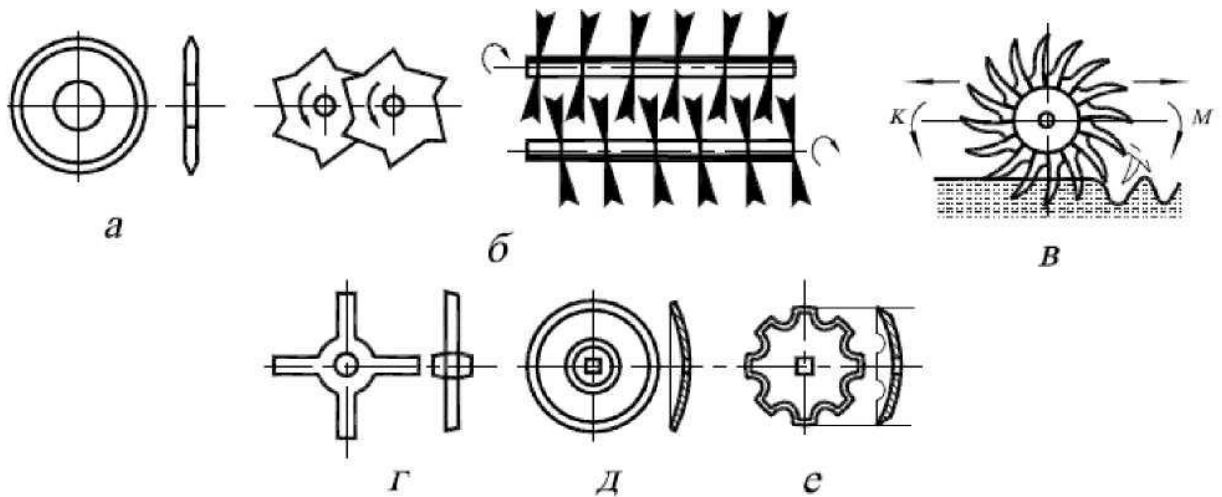
1.2 Аналіз конструкцій дискових робочих органів машин для обробітку ґрунту

У сучасних технологіях виробництва сільськогосподарських культур широкого розповсюдження набули машини і знаряддя з дисковими робочими органами [21]. Характерною ознакою дискових робочих органів є те, що вони в процесі роботи разом із машиною чи знаряддям здійснюють не тільки поступальний рух, а й обертальний - за рахунок сил зчеплення з ґрунтом.

За формою дискові робочі органи поділяються на: плоскі дискові, плоскі зірчасті, голчасті, хрестоподібні, дискові гофровані, сферичні дискові з суцільним лезом або вирізні (рис. 1.1).

Плоскі диски (рис. 1.1, а) застосовуються як дискові ножі плугів, а також робочих органів луцильників для обробітку ґрунтів, що схильні до вітрової ерозії. Ґрунт ними обробляється без обертання із збереженням стерні.

Плоскі зірчасті диски застосовуються у комбінованих агрегатах у вигляді батарей змонтованих у тандем - секції (рис. 1.1, б). Кожна секція має дві батареї плоских зірчастих дисків. Диски задньої батареї зміщені вбік і входять у проміжки між дисками переднього ряду [22].



а – плоский; б – зірчастий; в – голчастий; г – хрестоподібний; д – сферичний
з суцільним лезом; е – сферичний вирізний

Рисунок 1.1 - Типи дискових робочих органів

Зірчасті диски мають гострі і відігнуті вбік під невеликим кутом зуби, які під час роботи розрізають ґрунт, подрібнюють грудки, стерню, рослинні рештки та більш інтенсивно переміщують їх [23, 24].

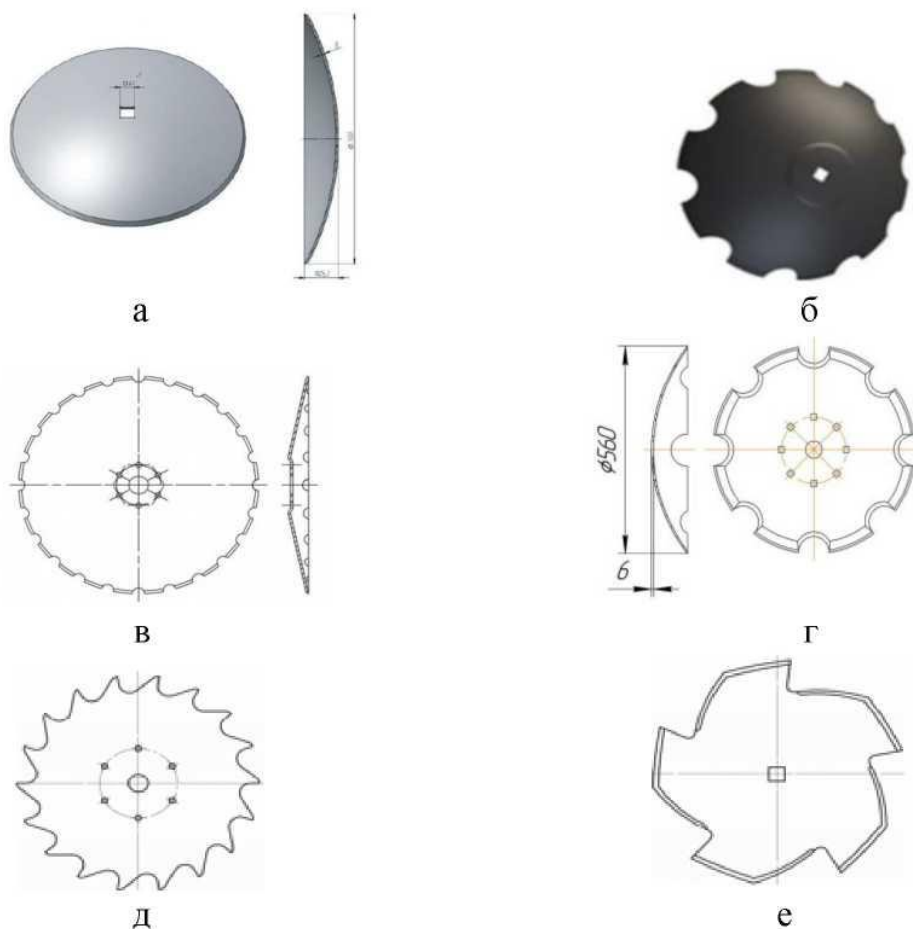
Голчасті диски являють собою диски із криволінійними (рис. 1.1, в) або прямолінійними зубами (голками). Під час роботи рух дисків голками спрямованими випуклим боком наперед (напрямок К) забезпечує малу глибину обробітку, а вгнутим боком (напрямок М) - глибоке інтенсивне розпушування ґрунту. Голчасті диски використовують у голчастих боролах у вигляді батарей, які розміщені на рамі в один або два ряди. Вони застосовуються для поверхневого розпушення ґрунту покритого стернею та іншими рослинними рештками, загортання насіння бур'янів, падалиці культурних рослин, вирівнювання мікронерівностей, передпосівного обробітку ґрунту, весняного боронування озимих культур, руйнування ґрунтової кірки та ін. [25].

Хрестоподібні диски являють собою ступицю з чотирма плоскими лопатками з різальними прямолінійними крайками (рис. 1.1, г). Хрестоподібні диски встановлюються на осі утворюючи секції, які кріпляться до рами роторних борін і застосовуються для розпушення ґрунту на глибину до 12 см, подрібнення стерні, рослинних решток, бур'янів і зароблення їх у ґрунт.

Найбільшого поширення у дискових знаряддях отримали робочі органи у

вигляді сферичних (вирізних або суцільних) дисків різного діаметру. Сферичні диски на сьогодні використовують у різних технологічних операціях: лушення стерні, основного обробітку ґрунту, окучуванні, нарізанні борозен, грядоутворенні тощо[26].

З метою більш якісної адаптації під конкретні агротехнічні вимоги на сучасних дискових знаряддях застосовують сферичні диски різного конструктивного виконання (рис. 1.2).



а - суцільний сферичний диск; б - диск з вирізами трапецоїдної форми («Ромашка»); в - диск конічної форми; г - сферичний диск з вирізами напівкруглої форми; д, е - диски з асиметричними вирізами

Рисунок 1.2 - Форми дисків ґрунтообробних знарядь

Суцільний сферичний диск (рис. 1.2, а) збільшеного діаметра (550 - 700 мм) застосовують при обробітку ґрунту на глибину до 14 см. Диски меншого діаметра

використовують при лущенні ґрунту на глибину до 6 см. Диски із суцільним лезом найбільш повно перерізають пожнивні рештки, але при підвищеній вологості ґрунту і глибині обробітку більше забиваються внаслідок прояву ефекту протягування з втратою обертів.

Вирізні диски (рис. 1.2,б) навіть при невеликому значенні діаметра більш якісно перерізають рослинні залишки, легше заглиблюються у ґрунт і мають більш якісне зчеплення з дном борозни, що виключає прояв ефекту протягування внаслідок стабільності частоти обертання дисків при виконанні процесу.

Певний інтерес представляють диски конічної форми (рис. 1.2, в). Характерна їх особливість полягає у сталості робочого кута (кут нахилу до горизонту дотичної до поверхні диска). Такі диски легко заглиблюються у ґрунт, але не забезпечують якісного кришення при збільшенні глибини обробітку, що обмежує можливість їх застосування.

Особливість конструкції дисків з асиметричним вирізами (рис. 1.2, е) полягає в тому, що лезо диска 1 виконане радіально по прямій лінії, а лезо 2, плавно переходячи у зовнішній діаметр 3, утворює лінію, що забезпечує різання з ковзанням.

Загальним недоліком усіх сферичних дисків є утворення потиличного тиску на лезі при зовнішньому заточуванні і опуклу зовнішню сферу, особливо при меншому куту атаки, що є однією з причин порушення курсової стійкості дискової борони.

Така багатофункціональність застосування дискових робочих органів пояснюється широким діапазоном встановлення дисків під кутом до напрямку руху (кут атаки α) і кута нахилу диска у подовжньо-вертикальній площині (кут установки диска β). Кількісні значення кутів α і β мають суттєвий вплив на конструктивні параметри диска (діаметр, радіус сфери, форма і кількість вирізів) та якість виконання технологічного процесу [27].

Слід відмітити, що останнім часом все більшої популярності набуває так званий вертикальний обробіток ґрунту із застосуванням в якості робочих органів турбодисків [26]. Сутність процесу полягає в тому, що вертикально встановлені

хвилясті турбодиски (колтери) діють на оброблюваний шар вертикально.

За рахунок хвилеподібної різальної кромки вони дрібнять пожнивні рештки, а розпушування ґрунту відбувається за рахунок утворення тріщин. Різновидів дисків досить багато, але конструктивно їх можна звести до двох (рис. 1.3), які отримали найбільшого застосування: з радіальними хвилями і хвилями під кутом до осі обертання.



Рисунок 1.3 - Хвилясті турбодиски

Виконаний аналіз конструктивного виконання дисків ґрунтообробних знарядь вказує на доцільність комплексного підходу при виборі їх параметрів. Не дивлячись на велику різноманітність типів дисків найбільш розповсюдженими на сьогодні залишаються сферичні диски. Слід також зазначити, що усі геометричні параметри сферичних дисків взаємопов'язані і разом визначають їх якісні і енергетичні показники виконання процесу.

1.3 Огляд конструкцій та аналіз досліджень стійок для незалежного кріплення дисків

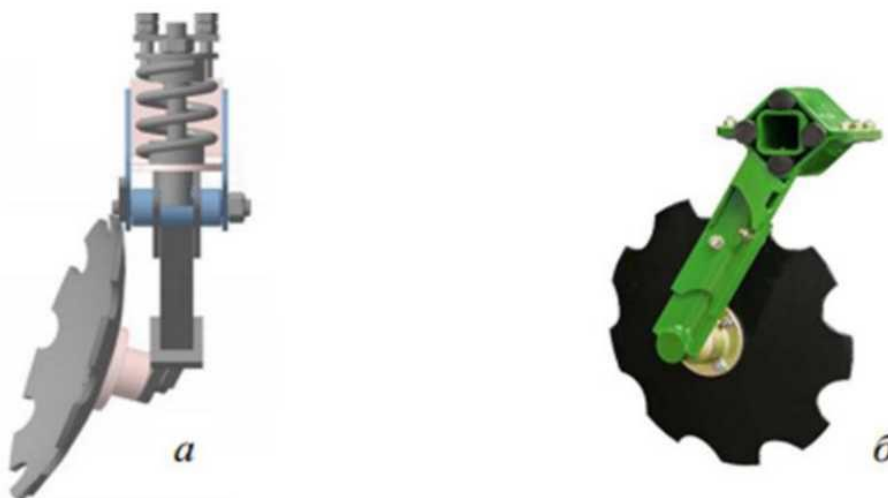
Особливістю сучасних дискових знарядь є застосування кріплення робочих органів до рами машини на індивідуальних жостких або пружних стійках, характеристики яких мають суттєвий вплив на якість та енергоємність виконання технологічного процесу дискування ґрунту.

Жосткі стійки у сучасних конструкціях використовують переважно на

легких дискаторах з діаметром дисків 450-510 мм при навантаженні 500-800 кг на метр ширина захвату знаряддя. Як компроміс, на деяких конструкціях застосовують жорсткі, але підпружинені стійки (рис. 1.4, а), або стійки кріплять до рами через еластичні гумові вставки (рис. 1.4, б). Особливість такого конструктивного рішення полягає у неможливості коливання в поперечно-вертикальній площині. Відмінність у роботі металевої пружини і гумової вставки полягає в тому, що гума має більший час релаксації, тому коливання будуть більш «м'якими».

Найбільш перспективним на сьогодні і найменш дослідженими є конструкції пружних стійок, які визначають ударно-вібраційний режим роботи дисків ґрунтообробного знаряддя. Застосування пружних стійок на сучасних дискаторах забезпечує можливість коливання робочого органу не тільки у повздовж-вертикальній площині, а й у всіх трьох площинах.

Відомі дослідження з обґрунтування параметрів пружних стійок кріплення робочих органів мають за мету підвищення ефективності функціонування дискових ґрунтообробних знарядь. При цьому основні напрямки досліджень стосуються встановлення раціональних конструктивних параметрів (форма, геометричні параметри тощо) та динамічних характеристик пружних стійок робочих органів, що зумовлюють забезпечення якісних та енергетичних показників виконання процесу.



а – підпружинена стійка; б – стійка на еластичних гумових вставках

Рисунок 1.4 - Підпружинені жорсткі стійки

Враховуючи, що особливістю конструкцій пружних стійок є наявність в них пружної частини, то різниця у конструктивному їх виконанні стосується, в основному, пружної частини, характерними ознаками якої є її форма і геометричні параметри. Ефективність їх застосування полягає в раціональному використанні автоколивань з частотами, близькими до власних коливань системи: ґрунт - робочий орган на пружній стійці.

Згідно з класифікацією С.Е. Федорова, за формою стійки робочих органів ґрунтообробних знарядь поділяються на S-подібні і С-подібні (рис. 1.5). Основні типи пружних стійок представлені на рис. 1.21 з виділеними на них характерними точками: перегину (Т.п), де кривизна стояка змінює свій знак; стиснення (Т.с) і розтягування (Т.р); приєднання стояка до рами; додатки робочого навантаження. Якщо з'єднати характерні точки прямими відрізками, то вийдуть еквівалентні форми стояків, які можуть бути нелінійно подібні.

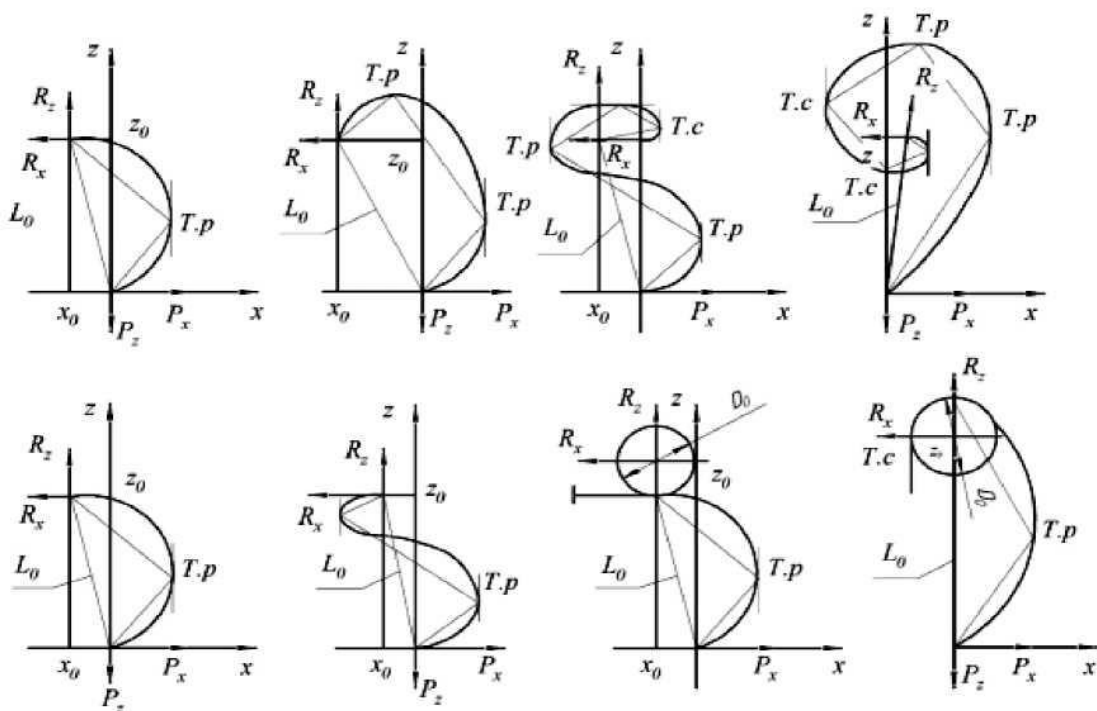


Рисунок 1.5 - Принципові схеми пружних стійок

Досліджуючи процес взаємодії робочого органу на пружній S-образній стійці з ґрунтом побудовано математичну модель, яка дозволяє визначати основні параметри стійки в широкому діапазоні зміни властивостей ґрунту.

Дослідженнями встановлено, що із зменшенням довжини пружної стійки збільшується її жорсткість, частота коливань при зменшенні сумарного максимального переміщення носка робочого органу, що сприяє якісному кришенню ґрунту.

Досліджуючи конструкції ґрунтообробних знарядь з кріпленням робочого органу на стійці з двома пружними елементами В.П. Базаровим встановлено, що стійкість коливань забезпечується за умови рівності середнього значення величини тягового опору та точки перегину характеристики пружних сил.

При цьому точка перегину характеристики пружних сил пружної стійки залежить від попереднього навантаження циліндричної пружини і може регулюватися в залежності від сил, що діють на робочий орган знаряддя:

$$P = q_{np} \cdot C', \quad (1.1)$$

де q_{np} - величина попереднього стиснення пружини;

C' - зведений коефіцієнт жорсткості пружини.

Дослідженнями Г.О. Рябцева встановлено, що використання пружних стійок робочих органів культиваторів дозволяє, у порівнянні із жорстким кріпленням, зменшити тяговий опір на 25-32 % та на 60-70 % зменшити залипання ґрунтом і на 10-15 % підвищити стійкість ходу робочих органів по глибині обробітку. Було доведено, що збільшення робочої швидкості зумовлює зменшення тягового опору, що пояснюється зростанням частоти сколювання ґрунту і певного запасу частоти коливання робочого органу ґрунтообробного знаряддя.

Процес взаємодії робочого органу знаряддя на пружній стійці з ґрунтом автором представлено в загальному вигляді наступним рівнянням:

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + \omega_0^2 = f(x), \quad (1.2)$$

де $n = \frac{a}{2m}$ - декремент коливань;

ω_0 - частота власних коливань системи;

$f(t) = \frac{F(t)}{m}$ - величина зовнішньої сили, що зведена до одиниці коливальної маси;
 $F(t)$ - опір ґрунту;
 m - коливальна маса системи.

В роботі встановлено, що величини зусилля, яке сприймається пружною стійкою робочого органу, менше ніж збурююче зусилля на величину «динамічної поправки»:

$$P = F(t) - F_g, \quad (1.3)$$

де F - «динамічна поправка», яка залежить від конструктивних параметрів стійки (жорсткості пружного елемента та коливальної маси) та властивостей ґрунту (частоти та величини зміни опору).

Збільшення жорсткості пружного елемента знижує величину динамічної поправки, тобто при $C \rightarrow \infty$ отримаємо $P = F(t)$.

Після сколювання ґрунту енергія пружної стійки знаряддя повністю (не враховуючи втрати в самій стійці) віддається робочому органу. При цьому величина кінетичної енергії визначається з наступного виразу:

$$W_K = \frac{m\omega_0^2 A^2}{4} [1 + \cos^2(\omega_0 t + \beta)], \quad (1.4)$$

де A - амплітуда відхилення робочого органу.

Із залежності (1.4) видно, що для збільшення кількості енергії, яка віддається стійкою робочого органу, доцільно збільшувати коливальну масу і знижувати жорсткість системи.

Кількісне зниження тягового опору з використанням пружної стійки визначається співвідношенням роботи, що виконується ґрунтообробними робочими органами з пружною та жорсткою стійкою. При цьому робота на пружній стійці представлена рівнянням:

$$\Delta A = F_{cp} \Delta l \cdot f' \cdot K_1 (1 + e^{-n t_1})^2, \quad (1.5)$$

де F_{cp} - середній опір ґрунту за одне коливання робочого органу;

Δl - відстань, пройдена робочим органом за одне коливання;

f' - кількість сколювань ґрунту на шляху Δl ;

K_1 - коефіцієнт, що показує вплив на ефект пружної стійки властивостей та стану ґрунтового середовища.

Автором також встановлено, що ефект пружної стійки щодо зниження тягового опору робочого органу підвищується за більш різкого сколювання ґрунту та вищої частоти сколювання. Одержані автором в роботі результати вказують на те, що збільшення глибини обробітку знижує ефект пружної стійки, тобто знижується частота сколювання ґрунту f та різко зростає коефіцієнт затухання коливань. Особливо це проявляється на легких піщаних ґрунтах, коли процес сколювання є мало помітним та зниження тягового опору робочого органу є незначним.

Для отримання означеного ефекту щодо зниження тягового опору необхідним є виконання наступної умови виконання процесу:

$$\omega_0 \geq (2,5 \div 4,0) f'. \quad (1.6)$$

Невиконання даної умови зумовлює відсутність коливального руху робочого органу ґрунтообробного знаряддя, коли він під дією ґрунтового середовища з положення рівноваги періодично здійснюватиме рух вперед не встигаючи здійснити відхилення назад під дією пружної стійки до наступного моменту сколювання ґрунту.

При цьому автором визначення рівномірності ходу по глибині обробітку виконано спрощено за оптимальною амплітудою коливань робочого органу. Для визначення величини відхилення робочого органу встановлено зв'язок між параметрами С-подібної стійки та діючими на неї зусиллями й відхиленнями з використанням інтегралу Мора:

$$\delta_x = \int \frac{M_F \cdot M_1}{E \cdot I} dy, \quad (1.7)$$

де M_F - згинаючий момент від горизонтальної складової опору ґрунту;

M_1 - момент від одиничної сили;

E - модуль пружності першого роду;

I - момент інерції перерізу стійки.

Експериментальними дослідженнями з застосуванням пружного кріплення робочих органів з С-подібною стійкою встановлено зниження на 28-32 % величини тягового опору при зниженні ефекту пружної підвіски при збільшенні глибини обробітку ґрунту.

Підтвердження зниження ефекту пружної стійки при збільшенні глибини обробітку отримано П. Н. Бурченком. Було встановлено, що пружні стійки кріплення робочих органів дозволяють одержати більш інтенсивне рихлення ґрунту при менших енергозатратах завдяки виникнення вібрації під час технологічної операції. Із збільшенням глибини обробітку ґрунту, вібрації пружних стійок згасають і відмінності при роботі жорстких і гнучких стійок в такому випадку не спостерігається.

Вирішуючи задачу підвищення ефективності функціонування дискових ґрунтообробних агрегатів, обґрунтовано конструктивні параметри та динамічні характеристики пружних стояків робочих органів дискатора.

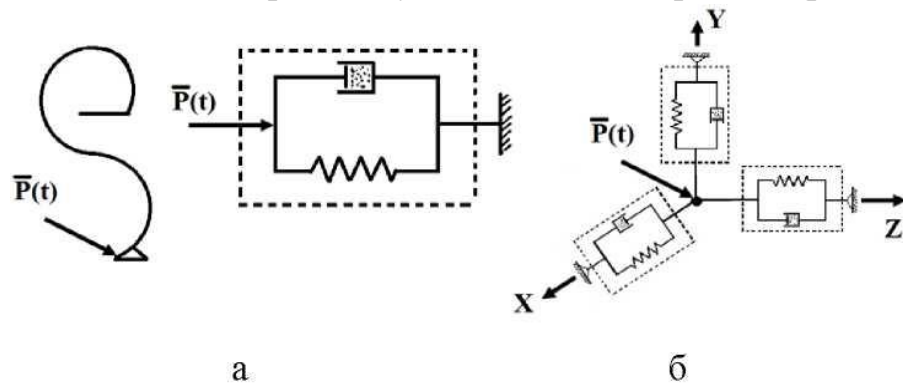
Було розроблено математичну модель руху пружної стійки зі сферичним диском, встановлено його конструкційні параметри і динамічні характеристики та їх вплив на коливання стійки з причин нестационарності технологічного процесу і зміни сили опору під час функціонування агрегату.

За результатами виконаних досліджень автором рекомендовані раціональні параметри пружних стійок дискових знарядь: жорсткість (2040 кН/м); зведені маса (100-300 Н); частота (1,6-4,0 і 3,5-7,0 Гц) та амплітуда (1,0-9,0 і 2,5 °) коливань. Встановлено, що застосування пружних стійок з визначеними параметрами, у порівнянні із типовою пружною стійкою, параметри якої обґрунтовано лише за функціональною необхідністю захисту робочого органу від перевантаження, дає

можливість зменшити енергоємність процесу обробітку на 7 % при дотриманні агротехнічних вимог обробітку ґрунту.

При цьому автором не розглянуто комплексно вплив на ефективність функціонування дискових робочих органів конструктивно-технологічних параметрів дискатора, в тому числі не досліджено стійкість руху дискового знаряддя із врахуванням рядності розміщення робочих органів та застосування додаткових елементів (прикочувальних котків).

В роботі Шевченко І.А. [28] розглянута неавтономна задача дії ґрунту на робочий орган. В першому наближенні робочий орган з S-подібною стійкою представлений як матеріальна точка з накладеними на неї пружно-в'язкими зв'язками, що співпадають з напрямками узагальнених координат (рис. 1.6).



а – постановка задачі; б – модель робочого органу

Рисунок 1.6 - Розрахункова схема неавтономної постановки задачі дії ґрунту на робочий орган [28]

Зведена маса визначається способом механічного довантаження [28]:

$$m_{зв} = \frac{m_1}{\left| \frac{W_0}{W_i} \right|^2 - 1} \quad (1.8)$$

де m_1 - маса довантаження;

W_0 - частота власних коливань пружної стійки без довантаження;

W_i - частота власних коливань пружної стійки з довантаженням.

З аналізу спектральної щільності тягового опору дійшов висновку, що випадкову функцію опору руху робочого органу в ґрунтовому середовищі можна

замінити гармонічною функцією чи сумою двох, трьох гармонічних функцій.

$$P(t) = q_1 \cos w_1 t + q_2 \cos w_2 t + q_3 \cos w_3 t \quad (1.9)$$

Жорсткість S-подібних стійок апроксимується кубічною параболою у такому вигляді:

$$F = aq + bq^3 \quad (1.10)$$

де a - коефіцієнт жорсткості, що пов'язує лінійну деформацію з прикладеною силою;

b - коефіцієнт жорсткості, що відображає нелінійність зв'язку відновлювальної сили з переміщенням.

На основі теорії нелінійних задач статки тонких стержнів, розроблено аналітичний метод визначення характеристики відновної сили стояка ґрунтообробного знаряддя будь-якої конфігурації. Для аналітичного визначення відновної сили проєктована стійка будь-якої конфігурації розбивають на ряд відрізків, прямих і дуг з певним радіусом. Диференціальне рівняння пружної лінії для таких відрізків має такий вигляд:

$$\frac{d^2 \varepsilon}{d\varepsilon^2} = \frac{P}{H} \sin \varepsilon, \quad \begin{aligned} dx' &= ds \cos \varepsilon \\ dy' &= ds \sin \varepsilon \end{aligned} \quad (1.11)$$

Загальні формули для одержання координат переміщуваного кінця відрізка (пружної стійки) мають вигляд:

$$\frac{x' - x'_0}{L} = \frac{2}{k\beta} [E(\psi) - E(\psi_0)] - \left(\frac{2}{k^2} - 1 \right) S / L \quad (1.12)$$

$$\frac{y' - y'_0}{L} = \frac{2}{k\beta} [\lambda(\psi_0) - \lambda(\psi)]$$

де $E(\psi) = \int_0^{\psi} \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \phi} d\phi$ - еліптичний інтеграл другого роду, обчислений як

$$E(\phi) = \int_0^{\phi} \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \phi} d\phi \quad i \quad E(k) = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - k^2 \cos^2 \phi} d\phi, \quad (0 \leq \phi \leq \pi/2) \quad (1.13)$$

де $E(k)$ - повний еліптичний інтеграл другого роду.

Значення $E(\phi)$ і $E(k)$ даються в довідкових таблицях для відомих значень ϕ і k .

Частота коливань, що забезпечує оптимальне використання енергії на кришення ґрунту, становить 12,1 Гц, а амплітуда - 9,5 мм [43].

В [29] вторами вирішувалася задача розрахунку напружено- деформованого стану пружної стійки дискової борони з наступною оптимізацією її геометричних параметрів (рис. 1.7).

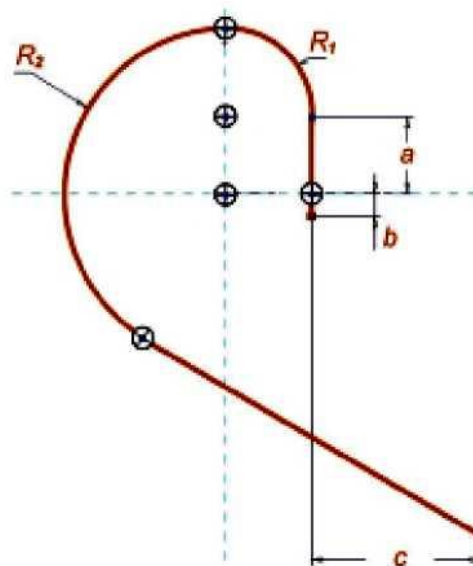


Рисунок 1.7 - Схема пружної стійки дискового знаряддя

В якості цільової функції F авторами обрано рівень мінімізації максимальних еквівалентних напружень

$$F(R_1, R_2) = \max \sigma_n(R_1, R_2) \Rightarrow \min \quad (1.14)$$

при обмеженні на величину радіусів

$$\begin{aligned} R_1 &\geq R_{1\min}, & R_1 &\leq R_{1\max}; \\ R_2 &\geq R_{2\min}, & R_2 &\leq R_{2\max}, \end{aligned} \quad (1.15)$$

де a - величина максимальних еквівалентних напружень;

R_{1s} R_2 - варійовані параметри (радіуси кривизни утворюваної стійки);

$R_{1\min}$, $R_{1\max}$, $R_{2\max}$ - граничні значення варійованих параметрів.

Задача оптимізації зводилася до задач безумовної мінімізації з використання штрафної функції. Задачі (1.14), (1.15) представлені у такому виді

$$F^*(R_1, q_1, q_2) = \max P_n(R_1) + r \sum_{i=1}^2 q_i^2 \Rightarrow \min, \quad (1.16)$$

або

$$F^*(R_1, R_2, q_1, q_2, q_3, q_4) = \max P_n(R_1) + r \sum_{i=1}^4 q_i^2 \Rightarrow \min, \quad (1.17)$$

де

$$q_i = \begin{cases} q_i, & q_i < 0, \\ 0, & q_i \geq 0, \end{cases} \quad (1.18)$$

r - штрафний множник, а обмеження нерівності (1.15) мають вигляд:

$$\begin{aligned} q_1 &= R_1 - R_{1\min} \geq 0, & q_2 &= R_{1\max} - R_1 \geq 0, \\ q_3 &= R_2 - R_{2\min} \geq 0, & q_4 &= R_{2\max} - R_2 \geq 0. \end{aligned} \quad (1.19)$$

а задача оптимізації зводиться до задачі безумовної мінімізації функцій (1.18), (1.19).

Для розрахункової схеми в тривимірній постановці вирішена задача визначення НДС з врахуванням граничних умов в зоні кріплення стійки до рами. Одержані результати розрахунків (табл. 1.1) вказують на те, що обґрунтовані геометричні параметри пружної стійки зумовлюють зменшення на 35% максимальних еквівалентних напружень.

Таблиця 1.1 - Результати розрахунків геометричних параметрів пружної стійки

Параметри	Вихідні значення	Оптимальні значення
R1	80 мм	95 мм
R2	150 мм	185 мм
σ	700 МПа	450 МПа

При цьому авторами не наведено експериментальне підтвердження отриманих результатів ефективності застосування пружних стійок на дискових ґрунтообробних знаряддях, зокрема, вплив на якісні та енергетичні показники роботи.

Виконаний аналіз відомих досліджень взаємодії дискових робочих органів свідчить про відсутність достатньо адекватних моделей зв'язку параметрів та режимів їх роботи, що стримує створення нових ефективних технічних засобів для конкретних умов обробітку ґрунту. Це спонукає до проведення подальших досліджень в напрямку підвищення якості роботи дискових знарядь та зменшення витрат на виконання технологічного процесу дискування ґрунту.

1.4 Висновки з розділу.

На підставі проведеного аналізу можна зробити наступні висновки:

1. Дискування є однією з основних операцій забезпечення утворення оптимального структурно-агрегатного складу ґрунту та подрібнення рослинних решток у сучасних технологіях виробництва сільськогосподарських культур.

2. Одним із способів підвищення ефективності функціонування дискових робочих органів є застосування пружних стійок кріплення їх до рами дискаторів, що зумовлює колильний рух робочих органів в ґрунтовому середовищі при

виконанні технологічного процесу.

3. Суттєвий вплив на якість виконання і енергоємність процесу поверхневого обробітку ґрунту має стійкість руху дискових робочих органів по глибині, що зумовлюється конструктивно-технологічними параметрами дискового знаряддя.

4. Аналіз результатів відомих досліджень процесів дискування ґрунту, відповідних способів і конструкцій також встановлено, що для забезпечення ефективності взаємодії з ґрунтом та якісного виконання процесу при мінімальних енерговитратах дискові робочі органи на пружних стійках повинні забезпечувати рівномірність обробітку по глибині.

2 ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

Кожна з представлених моделей використовується окремо одна від одної, що призводить лише до однобічного розгляду поставленої науково-технічної задачі. Тому для їх доповнення і узагальнення запропоновано виконати наступні задачі:

1. Дослідити рух частинки ґрунту по увігнутій сферичній поверхні робочого органу дискатора та визначити лінію контакту ґрунтового середовища із нею.

2. Визначити площу контакту ґрунтового середовища із поверхнею робочого органу дискатора.

3. Враховуючи напруження, що виникають в ґрунтовому середовищі при дії на нього дискового робочого органу, визначити складові відповідної сили опору.

Нехай P - частинка ґрунту масою m_p , що здійснює рух по поверхні дискового робочого органу, який представляється двовимірною сферою радіусом R з центром в точці O , що обмежена колом діаметром d з центром в точці O' (рис. 2.1)..

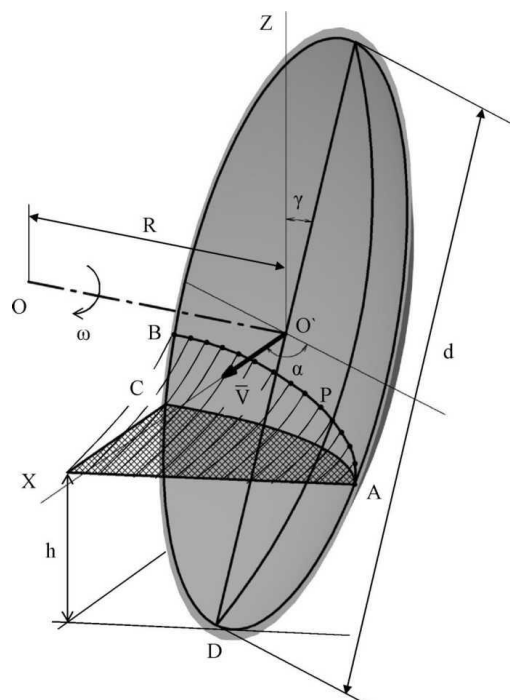


Рисунок 2.1 - Розрахункова схема робочого органу диска тора

Дисковий робочий орган виконує поступовий рух вздовж вісі $O'X$ зі швидкістю V і обертовий - вздовж вісі $O'O$ з кутовою швидкістю ω . Площина

дискового робочого органу знаходиться під кутом до напрямку його руху $O'X$ (кут атаки α) і під кутом до вертикальної осі OZ (кут нахилу γ). Кут між віссю $O'O$ складає з віссю Oz кут $(90^\circ - \gamma)$. Глибина обробітку ґрунту складає h , яка визначається від нижньої точки D дискового робочого органу до горизонтальної поверхні ґрунту ACX

Під час взаємодії поверхні робочого органу дискатора із ґрунтовим середовищем виникає лінія їх контакту AB (рис. 2.1), на якій спостерігається положення рівноваги частинок ґрунту. Лінія AC характеризує горизонтальну площину перетину поверхні робочого органу дискатора із горизонтальною поверхнею ґрунтового середовища. Зміщення ґрунту від лінії AC до лінії AB відбувається під дією сили підпору шару ґрунту, що напливає на дисковий робочий орган, і відцентровою силою та силою Коріоліса, що виникають в результаті його обертання. При цьому контакт ґрунтового середовища із поверхнею робочого органу дискатора відбувається за криволінійною поверхнею $ABCD$.

Радіус R сфери можна визначити за формулою:

$$R = \frac{d}{2 \sin \zeta}, \quad (2.1)$$

де ζ - половина кута при вершині сектора дискового робочого органу, $^\circ$:

Модуль вектора кутової швидкості частинки, що знаходиться на диску, згідно досліджень [27] визначається залежністю

$$\omega = \frac{2V}{\mu d \cos \alpha \cos \gamma}, \quad (2.2)$$

де μ - коефіцієнт ковзання диску при його обертанні.

Розглянемо процес переміщення частинка ґрунту P масою m_p по поверхні робочого органу дискатора. Для цього введемо абсолютну систему координат $Oxyz$, в якій площина Oxy є горизонтальною, а третя вісь Oz спрямована вертикально вгору (рис. 2.2).

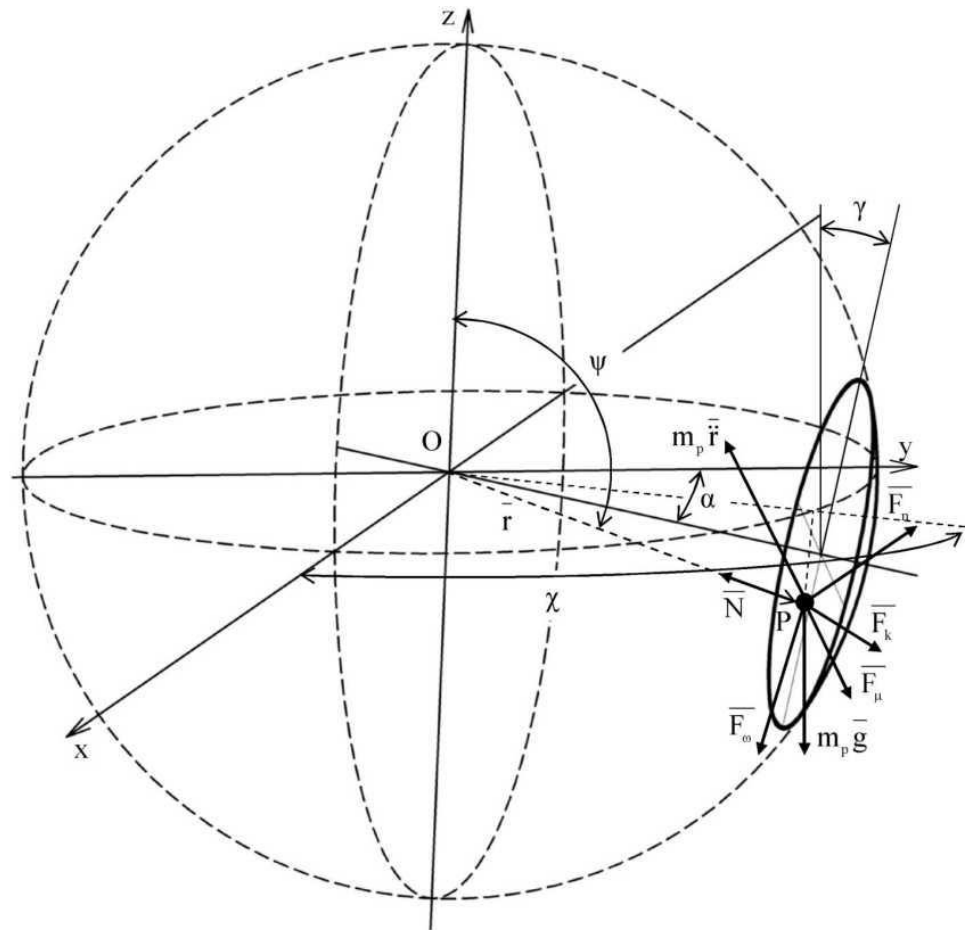


Рисунок 2.2 - Схема сил, що діють на частинку ґрунту в точці P на сфері, що задається сферичними координатами ($y, \%$).

Відстань від початку координат до частинки ґрунту будемо задавати радіус-вектором $\bar{r}$. На частинку ґрунту масою m_p діють:

- сила інерції $m_p \bar{\ddot{r}}$;
 - сила тяжіння $m_p \bar{g}$;
 - сила Коріоліса $\bar{F}_k = -2m_p [\bar{\omega}, \dot{\bar{r}}]$;
 - сила реакції поверхні диску $\bar{N}$;
 - сила тертя ковзання $\bar{F}_\mu = \mu |\bar{N}| \frac{\dot{\bar{r}}}{|\dot{\bar{r}}|}$;
 - відцентрова сила $\bar{F}_\omega = m_p \bar{\omega} \cdot \bar{r}$;
 - сила підпору шару ґрунту [49] $\bar{F}_n = m_p \frac{q}{\rho} \left(1 - \frac{\dot{\bar{r}}}{V} \right)$,
- де q – коефіцієнт об'ємного стиску ґрунту, Н/м³;

ρ - об'ємна вага ґрунту, кг/м³.

Будемо встановлювати положення точки на сфері за допомогою сферичних кутів ψ і χ : $\psi_{\min} \leq \psi \leq \psi_{\max}$, $\chi_{\min} \leq \chi \leq \chi_{\max}$ (рис. 2.2), де

$$\psi_{\min} = \frac{\pi}{2} + \gamma - \zeta = \frac{\pi}{2} + \gamma - \arcsin \frac{d}{2R}, \quad (2.3)$$

$$\psi_{\max} = \frac{\pi}{2} + \gamma + \zeta = \frac{\pi}{2} + \gamma + \arcsin \frac{d}{2R}, \quad (2.4)$$

$$\chi_{\min} = \frac{\pi}{2} + \alpha - \zeta = \frac{\pi}{2} + \alpha - \arcsin \frac{d}{2R}, \quad (2.5)$$

$$\chi_{\max} = \frac{\pi}{2} + \alpha + \zeta = \frac{\pi}{2} + \alpha + \arcsin \frac{d}{2R}. \quad (2.6)$$

Абсолютна швидкість $\mathbf{v}$ частинки ґрунту Р у сферичних координатах записується як

$$\overline{\mathbf{v}} = v_{\psi} \overline{\mathbf{e}_{\psi}} + v_{\chi} \overline{\mathbf{e}_{\chi}}, \quad (2.7)$$

де $v_{\psi} = R\dot{\psi}$, $v_{\chi} = R \sin \psi \dot{\chi}$ – проекції швидкості частинки ґрунту Р у сферичних координатах, м/с;

$\overline{\mathbf{e}_{\psi}}, \overline{\mathbf{e}_{\chi}}$ - одиничні вектори сферичних координат.

Швидкість частинки ґрунту Р відносно диска, що обертається, набуває вигляду

$$\overline{\mathbf{v}'} = v'_{\psi} \overline{\mathbf{e}_{\psi}} + v'_{\chi} \overline{\mathbf{e}_{\chi}}, \quad (2.8)$$

$$\text{де } v'_{\psi} = R\dot{\psi} + R\omega \sin(\pi/2 - \gamma) \sin \chi = R\omega \cos \gamma \sin \chi,$$

$$\begin{aligned} v'_{\chi} &= R \sin \psi \dot{\chi} + R\omega \sin(\pi/2 - \gamma) \cos \chi \cos \psi - R\omega \cos(\pi/2 - \gamma) \sin \psi = \\ &= R \sin \psi \dot{\chi} + R\omega \cos \gamma \cos \psi \cos \chi - R\omega \sin \gamma \sin \psi. \end{aligned}$$

У координатах (ψ, χ) рівняння ковзання частинки ґрунту Р по сфері залишимо у вигляді

$$\begin{cases}
m_p R(-\sin^2 \psi \ddot{\chi} - \dot{\psi}^2) = -m_p g \cos \psi + N, \\
m_p R(\ddot{\psi} - \sin \psi \dot{\chi}^2) = m_p g \sin \psi + m_p \frac{q}{\rho} \left(1 - \frac{R \dot{\psi} + R \omega \cos \gamma \sin \chi}{V} \right) \\
- \mu N (R \dot{\psi} + R \omega \cos \gamma \sin \chi) \div \\
\div \sqrt{(R \dot{\psi} + R \omega \cos \gamma \sin \chi)^2 + (R \sin \psi \dot{\chi} - R \omega \sin \gamma \sin \psi + R \omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)^2} \\
m_p R(\sin \psi \ddot{\chi} + 2 \dot{\chi} \dot{\psi} \cos \psi) = \\
= m_p \frac{q}{\rho} \left(1 - \frac{R \sin \psi \dot{\chi} - R \omega \sin \gamma \sin \psi + R \omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi}{V} \right) - \\
- \mu N (R \sin \psi \dot{\chi} - R \omega \sin \gamma \sin \psi + R \omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi) \div \\
\div \sqrt{(R \dot{\psi} + R \omega \cos \gamma \sin \chi)^2 + (R \sin \psi \dot{\chi} - R \omega \sin \gamma \sin \psi + R \omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)^2}.
\end{cases} \quad (2.9)$$

Перше рівняння системи (2.9), що виражає проекцію рівнянь Ньютона на нормаль до поверхні сфери, дозволить знайти нормальну реакцію N . Друге і третє рівняння системи (2.9) задають рух в проекції на осі з одиничними векторами $\bar{e}_\psi$, $\bar{e}_\chi$.

Для визначення положення рівноваги частинки ґрунту щодо абсолютного простору покладемо для цього $\dot{\psi} = 0$ і $\dot{\chi} = 0$:

$$\begin{cases}
0 = -m_p g \cos \psi + N, \\
0 = m_p g \sin \psi + m_p \frac{q}{\rho} \left(1 - \frac{R \omega \cos \gamma \sin \chi}{V} \right) - \\
- \frac{\mu N R \omega \cos \gamma \sin \chi}{\sqrt{(R \omega \cos \gamma \sin \chi)^2 + (-R \omega \sin \gamma \sin \psi + R \omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)^2}}, \\
0 = m_p \frac{q}{\rho} \left(1 - \frac{-R \omega \sin \gamma \sin \psi + R \omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi}{V} \right) - \\
- \frac{\mu N (-R \omega \sin \gamma \sin \psi + R \omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)}{\sqrt{(R \omega \cos \gamma \sin \chi)^2 + (-R \omega \sin \gamma \sin \psi + R \omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)^2}}.
\end{cases} \quad (2.10)$$

Виражаючи з першого рівняння системи N і підставляючи в друге і третє отримуємо

$$\left\{ \begin{array}{l} N = m_p g \cos \psi, \\ 0 = m_p g \sin \psi + m_p \frac{q}{\rho} \left(1 - \frac{R \omega \cos \gamma \sin \chi}{V} \right) - \\ \quad - \frac{\mu m_p g \cos \psi R \omega \cos \gamma \sin \chi}{\sqrt{(R \omega \cos \gamma \sin \chi)^2 + (-R \omega \sin \gamma \sin \psi + R \omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)^2}}, \\ 0 = m_p \frac{q}{\rho} \left(1 - \frac{-R \omega \sin \gamma \sin \psi + R \omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi}{V} \right) - \\ \quad - \frac{\mu m_p g \cos \psi (-R \omega \sin \gamma \sin \psi + R \omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)}{\sqrt{(R \omega \cos \gamma \sin \chi)^2 + (-R \omega \sin \gamma \sin \psi + R \omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)^2}}. \end{array} \right. \quad (2.11)$$

Перетворивши рівняння (2.11) і підставивши (2.2) маємо

$$\left\{ \begin{array}{l} \sin \psi + \frac{q}{\rho g} \left(1 - \frac{\sin \chi}{\mu \cos \alpha \sin \zeta} \right) = \\ \quad = \frac{\mu \cos \psi \cos \gamma \sin \chi}{\sqrt{(\cos \gamma \sin \chi)^2 + (\cos \gamma \cos \psi \sin \chi - \sin \gamma \sin \psi)^2}}, \\ \frac{q}{\rho g} \left(1 - \frac{\cos \gamma \cos \psi \sin \chi - \sin \gamma \sin \psi}{\mu \cos \alpha \cos \gamma \sin \zeta} \right) = \\ \quad = \frac{\mu \cos \psi (\cos \gamma \cos \psi \sin \chi - \sin \gamma \sin \psi)}{\sqrt{(\cos \gamma \sin \chi)^2 + (\cos \gamma \cos \psi \sin \chi - \sin \gamma \sin \psi)^2}}. \end{array} \right. \quad (2.12)$$

Систему рівнянь (2.11) відносно y і x будемо вирішувати в програмному пакеті Mathematica (Додаток А). Приймаючи $g = 9,8 \text{ м/с}^2$, $q = 1,3 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$ [65]; $p = 1340 \text{ кг/м}^3$; $\alpha = 15^\circ$; $\gamma = 10^\circ$; $d = 0,4 \text{ м}$; $R = 0,66 \text{ м}$; $h = 0,1 \text{ м}$ отримуємо графічну інтерпретацію дискового робочого органу і лінії контакту з ґрунтовим середовищем (рис. 3). При цьому рівняння лінії контакту можна представити, як в

параметричному так і в звичайному вигляді:

$$\begin{cases} x(t) = -0,320752 + 0,000978761t + 8,63534 \cdot 10^{-6}t^2 - 2,2426 \cdot 10^{-8}t^3, \\ y(t) = 0,542752 + 0,000708602t + 1,12761 \cdot 10^{-6}t^2 - 1,46553 \cdot 10^{-8}t^3, \\ z(t) = -0,179942 - 0,00023068t + 2,1464 \cdot 10^{-6}t^2 - 1,19451 \cdot 10^{-8}t^3; \end{cases} \quad (2.13)$$

$$z(x, y) = 0,719908 + 1,45223x + 2,57464x^2 - 5,72681y - 2,29588xy + 6,77665y^2. \quad (2.14)$$

Статистична обробка рівняння (2.13) приведена в таблиці 2.1.

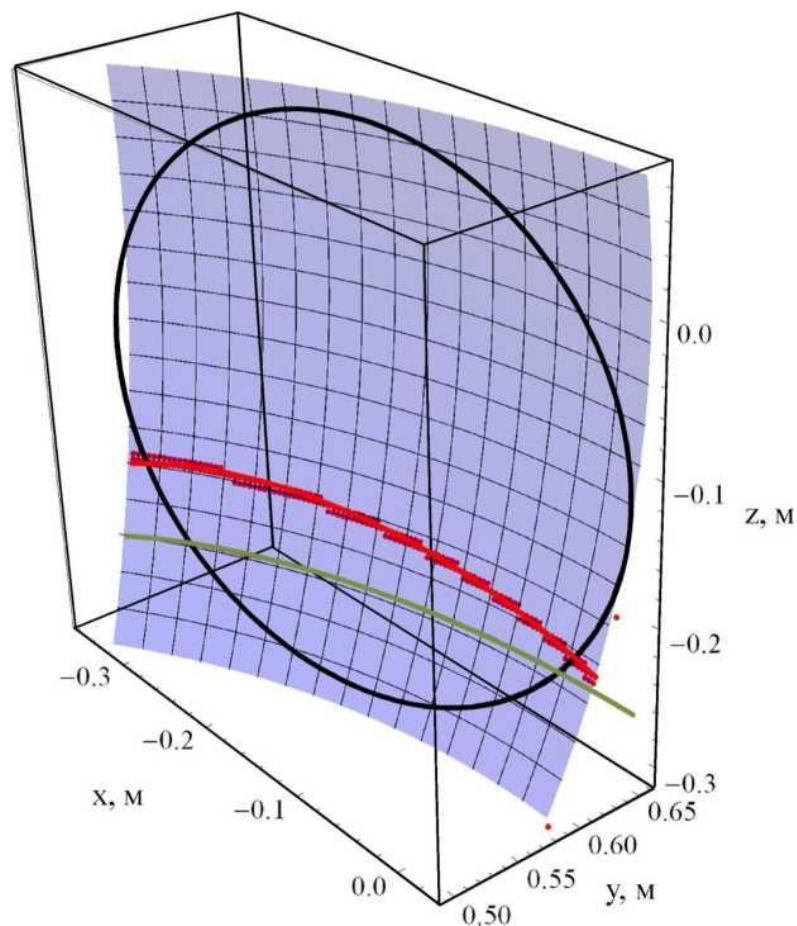


Рисунок 2.3 - Графічна інтерпретація дискового робочого органу і лінії контакту з ґрунтовим середовищем

Таблиця 2.1 - Статистична обробка рівняння (2.13)

Коефіцієнт	Значення	Стандартна похибка	Коефіцієнт Стьюдента	P-значення
a_{00}	0,719908	0,120543	5,97222	$1,14766 \cdot 10^{-8}$
a_{10}	1,45223	0,094488	15,3694	$4,64448 \cdot 10^{-35}$
a_{20}	-5,72681	0,403213	-14,203	$1,39588 \cdot 10^{-31}$
a_{12}	-2,29588	0,147059	-15,612	$8,85312 \cdot 10^{-36}$
a_{11}	2,57464	0,0407289	63,2139	$1,30433 \cdot 10^{-128}$
a_{22}	6,77665	0,336936	20,1125	$9,6213 \cdot 10^{-49}$

Для знаходження площі контакту ґрунтового середовища і робочого органу дискатора скористаємося формулою:

$$S = \iint_{ABCD} \sqrt{1 + \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)^2} dx dy \quad (2.15)$$

де ABCD - фігура що обмежена лініями: рівнянням (2.13) і колом діаметром d із центром в точці:

Тоді рівняння нижньої частини зазначеного кола має вигляд:

$$\begin{aligned} x_c &= R \sin\left(\frac{\psi_{\max} + \psi_{\min}}{2}\right) \cos\left(\frac{\chi_{\max} + \chi_{\min}}{2}\right), \\ y_c &= R \sin\left(\frac{\psi_{\max} + \psi_{\min}}{2}\right) \sin\left(\frac{\chi_{\max} + \chi_{\min}}{2}\right), \\ z_c &= R \cos\left(\frac{\psi_{\max} + \psi_{\min}}{2}\right). \end{aligned} \quad (2.16)$$

$$z = -\sqrt{\frac{d^2}{4} - \left(x - R \sin\left(\frac{\psi_{\max} + \psi_{\min}}{2}\right) \cos\left(\frac{\chi_{\max} + \chi_{\min}}{2}\right) \right)^2} + \\ + \sqrt{\left(x - R \sin\left(\frac{\psi_{\max} + \psi_{\min}}{2}\right) \sin\left(\frac{\chi_{\max} + \chi_{\min}}{2}\right) \right)^2} + R \cos\left(\frac{\psi_{\max} + \psi_{\min}}{2}\right). \quad (2.17)$$

З використанням програми Mathematica було проведено варіювання глибини обробітку ґрунту h від 0,03 м до 0,12 м, кута атаки α і кута нахилу у робочого органу дискатора в діапазоні від 0° (0 рад) до 30° ($\pi/6$ рад) і визначені значення площі контакту S . Апроксимуючі отримані дані отримано рівняння регресії другого порядку для двох факторів (рис. 2.4):

$$S(h, \alpha, \gamma) = -0,00185791 + 0,224608h + 0,572986h^2 + 0,00433771\beta + \\ + 0,108132h\alpha + 0,0111632\alpha^2 + 0,00143915\gamma + 0,0182h\gamma + \\ + 0,00197823\alpha\gamma - 0,000297924\gamma^2. \quad (2.18)$$

Статистична обробка рівняння (2.17) приведена в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 - Статистична обробка рівняння (2.17)

Коефіцієнт	Значення	Стандартна похибка	Коефіцієнт Стьюдента	P-значення
a_{00}	- 0,00185791	0,000166343	- 11,1691	$1,10204 \cdot 10^{-18}$
a_{10}	0,224608	0,00268961	83,5094	$4,57602 \cdot 10^{-87}$
a_{20}	0,00433771	0,000684907	6,33328	$9,24664 \cdot 10^{-9}$
a_{30}	0,00143915	0,000684907	2,10124	0,0384153
a_{12}	0,108132	0,00339325	31,8668	$8,3658 \cdot 10^{-51}$
a_{13}	0,0182	0,00339325	5,36361	$6,26894 \cdot 10^{-7}$
a_{23}	0,00197823	0,000922209	2,1451	0,0346382
a_{11}	0,572986	0,0156067	36,7141	$6,02784 \cdot 10^{-56}$
a_{22}	0,0111632	0,00110225	10,1276	$1,55186 \cdot 10^{-16}$
a_{33}	- 0,000297924	0,00110225	- 0,270287	0,787558

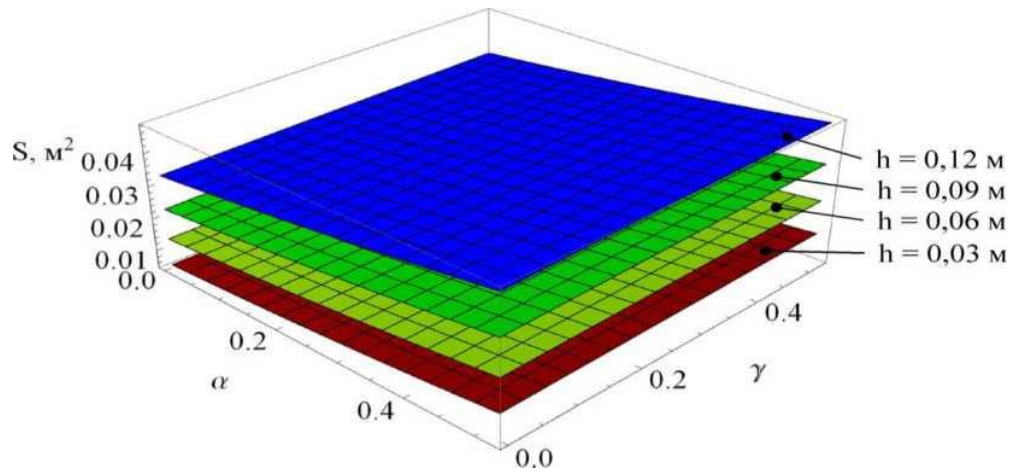


Рисунок 2.4 - Залежність площі контакту ґрунтового середовища і робочого органу дискатора від його кутів атаки α і нахилу γ та глибини обробітку ґрунту h

Для визначення сили опору ґрунтового середовища при дії на нього дискового робочого органу використаємо результати досліджень Гуцола О. П. і Ковбаси В. П. [29], а саме аналітичні залежності компонентів нормальних напружень для пружно-в'язко-пластичного ґрунтового середовища:

$$\sigma_x = \frac{2}{9} \mu \left(3e^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}} (2\dot{\varepsilon}_x - \dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_z) - \frac{e^{K_2(1+\nu)}(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right) \quad (2.19)$$

$$\sigma_y = \frac{2}{9} \mu \left(3e^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}} (2\dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_x - \dot{\varepsilon}_z) - \frac{e^{K_2(1+\nu)}(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right) \quad (2.20)$$

$$\sigma_z = \frac{2}{9} \mu \left(3e^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}} (2\dot{\varepsilon}_z - \dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_x) - \frac{e^{K_2(1+\nu)}(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right) \quad (2.21)$$

$$K_2 = \frac{27L(-1+2\nu) \left(\tau_0 \cos \kappa + \frac{2e^{K_1} \mu(1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z) \sin \kappa}{9-18\nu} \right)}{4\sqrt{2\mu(1+\nu)} \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}} (-3+\sin \kappa)} \quad (2.22)$$

$$K_1 = \frac{EL}{\mu(1+\nu)\sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}}} \quad (2.23)$$

де $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ - компоненти напружень, Па;

$\dot{\epsilon}_x, \dot{\epsilon}_y, \dot{\epsilon}_z$ - компоненти швидкостей відносних деформацій, 1/с;

ν - коефіцієнт Пуассона;

E - модуль пружності лінійних деформацій, Па;

μ - коефіцієнт в'язкості зсувних деформацій, Пас;

k - коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту;

τ_0 - напруження початкового зсуву ґрунту, Па;

L - відстань, на якій затухає хвиля напружень у ґрунті, м;

ρ - щільність ґрунту, кг/м³.

Проекцію сили опору на вісі Ox, Oy, Oz можна визначити за формулами:

$$F_x = \iint_{ABCD} \sigma_x dydz \quad (2.24)$$

$$F_y = \iint_{ABCD} \sigma_y dx dz \quad (2.25)$$

$$F_z = \iint_{ABCD} \sigma_z dx dy \quad (2.26)$$

де ABCD - фігура, що обмежена лініями: рівнянням (13) і (16)

Для переводу декартових координат у сферичні використовується наступні залежності:

$$\begin{aligned} x &= R \sin \psi \cos \chi, \\ y &= R \sin \psi \sin \chi, \\ z &= R \cos \psi. \end{aligned} \quad (2.27)$$

Для похідних за часом і диференціалів отримуємо:

$$\begin{aligned}
\dot{x} &= R\dot{\psi} \cos \psi \cos \chi - R\dot{\chi} \sin \psi \sin \chi, \\
\dot{y} &= R\dot{\psi} \cos \psi \sin \chi + R\dot{\chi} \sin \psi \cos \chi, \\
\dot{z} &= -R\dot{\psi} \sin \psi.
\end{aligned} \tag{2.28}$$

$$\begin{aligned}
dx &= R \cos \psi \cos \chi d\psi - R \sin \psi \sin \chi d\chi, \\
dy &= R \cos \psi \sin \chi d\psi + R \sin \psi \cos \chi d\chi, \\
dz &= -R \sin \psi d\psi.
\end{aligned} \tag{2.29}$$

Враховуючи, що $\dot{\varepsilon}_x = \frac{\dot{x}}{L}, \dot{\varepsilon}_y = \frac{\dot{y}}{L}, \dot{\varepsilon}_z = \frac{\dot{z}}{L}$ отримуємо:

$$\begin{aligned}
2\dot{\varepsilon}_x - \dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_z &= \frac{1}{L} (2R\dot{\psi} \cos \psi \cos \chi - 2R\dot{\chi} \sin \psi \sin \chi - \\
&- R\dot{\psi} \cos \psi \sin \chi - R\dot{\chi} \sin \psi \cos \chi + R\dot{\psi} \sin \psi), \\
2\dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_x - \dot{\varepsilon}_z &= \frac{1}{L} (2R\dot{\psi} \cos \psi \sin \chi + 2R\dot{\chi} \sin \psi \sin \chi - \\
&- R\dot{\psi} \cos \psi \cos \chi + R\dot{\chi} \sin \psi \sin \chi + R\dot{\psi} \sin \psi), \\
2\dot{\varepsilon}_z - \dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_x &= \frac{1}{L} (2R\dot{\psi} \sin \psi - 2R\dot{\psi} \cos \psi \cos \chi + R\dot{\chi} \sin \psi \sin \chi - \\
&- R\dot{\psi} \cos \psi \sin \chi + R\dot{\chi} \sin \psi \cos \chi), \\
\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z &= \frac{1}{L} (R\dot{\psi} \cos \psi \cos \chi - R\dot{\chi} \sin \psi \sin \chi + \\
&+ R\dot{\psi} \cos \psi \sin \chi + R\dot{\chi} \sin \psi \cos \chi - R\dot{\psi} \sin \psi),
\end{aligned} \tag{2.30}$$

Підставляючи (2.28) і (2.29) в (2.23)-(2.25) отримуємо проєкції сили опору на вісі Ox , Oy , Oz . Однак представлені інтеграли важко вирішувати аналітичним способом. Тому скористаємося програмним пакетом Mathematica і визначимо залежності проєкцій сили опору від кутів атаки α і нахилу у робочого органу дискатора в діапазоні від (0 рад) до 30° ($\pi/6 \text{ рад}$), швидкості його переміщення V ($1\text{-}4 \text{ м/с}$) та глибини обробітку ґрунту h ($0,030,12 \text{ м}$). Апроксимуючі отримані дані отримано рівняння регресії для трьох проєкцій сили опору:

$$\begin{aligned}
F_x = & 5627,99V(-0,00324251 + h^2 + 0,0194825\alpha^2 + \alpha(0,00757036 + \\
& + 0,00345249\gamma) + h(0,391995 + 0,188717\alpha + 0,0317635\gamma) + \\
& + 0,00251167\gamma - 0,00051995\gamma^2)(\cos \alpha + \\
& + \sin \alpha(0,307692 \cos \gamma + 0,307692 \sin \gamma)),
\end{aligned}
\tag{2.31}$$

$$\begin{aligned}
F_y = & 1731,69V(-0,00324251 + h^2 + 0,0194825\alpha^2 + \alpha(0,00757036 + \\
& + 0,00345249\gamma) + h(0,391995 + 0,188717\alpha + 0,0317635\gamma) + \\
& + 0,00251167\gamma - 0,00051995\gamma^2)(\cos \alpha + \\
& + \sin \alpha(3,25 \cos \gamma + \sin \gamma)),
\end{aligned}
\tag{2.32}$$

$$\begin{aligned}
F_z = & 1731,69V(-0,00324251 + h^2 + 0,0194825\alpha^2 + \alpha(0,00757036 + \\
& + 0,00345249\gamma) + h(0,391995 + 0,188717\alpha + 0,0317635\gamma) + \\
& + 0,00251167\gamma - 0,00051995\gamma^2)(\cos \alpha + \\
& + \sin \alpha(\cos \gamma + 3,25 \sin \gamma)).
\end{aligned}
\tag{2.33}$$

Графічна інтерпретація залежностей (2.30)-(2.32) представлена на рис. 2.5-2.6.

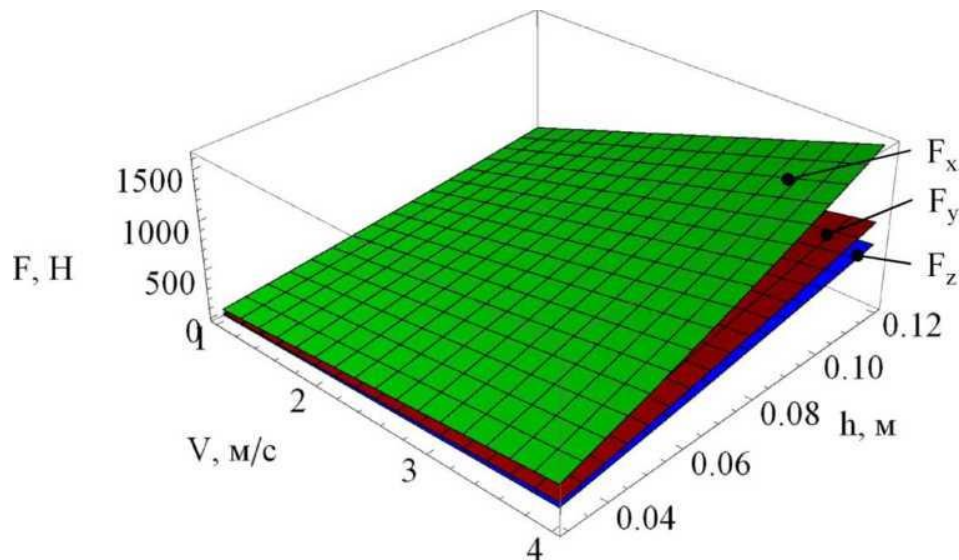


Рисунок 2.5 - Залежності проєкцій сили опору від швидкості переміщення робочого органу дискатора V та глибини обробітку ґрунту h при $\alpha = 15^\circ$, $\gamma = 10^\circ$

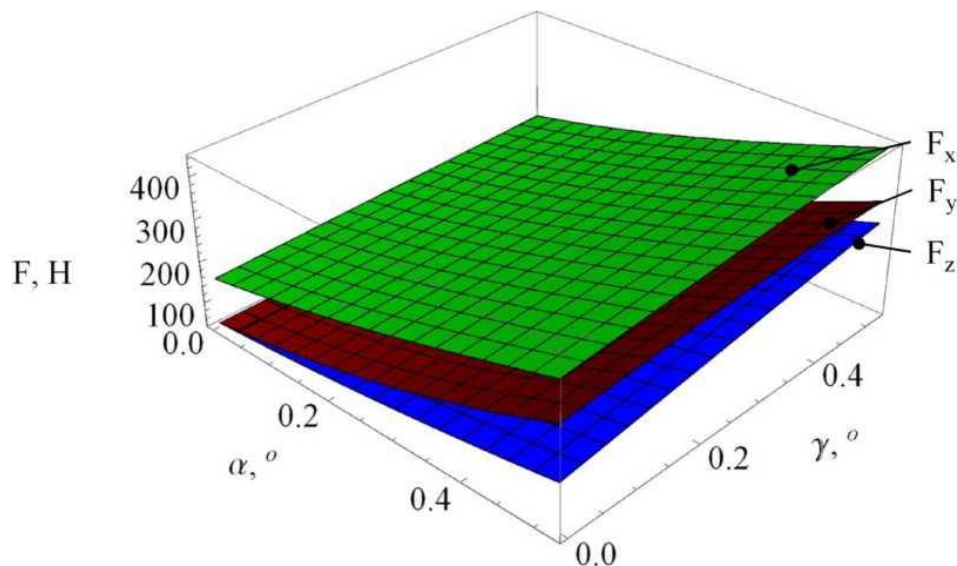


Рисунок 2.6 - Залежності проекцій сили опору від кутів атаки α і нахилу у робочого органу дискатора при $V = 3$ м/с, $h = 0,03$ м

Висновки по розділу

Враховуючи отримані залежності площі та рівняння лінії контакту ґрунтового середовища із поверхнею робочого органу дискатора та використовуючи аналітичні закономірності Гуцола О. П. і Ковбаси В. П. для компонентів нормальних напружень пружно-в'язко-пластичного ґрунтового середовища, розроблено програмний код в програмному пакеті Mathematica, який дозволяє визначати залежності проекцій сили опору від кутів атаки α і нахилу у робочого органу дискатора, швидкості його переміщення V та глибини обробітку ґрунту h .

3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Програма експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень була перевірка правильності та уточнення встановлених в ході теоретичних досліджень залежностей і експериментальне обґрунтування раціональних конструктивно-технологічних параметрів дискатора з пружними стійками.

У відповідності із програмою експериментальних досліджень було передбачено наступне:

- розроблення методики лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем;
- вибір необхідного стандартного обладнання і налаштування експериментального стенду на ґрунтовому каналі;
- розроблення методики експериментальних досліджень процесу роботи дискатора з пружними стійками в польових умовах;
- виготовлення експериментального зразка дискатора з пружними стійками;
- проведено дослідів у відповідності з методикою планування експериментів;
- проведення порівняльних польових дослідів.

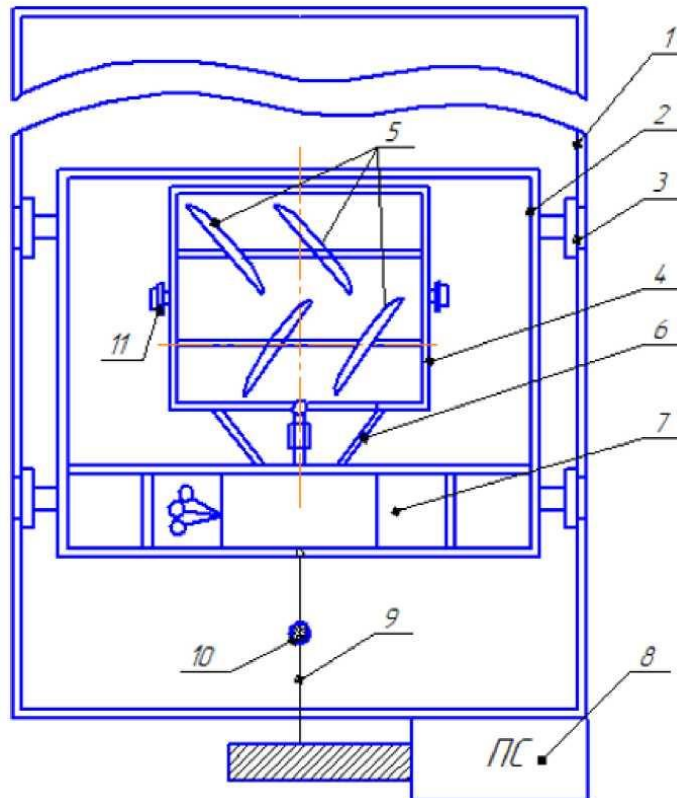
Під час проведення експериментальних досліджень виконувались умови необхідності забезпечення єдності основних елементів як умови будь-якого наукового дослідження при розробці проблем сільськогосподарської техніки.

3.2 Методика лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем

3.2.1 Опис експериментального стенду на ґрунтовому каналі

Для проведення лабораторних досліджень використовувалася установка, яка

змонтована на ґрунтовому каналі кафедри агроінженерії Уманського національного університету садівництва. Ґрунтовий канал являє собою прямокутне наземне спорудження розміром 4,0×18,0 м. Товщина засипаного ґрунту в каналі становить 0,5 м. Схема ґрунтового каналу з набором технологічного обладнання, що використовувалося при проведенні експериментів, наведена на рис. 3.1.



1 – рейкові напрямні; 2 – основна рама; 3 - ролики; 4 - навісна рухома рама; 5 - дискові робочі органи, що випробовуються; 6 - навісна система; 7 - система керування; 8 - приводна станція; 9 - канат; 10 - тензодатчик; 11 - опорне колесо

Рисунок 3.1 - Схема ґрунтового каналу з обладнанням для випробування робочих органів ґрунтообробних машин

Основна рама каретки 2 установки за допомогою роликів 3 встановлена на рейкових напрямних 1. На основній рамі встановлена навісна рухома рама 4, яка має платформу для встановлення ґрунтообробних робочих органів, що досліджуються.

Пересування установки по напрямних 1 здійснюється від приводної станції 8

(рис. 3.3) з можливістю реверсування і зміни швидкості руху через трос 9, на якому встановлений тензодатчик 10 із засобами фіксації (рис. 3.1) тягового опору установки з дослідними дисковими робочими органами 5.

Для обмеження глибини ходу робочих органів застосовано опорне колесо 1 з гвинтовим механізмом. Переведення рухомої рами 4 в робоче і транспортне положення забезпечується гідравлічною системою керування 7 дослідної установки. Показання тензодатчика 10 при проведенні експериментів фіксувалися аналого-цифровим перетворювачем з подальшою обробкою отриманих даних на комп'ютері.

На націпній системі було встановлено акселерометр (датчик прискорення MPU6050), який фіксував значення кута відхилення ґрунтообробних робочих органів.

Загальний вигляд ґрунтового каналу наведена на рис. 3.2.



а

б

а – вид спереду; б – вид ззаду

Рисунок 3.2 - Загальний вид ґрунтового каналу для випробувань ґрунтообробних робочих органів



Рисунок 3.3 - Приводна станція рухомого модуля робочих органів

Дослідна ділянка ґрунтового каналу поділялася на 3 частини. Реєстрація значень тягового опору дискових робочих органів 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 робочу швидкість установки можна змінювати від 0,25 до 2,5 м/с. Глибина обробітку ґрунту при проведенні досліджень складала 0,08-0,12 м. Кількісна характеристика тягового опору досліджуваних дискових робочих органів фіксувалося за допомогою вимірювальної системи (рис. 3.4).

Тяговий опір дискових робочих органів в ґрунтовому каналі визначався за формулою:

$$P_{\text{д}} = P_{\text{кар}} - P_{\text{хк}}, \quad (3.1)$$

де $P_{\text{д}}$ - тяговий опір дискового робочого органу, що випробовується, Н;

$P_{\text{кар}}$ - сумарний тяговий опір каретки з робочими органами при виконанні дискування, Н;

$P_{\text{хк}}$ - тяговий опір каретки на холостому ході, Н.



Рисунок 3.4 - Рухома рамка з механізмом регулювання глибини ходу дискових робочих органів

За кожним варіантом випробувань визначалися наступні показники:

- тяговий опір дискових робочих органів P_d ;
- середнє значення P_d і середньоквадратичне відхилення тягового опору дискових робочих органів за варіантами a, H ;
- довірчий інтервал тягового опору дисків, H ;
- похибка експерименту, A .

Кількість повторювань експериментів для отримання вірогідних результатів дорівнювала трьом.

Для проведення досліджень по визначенню впливу конструктивно-технологічних параметрів робочих органів дискатора на якість поверхневого обробітку ґрунту після його проходу було взято три види дисків різного діаметру: 0,4 м, 0,5 м і 0,6 м. Диски відповідають ДСТУ ISO 5679:2012.

Окрім цього змінювалися кути нахилу γ (10° , 20° , 30°) і атаки дисків α (10° , 20° , 30°), а також за фактор дослідження було прийнято параметр пружної стійки - крок спіралі a (0,6 м, 0,8 м, 1,0 м).

Згідно формули (2.63) - (2.65) рівняння стійки має вигляд:

$$r(\Theta) = \frac{a\Theta}{2\pi} + 1_{k0}(a_0 - a) = \frac{a\Theta}{2\pi} + 0,7(0,8 - a). \quad (3.2)$$

Для значень кроку спіралі $a_1 = 0,6\text{м}$, $a_2 = 0,8\text{м}$, $a_3 = 1,0\text{м}$ побудовані відповідні графіки функції форми пружних стійок, які приведені на рисунку 3.5.

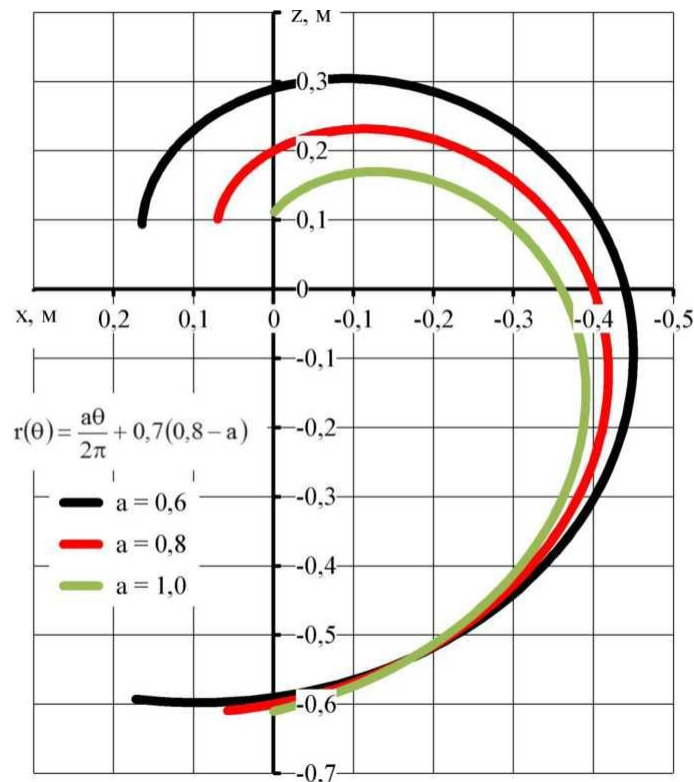


Рисунок 3.5 - Форми пружних стійок для лабораторних досліджень

За критерії оцінки досліду було обрано:

- K_{str} - коефіцієнт структурності ґрунту;
- R_x - середнє значення тягового опору робочих органів, кН;
- ϕ - кут відхилення робочих органів, $^\circ$.

Досліджувані параметри та діапазони їх варіювання наведені в табл. 3.1.

Процес експериментальних досліджень поверхневого обробітку ґрунту

можна значно звузити з використанням D-оптимального плану Бокса-Бенкіна другого порядку для 4 факторів (27 дослідів), що дозволить одержати математичну модель, яка з достатньою точністю описує вплив факторів на технологічний процес.

Матриця D-оптимального чотирьох факторного плану другого порядку наведена в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Параметри, що варіювалися в експерименті по визначенню їх впливу на показники якості роботи дискатора

Назва фактора	Позначення фактора	Рівень факторів			Інтервали варіювання
		- 1	0	+1	
Діаметр дискового робочого органу d , м	X1	0,4	0,5	0,6	0,1
Кут нахилу дискового робочого органу γ , град.	X2	10	20	30	10
Кут атаки дискового робочого органу α , град.	X3	15	25	35	10
Крок спіралі пружної стійки a , м	X4	0,6	0,8	1,0	0,2

Швидкість переміщення робочого органу була фіксованою і складала 1м/с. Глибина обробітку встановлювалася на рівні 0,1 м. Для забезпечення однакової глибини ходу робочих органів, після проведення контрольного дослідів, положення дисків не змінювалось.

Радіус сфери диска складав 0,66 м. Кількість дискових робочих органів - 1 шт. в ряду. Кількість рядів - 2.

Умовою проведення дослідів було забезпечення роботи дискових робочих органів на одній ділянці ґрунтового каналу з ідентичними властивостями ґрунту, на однаковій глибині обробітку і з однаковими швидкостями руху.

Для дослідів був підготовлений ґрунт в каналі. В зоні проходу робочих органів зволожили ґрунт на глибину 20 см. Після підсихання ґрунту встановлювали контрольний робочий орган на глибину 12 см і протягнули його зі швидкістю 1 м/с на відстані близько 5 м. Потім встановили експериментальні

диски і здійснили таку саму операцію.

В якості супутнього показника умови проведення експерименту визначалася вологість ґрунту за описаною методикою.

3.3 Методика визначення фізико-механічних властивостей ґрунтового середовища

При проведенні лабораторних і експериментальних досліджень дискових робочих органів в лабораторних та польових умовах фізико-механічні властивості ґрунту визначали у відповідності з діючими стандартами: СОУ 74.3-37-155:2004 та ДСТУ 4289:2004. Забір проб виконувався у відповідності з ГОСТ 20915-75 і ОСТ-70.4.1-80.

Фізико-механічні властивості ґрунту при проведенні експериментальних досліджень визначалися відповідно до ОСТ 70.2.15-73, вологість ґрунту - методом термічного сушіння в п'ятикратній повторності.

Для визначення агрегатного складу ґрунту після обробітку дисковими робочими органами по діагоналі обробленої ділянки брали п'ять проб ґрунту масою не менше 2,5 кг з кожного шару, товщина якого дорівнює глибині ходу робочих органів дискатора. 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, нахиляючи 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 - 50,1100 мм, великі брили - більше 100 мм (рис. 3.6).



Рисунок 3.6 - Визначення структурно-агрегатного складу ґрунту

Структурно-агрегатний склад ґрунту визначали для трьох варіантів: перший - до початку обробітку (контроль); другий - після обробітку серійною бороною; третій - після обробітку експериментальним дискатором.

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

Масова доля фракції при цьому визначалася за формулою:

$$\Phi = \frac{m}{M} \cdot 100\%; , \quad (3.1)$$

де m - маса ґрунту на кожному ситі, кг;

M - загальна маса ґрунту, кг.

Повне уявлення щодо співвідношення в ґрунті агрегатів різних фракцій неоднакової агрономічної цінності дає коефіцієнт структурності, який визначався відношенням агрономічноцінних агрегатів до суми фракцій макро- та мікро агрегатів за формулою

$$K_{str} = \frac{K_{0,25-10}}{K_{<0,25} + K_{>10}}, \quad (3.2)$$

де $K_{0,25-10}$ - відсоток вмісту агрономічноцінних фракцій ґрунту в пробі,

відсотків;

$K_{<0.25}$, $K_{>10}$ - відсоток вмісту фракцій ґрунту в пробі, відповідно менше 0,25 мм і більше 10 мм, відсотків.

Проби на вологість ґрунту відбирали буром в місцях, розташованих по діагоналі ділянки в п'ятикратній повторності. Глибина відбирання проб встановлювалася відповідно глибині обробітку ґрунту дискового знаряддя. 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:

$$W_a = \frac{m_{\text{в}} - m_{\text{с}}}{m_{\text{с}}} \cdot 100\%, \quad (3.3)$$

де $m_{\text{в}}$, $m_{\text{с}}$ - маса вологого і сухого ґрунту відповідно, кг.

Твердість ґрунту визначали в місцях визначення вологості за допомогою ґрунтового твердоміра (рис.3.7 - 3.8).



Рисунок 3.7 - Визначення твердості ґрунту на досліджуваній ділянці



Рисунок 3.8 - Прилад для визначення твердості ґрунту конструкції ВІСГОСМа

Проби на щільність ґрунту відбирали в зоні місць визначення твердості та вологості ґрунту. 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 по ГОСТ 5180-84. Розділивши масу абсолютно сухого ґрунту на об'єм зразка отримали об'ємну масу в г/см³:

$$\rho = \frac{b}{V}, \quad (3.4)$$

де b - маса абсолютно сухого ґрунту, г;

V - об'єм зразка взятої проби, см³.

Глибину обробітку ґрунту вимірювали бороздоміром по борозні, утвореній робочими органами дискатора або по сліду проходу його пружної 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.

3.4 Визначення достовірності впливу факторів досліджень на критерії оцінки

Обробка результатів досліджень, проведених методом математичного факторного планування експериментів, виконувались за допомогою комп'ютерної програми «Mathematical». Математична модель визначається по одному критерію оптимізації. Коефіцієнти регресії математичних моделей обчислюється за формулами для D-оптимальних планів дослідів.

З метою забезпечення необхідної достовірності впливу факторів досліджень на критерії оцінки, досліді проводилися в трьохразовій повторності. Для зменшення впливу випадкових факторів та отримання результатів, порядок проведення досліджень - рандомізувався, і отриманий результат оброблявся із застосуванням методу дисперсійного і кореляційного аналізів та математичної статистики. Достовірність факторів визначалася за допомогою критерію Фішера:

$$F = \frac{\sigma_x^2}{\sigma_z^2}, \quad (3.5)$$

де σ_x^2 - факторіальна дисперсія;

σ_z^2 - випадкова дисперсія.

Якщо отримане значення критерію Фішера більше за табличне, то параметри оптимізації будуть достовірними.

Оцінка суттєвості вибірових середніх проводили за критерієм Стьюдента:

$$t_p = \frac{\bar{y}_1 + \bar{y}_2}{\sqrt{S_{\bar{y}_1}^2 + S_{\bar{y}_2}^2}}, \quad (3.6)$$

де t_p - розрахункове значення t-критерію;

$\bar{y}_1 + \bar{y}_2$ - середнє за вибірками;

$S_{\bar{y}_1}^2, S_{\bar{y}_2}^2$,- помилки середніх, що порівнюються.

У разі $t_p > t_t$ нульова гіпотеза за відсутності істотних відмінностей між середніми спростовується, якщо $t_p < t_t$, різниця знаходиться в межах випадкових коливань для прийнятого рівня значущості.

Значимість коефіцієнтів рівнянь регресії визначали за критерієм Стюдента:

$$t = \frac{\sum_{i=1}^n (I_{ij} \bar{y}_i)}{S_R \sqrt{\sum \frac{1}{n_i}}}, \quad (3.7)$$

де I_{ij} - ваговий коефіцієнт рівнів факторів j-ого показника впливу в i-ому варіанті досліджу;

$\bar{y}_i$ - середнє значення результуючого показника в i-ому варіанті досліджу;

S_R - середньоквадратична помилка експерименту, що визначається за формулою:

$$S_R = \sqrt{\frac{\sum y_i^2}{n_i - 1} - \frac{(\sum y_1)^2}{n_i(n_i - 1)}}, \quad (3.8)$$

де n - число спостережень у 1-ому варіанті досліджу.

Вклад мінливості факторів із загальної мінливості за варіантами визначали за індексом детермінації:

$$n^2 = \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^k (\bar{y}_i + y_{cp})^2}{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^k (\bar{y}_i - y_{cp})^2}, \quad (3.9)$$

де $\bar{y}_i$ - середнє значення величин за повторенням i -ого варіанта;

y_{cp} - середнє значення досліджуваної величини за всіма даними дослідів:

$$y_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^k y_{ij}}{nk}, \quad (3.10)$$

де y_{ij} - середнє значення досліджуваної величини для i -ого варіанта та j -ої повторності;

n - число варіантів дослідів;

k - кількість повторностей у варіантах.

Індекс детермінації, помножений на 100%, показує вклад мінливості досліджуваної величини, пов'язаний з варіантами відносно повної мінливості цієї величини до дослідів у відсотках.

Пошук оптимуму за декількома критеріями оцінки проводився за результатами рішення 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 їх оптимальних значень.

3.5 Результати лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем

В результаті лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем отримано динаміку зміни тягового опору R_x для кожного дослідів, яка представлена на рисунках 3.1-

3.3. Розрахувавши середнє значення тягового опору R_x по кожному досліді отримано матрицю даних, яка приведена у вигляді таблиці 3.2.

Обробка даних таблиці 3.2 в програмному пакеті Mathematica дозволила отримати рівняння регресії другого порядку, яке показує залежність середнього значення тягового опору робочих органів від факторів досліджень в закодованому вигляді:

$$\begin{aligned} R_x = & 2,35667 + 0,219167x_1 - 0,09625x_1^2 + 0,120833x_2 + 0,035x_1x_2 - \\ & - 0,02875x_2^2 + 0,0941667x_3 + 0,04x_1x_3 + 0,0375x_2x_3 - \\ & - 0,02375x_3^2 - 0,1125x_4 - 0,0025x_1x_4 + 0,01x_2x_4 + 0,005x_3x_4 - \\ & - 0,04125x_4^2. \end{aligned} \quad (3.11)$$

Статистична обробка рівняння (3.1) приведена в таблиці 3.2. Порівнюючи розрахований критерій Стюдента із табличним $t_{0,05}(54) = 2,00$ проведемо відхилення незначущих коефіцієнтів регресії. В результаті перетворимо рівняння (3.1):

$$\begin{aligned} R_x = & 2,35667 + 0,219167x_1 - 0,09625x_1^2 + 0,120833x_2 + 0,035x_1x_2 - \\ & - 0,02875x_2^2 + 0,0941667x_3 + 0,04x_1x_3 + 0,0375x_2x_3 - \\ & - 0,1125x_4 - 0,04125x_4^2. \end{aligned} \quad (3.12)$$

Підставляючи в рівняння (3.12) замість x_1 - x_4 вирази для факторів досліджень в явному вигляді отримуємо залежність середнього значення тягового опору робочих органів від факторів досліджень в розкодованому вигляді:

$$\begin{aligned} R_x = & -0,91 + 1,0875a - 1,03125a^2 + 10,1167d - 9,625d^2 - \\ & - 0,0180833\alpha + 0,04d\alpha - 0,00329167\gamma + \\ & + 0,035d\gamma + 0,000375\alpha\gamma - 0,0002875\gamma^2 \end{aligned} \quad (3.13)$$

Таблиця 3.2 - Результати статистичної обробки рівняння (3.11)

Коефіцієнт	Значення	Помилка	Критерій Стюдента	Ймовірність
a_{00}	2,35667	0,0174801	134,82	$1,86108 \cdot 10^{-20}$
a_{10}	0,219167	0,00874007	25,0761	$9,80713 \cdot 10^{-12}$
a_{20}	0,120833	0,00874007	13,8252	$9,83935 \cdot 10^{-9}$
a_{30}	0,0941667	0,00874007	10,7741	$1,59103 \cdot 10^{-7}$
a_{40}	-0,1125	0,00874007	-12,8717	$2,20548 \cdot 10^{-8}$
a_{12}	0,035	0,0151383	2,31202	0,0393317
a_{13}	0,04	0,0151383	2,64231	0,0214818
a_{14}	-0,0025	0,0151383	-0,165145	0,87158
a_{23}	0,0375	0,0151383	2,47717	0,0291087
a_{24}	0,01	0,0151383	0,660578	0,521362
a_{34}	0,005	0,0151383	0,330289	0,746876
a_{11}	-0,09625	0,0131101	-7,34166	$8,95467 \cdot 10^{-6}$
a_{22}	-0,02875	0,0131101	-2,19296	0,0487482
a_{33}	-0,02375	0,0131101	-1,81158	0,095136
a_{44}	-0,04125	0,0131101	-3,14643	0,00843069

При умові мінімуму середнього значення тягового опору робочих органів ($R_x=1,75\text{кН}$) отримані оптимальні значення факторів: $d=0,4\text{м}$, $\gamma=10$, $\alpha=15^\circ$, $\alpha=1,0\text{ м}$.

Графічна інтерпретація залежності (3.13) представлена на рисунках 3.9, 3.10. Збільшення діаметру дисків та їх кутів нахилу і атаки призводить до збільшення тягового опору, що пояснюється збільшенням площі контакту дискового робочого органу із ґрунтовим середовищем. В свою чергу збільшення кроку спіралі (зменшення коефіцієнту жорсткості стійки) призводить до зменшення тягового опору. Це спричинено зменшенням сили пружності стійки, яка частково компенсує силу опору ґрунтового середовища.

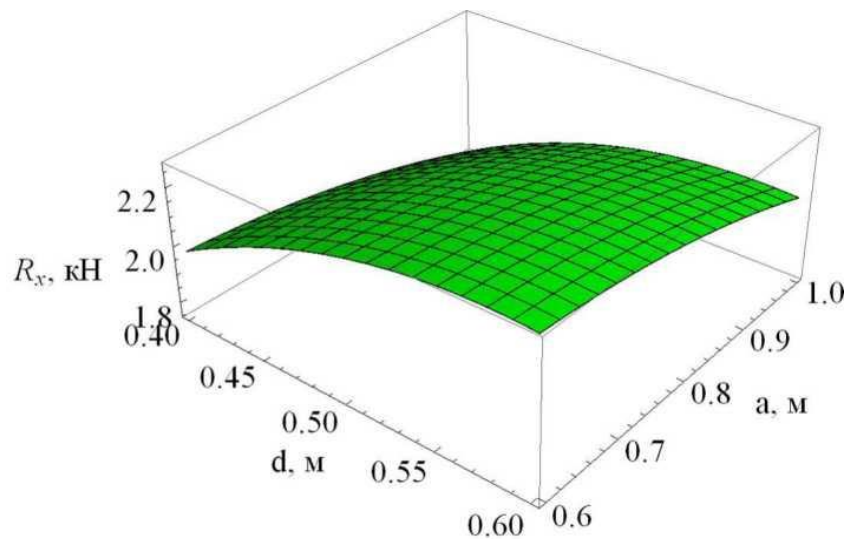


Рисунок 3.9 - Залежність середнього значення тягового опору робочих органів

R_x від діаметра дискового робочого органу d і кроку спіралі пружної стійки a при $\gamma = 10^\circ$, $\alpha = 15^\circ$

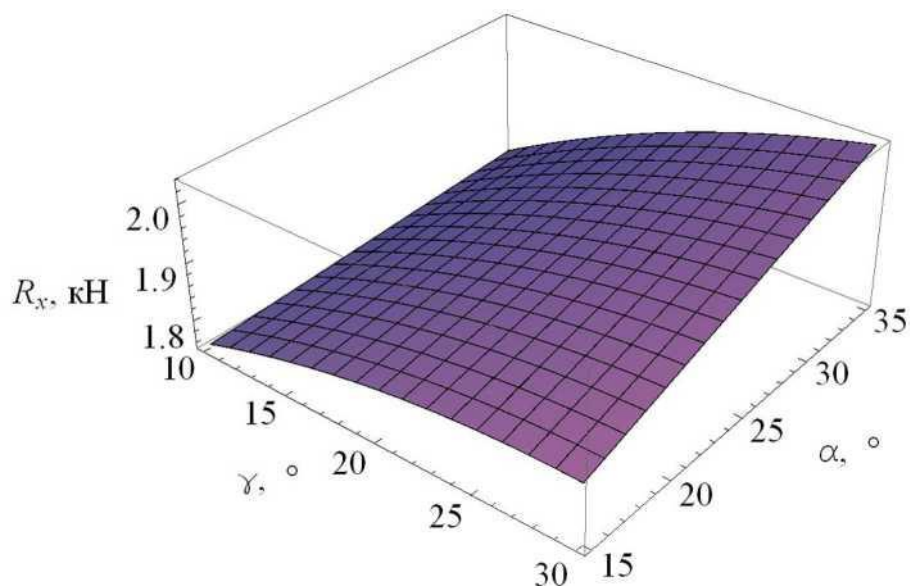


Рисунок 3.10 - Залежність середнього значення тягового опору робочих органів R_x від кута нахилу γ і кута атаки α робочих органів при $d = 0,4$ м; $a = 1,0$ м

В результаті лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем отримано динаміку зміни кута відхилення робочих органів ϕ для кожного дослідження, яка представлена на рисунках Д.4-Д.6. Розрахувавши середнє значення кута відхилення робочих

органів ф по кожному дослідіу отримано матрицю даних, яка приведена у вигляді таблиці 3.3.

Обробка даних таблиці 3.3 в програмному пакеті Mathematica дозволила отримати рівняння регресії другого порядку, яке показує залежність середнього значення кута відхилення робочих органів від факторів досліджень в закодованому вигляді:

$$\begin{aligned} \varphi = & 2,35667 + 0,221667x_1 + 0,0341667x_1^2 + 0,121667x_2 + 0,035x_1x_2 - \\ & 0,0108333x_2^2 + 0,095x_3 + 0,04x_1x_3 + 0,04x_2x_3 - 0,00833333x_3^2 - \\ & - 0,163333x_4 - 0,005x_1x_4 + 0,01x_2x_4 + 0,005x_3x_4 + 0,0216667x_4^2. \end{aligned} \quad (3.14)$$

Статистична обробка рівняння (3.14) приведена в таблиці (3.13). Порівнюючи розрахований критерій Стюдента із табличним $t_{0,05}(54) = 2,00$ проведемо відхилення незначущих коефіцієнтів регресії. В результаті перетворимо рівняння (3.14):

$$\begin{aligned} \varphi = & 2,35667 + 0,221667x_1 + 0,0341667x_1^2 + 0,121667x_2 + 0,035x_1x_2 - \\ & + 0,095x_3 + 0,04x_1x_3 + 0,04x_2x_3 - 0,163333x_4. \end{aligned} \quad (3.15)$$

Таблиця 3.3 - Результати статистичної обробки рівняння (3.14)

Коефіцієнт	Значення	Помилка	Критерій Стюдента	Ймовірність
a ₀₀	2,35667	0,0183838	128,193	3,4062-10 ⁻²⁰
a ₁₀	0,221667	0,00919188	24,1155	1,55391 10 ⁻¹¹
a ₂₀	0,121667	0,00919188	13,2363	1,61008 10 ⁻⁸
a ₃₀	0,095	0,00919188	10,3352	2,50514-10 ⁻⁷
a ₄₀	-0,163333	0,00919188	-17,7693	5,52188 10 ⁻¹⁰
a ₁₂	0,035	0,0159208	2,19838	0,0482769
a ₁₃	0,04	0,0159208	2,51243	0,0272856
a ₁₄	-0,005	0,0159208	-0,314054	0,758872
a ₂₃	0,04	0,0159208	2,51243	0,0272856
a ₂₄	0,01	0,0159208	0,628109	0,541702
a ₃₄	0,005	0,0159208	0,314054	0,758872
a ₁₁	0,0341667	0,0137878	2,47803	0,0290627
a ₂₂	-0,0108333	0,0137878	-0,785717	0,44727
a ₃₃	-0,00833333	0,0137878	-0,604398	0,556834
a ₄₄	0,0216667	0,0137878	1,57143	0,142063

Підставляючи в рівняння (3.15) замість x_1 - x_4 вирази для факторів досліджень в явному вигляді отримуємо залежність середнього значення кута відхилення робочих органів від факторів досліджень в розкодованому вигляді:

$$\varphi = 3,325 - 0,816667a - 2,9d + 3,41667d^2 - 0,0185\alpha + 0,04d\alpha - 0,0153333\gamma + 0,035d\gamma + 0,0004\alpha\gamma. \quad (3.16)$$

Оптимальні значення факторів при умові мінімуму куту відхилення робочих органів ($\varphi = 1,9^\circ$) складають $d = 0,4$ м, $\gamma = 10^\circ$, $\alpha = 15^\circ$, $a = 1,0$ м.

Графічна інтерпретація залежності (3.16) представлена на рисунках 3.11, 3.12.

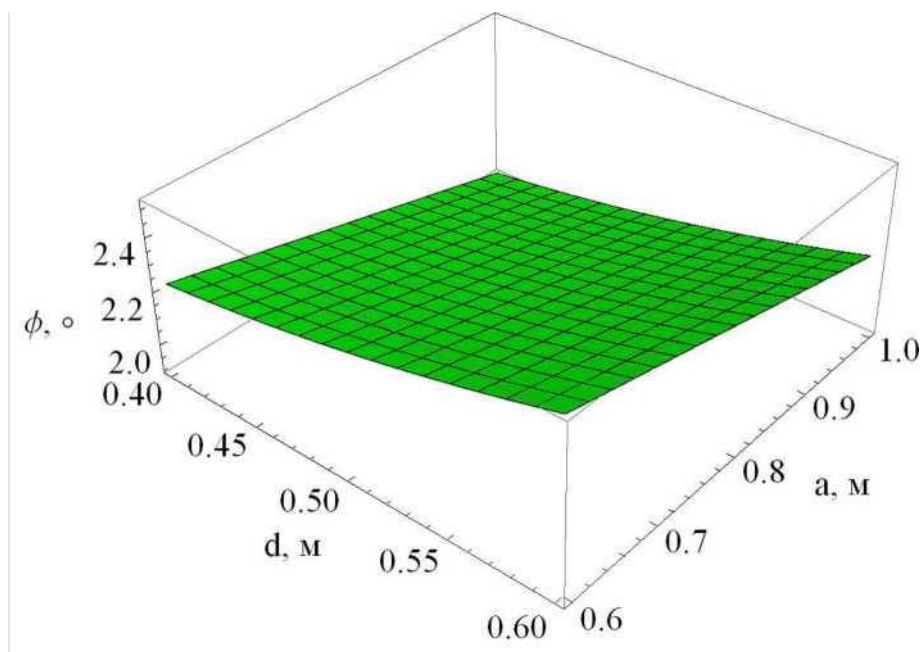


Рисунок 3.11 - Залежність кута відхилення робочих органів φ від діаметра дискового робочого органу d і кроку спіралі пружної стійки a при $\gamma = 10^\circ$, $\alpha = 15^\circ$

Збільшення діаметру дисків та їх кутів нахилу і атаки призводить до збільшення куту відхилення робочих органів. Залежність такого характеру виникає через збільшення сили опору ґрунтового середовища та зменшення часу переходу пружної деформації у пластичну. Це призводить до підйому робочого

органу над заданим рівнем обробітку і опусканням його під дією сили тяжіння. Збільшення кроку спіралі (зменшення коефіцієнту пружності стійки) і відповідно зменшення сили пружності стійки дозволяє компенсувати зазначений вище перехід від пружної деформації до пластичної, що призводить до зменшення куту відхилення робочих органів.

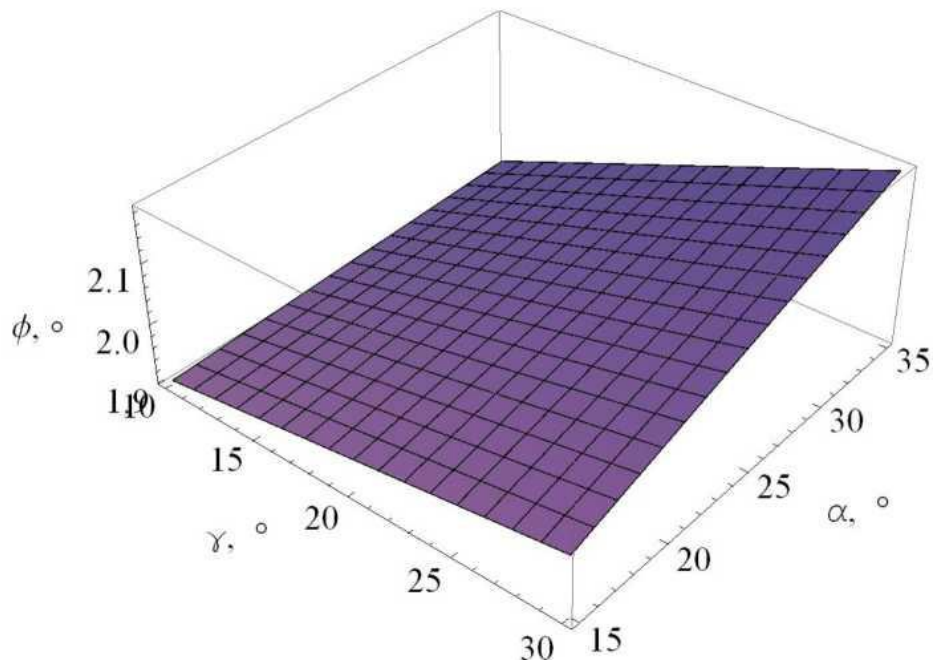


Рисунок 3.12 - Залежність кута відхилення робочих органів ϕ від кута нахилу γ і кута атаки α робочих органів при $d = 0,4$ м; $a = 1,0$ м

В результаті лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем отримано масив даних агрегатного склад ґрунту після обробітку для кожного дослід (табл. 3.4-3.6). Розрахувавши значення коефіцієнта структурності ґрунту K_{str} для кожного дослід за формулою (3.2) отримано матрицю даних, яка приведена у вигляді таблиці 3.7.

Обробка даних таблиці 3.7 в програмному пакеті Mathematica дозволила отримати рівняння регресії другого порядку, яке показує залежність коефіцієнта структурності ґрунту від факторів досліджень в закодованому вигляді:

$$\begin{aligned}
K_{str} = & 0,65 + 0,263333x_1 + 0,0679167x_1^2 + 0,115x_2 + 0,04x_1x_2 + \\
& + 0,0304167x_2^2 + 0,095x_3 + 0,0375x_1x_3 + 0,035x_2x_3 + \\
& + 0,0479167x_3^2 - 0,0633333x_4 - 0,0025x_1x_4 + 0,005x_2x_4 + \\
& + 0,0025x_3x_4 + 0,0179167x_4^2.
\end{aligned} \quad (3.17)$$

Статистична обробка рівняння (3.17) приведена в таблиці 3.4. Порівнюючи розрахований критерій Стюдента із табличним $t_{0,05(54)}=2,00$ проведемо відхилення незначущих коефіцієнтів регресії. В результаті перетворимо рівняння (3.17):

$$\begin{aligned}
K_{str} = & 0,65 + 0,263333x_1 + 0,0679167x_1^2 + 0,115x_2 + 0,04x_1x_2 + \\
& + 0,0304167x_2^2 + 0,095x_3 + 0,0375x_1x_3 + 0,035x_2x_3 + \\
& + 0,0479167x_3^2 - 0,0633333x_4.
\end{aligned} \quad (3.18)$$

Підставляючи в рівняння (3.18) замість x_1 - x_4 вирази для факторів досліджень в явному вигляді отримуємо залежність коефіцієнту структурності ґрунту від факторів досліджень в розкодованому вигляді:

$$\begin{aligned}
K_{str} = & 2,28198 - 0,316667a - 5,89583d + 6,79167d^2 - 0,0402083\alpha + \\
& + 0,0375d\alpha + 0,000479167\alpha^2 - 0,0294167\gamma + \\
& + 0,04d\gamma + 0,00035\alpha\gamma + 0,000304167\gamma^2.
\end{aligned} \quad (3.19)$$

Таблиця 3.4 - Результати статистичної обробки рівняння (3.17)

Коефіцієнт	Значення	Помилка	Критерій Стюдента	Ймовірність
1	2	3	4	5
a_{00}	0,65	0,0126014	51,5814	$1,85179 \cdot 10^{-15}$
a_{10}	0,263333	0,00630072	41,7942	$2,28268 \cdot 10^{-14}$
a_{20}	0,115	0,00630072	18,2519	$4,04639 \cdot 10^{-10}$
a_{30}	0,095	0,00630072	15,0776	$3,66357 \cdot 10^{-9}$
a_{40}	-0,0633333	0,00630072	-10,0518	$3,38692 \cdot 10^{-7}$
a_{12}	0,04	0,0109132	3,6653	0,00323469

Продовження таблиці 3.4

1	2	3	4	5
a_{13}	0,0375	0,0109132	3,43622	0,00492878
a_{14}	-0,0025	0,0109132	-0,229081	0,822664
a_{23}	0,035	0,0109132	3,20713	0,00753215
a_{24}	0,005	0,0109132	0,458162	0,655022
a_{34}	0,0025	0,0109132	0,229081	0,822664
a_{11}	0,0679167	0,00945108	7,18613	0,0000110765
a_{22}	0,0304167	0,00945108	3,21833	0,00737734
a_{33}	0,0479167	0,00945108	5,06997	0,000275208
a_{44}	0,0179167	0,00945108	1,89573	0,0823306

При умові максимуму коефіцієнту структурності ґрунту ($K_{str} = 1,45$) оптимальні значення факторів складають: $d = 0,6$ м, $\gamma = 30^\circ$, $\alpha = 35^\circ$, $a = 0,6$ м.

Графічна інтерпретація залежності (3.19) представлена на рисунках 3.13, 3.14. Збільшення всіх факторів досліджень призводить до збільшення коефіцієнту структурності ґрунту. Це спричинено виникненню більш інтенсивною взаємодією робочих органів із ґрунтованим середовищем. Таким чином ґрунт більш подрібнюється до агрономічно цінних фракцій.

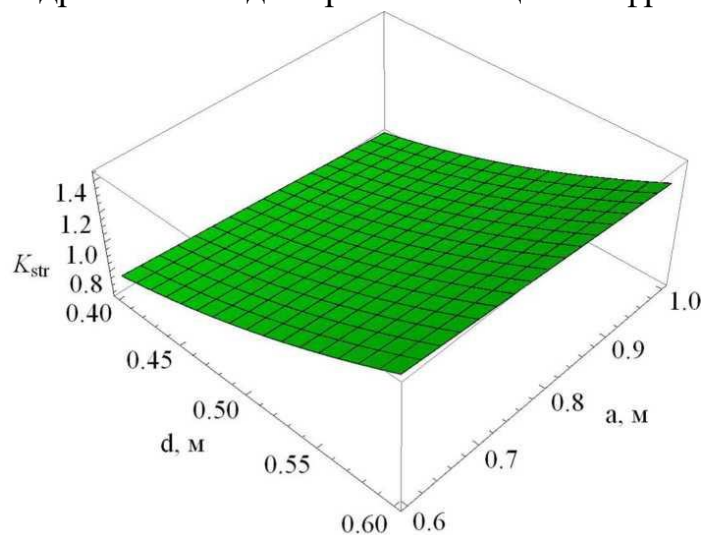


Рисунок 3.13 - Залежність коефіцієнту структурності ґрунту K_{str} від діаметра дискового робочого органу d і кроку спіралі пружної стійки a при $\gamma = 30^\circ$, $\alpha = 35^\circ$

В зв'язку з тим що для кожного критерію оцінки дослідів визначені оптимальні значення факторів, які не співпадають вирішимо компромісну задачу,

яка має вигляд:

$$\begin{cases} R_x(d, \gamma, \alpha, a) \rightarrow \min, \\ K_{str}(d, \gamma, \alpha, a) \rightarrow \max, \\ \varphi(d, \gamma, \alpha, a) \rightarrow \min. \end{cases} \quad (3.20)$$

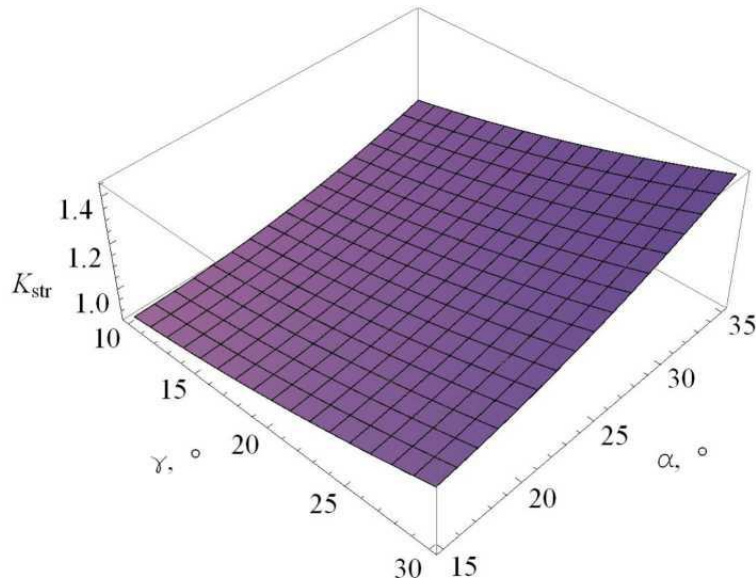


Рисунок 3.14 - Залежність коефіцієнту структурності ґрунту K_{str} від кута нахилу γ і кута атаки α робочих органів при $d = 0,6$ м; $a = 0,6$ м

Задачу (3.20) будемо вирішувати методом скалярного ранжування шляхом мінімізації мультиплікативної функції із врахування коефіцієнта важливості приватного критерію:

$$\frac{\frac{K_{str}}{\max(K_{str})}}{\frac{R_x}{\max(R_x)} \frac{\varphi_x}{\max(\varphi_x)}} \rightarrow \max \quad (3.21)$$

де $\max$ - максимальне значення функції.

Вирішуючи в програмному пакеті Mathematica рівняння (3.21) отримуємо раціональні конструктивно-технологічні параметри дискатора: $d = 0,56$ м, $\gamma = 22^\circ$, $a = 31^\circ$, $\alpha = 0,8$ м. При цих параметрах критерії оптимізації дорівнювали $K_{str} = 0,97$, $R_x = 2,52$ кН, $\varphi = 2,61^\circ$

3.6 Висновки по розділу

1. В результаті лабораторних досліджень процесу взаємодії дискових робочих органів на пружній стійці з ґрунтовим середовищем отримано динаміку зміни тягового опору R_x , куту відхилення робочих органів φ , коефіцієнта структурності ґрунту K_{gr} від діаметра диску d , кроку спіралі пружної стійки a , кута нахилу γ і кута атаки α у вигляді рівнянь регресії другого порядку.

2. В зв'язку з тим що для кожного критерію оцінки лабораторних досліджень, оптимальні значення факторів не співпадають вирішено компромісну задачу методом скалярного ранжування шляхом мінімізації мультиплікативної функції із врахування коефіцієнта важливості окремого критерію

$$\frac{K_{str}}{\max(K_{str})} / \left(\frac{R_x}{\max(R_x)} \frac{\varphi_x}{\max(\varphi_x)} \right) \rightarrow \max.$$

Отримані раціональні конструктивно-технологічні параметри дискатора: $d = 0,56$ м, $\gamma = 22^\circ$, $\alpha = 31^\circ$, $a = 0,8$ м. При цих параметрах критерії оптимізації дорівнювали $K_{str} = 0,97$, $R_x = 2,52$ кН, $\varphi = 2,6^\circ$.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Охорона праці на машинно-тракторному парку

У даний час більшість господарств мають достатню кількість техніки і площі для її розміщення. Машинно-тракторні парки (МТП) мають велику кількість тракторів, автомобілів, сільськогосподарської техніки і іншого обладнання, які розташовані на їх території. Також на території МТП знаходяться ремонтна майстерня, зварювальна дільниця, кузня, криті майданчики, гаражі, складські приміщення, асфальтовані не криті майданчики, естакади і інші споруди і приміщення. Така велика кількість обладнання і споруд вимагає чіткої організації охорони праці. Для цього проводять навчання з охорони праці для керівників підрозділів, інструктажі з техніки безпеки індивідуально для кожного працюючого. Видаються індивідуальні засоби захисту [27].

Враховуючи, що МТП має багато споруд, то всі вони обладнуються блискавкозахистом, а також укомплектованими пожежними щитами. Також у кожній споруді є укомплектована інженером з охорони праці медична аптечка.

Усі сільськогосподарські машини на МТП застарілі, а тому забруднюють навколишнє середовище (повітря, ґрунт, водойми) шкідливими викидами, а матеріали, які застосовують при експлуатації і технічному обслуговуванні не завжди безпечні і нешкідливі для людей [28].

Державним стандартом ГОСТ 12.2.019-86 і санітарними правилами №4282-87 регламентовані вимоги до конструкції тракторів, самохідних та інших сільськогосподарських машин (обладнання машин приладами безпеки, сигналізації, спеціальними пристроями, інструментом і документацією), до статичної стійкості машин, гідро - і пневмопристроїв, робочого місця оператора, органів керування та інших елементів конструкції від яких залежать умови праці і безпека оператора [27].

До роботи на агрегатах допускаються фізично здорові, навчені за спеціальністю (наявність посвідчення про кваліфікацію) і проінструктовані (за ГОСТ 12.0.004-90) механізатори. Залежно від виду роботи, механізатори мають

бути забезпечені відповідними засобами захисту і спецодягом [28].

На місце роботи агрегатів не допускають сторонніх осіб, які не мають відношення до технологічного процесу.

Основними причинами травматизму на МТП є:

1. Не дотримання вимог техніки безпеки.
2. Перебування на робочому місці у нетверезому стані.
3. Відсутність попереджувачих і забороняючих знаків і табличок.
4. Відсутність нової нормативно-технічної літератури.

На МТП розроблені плани-схеми розміщення автомобілів, тракторів, самохідних сільськогосподарських машин та інших технічних засобів механізації на спеціальних майданчиках, під навісами, у боксах тощо. Розроблений і затверджений план розміщення автомобілів із визначенням черговості й порядку евакуації під час пожежі. Впроваджені чергування водіїв у нічний час, вихідні й святкові дні, а також порядок зберігання ключів від систем запалювання. Стоянки автомобілів забезпечені буксирними канатами або штангами з розрахунку один пристрій на десять автомобілів [29].

Забороняється захаращувати приміщення і відкриті майданчики для стоянки автомобілів різними предметами і обладнанням.

Ремонтні майстерні, пункти технічного обслуговування та інші виробничі дільниці, де ремонтують і обслуговують сільськогосподарську техніку, обладнують засобами гасіння пожеж, а також на спеціальних щитах вивішують списки пожежних підрозділів, інструкції з пожежної безпеки.

Для запобігання пожежам і вибухам не допускається виникнення іскор.

Підлогу влаштовують неспалиму, а все електричне обладнання у герметичному виконанні.

МТП має у достатній кількості ємностей з піском і пожежний резервуар для гасіння пожеж. Також є укомплектовані пожежні щити.

Не допускається розміщувати поряд із закритими стоянками техніки ковальські, термічні, зварювальні, фарбувальні та деревообробні відділення майстерень і машинних дворів.

4.2 Вимоги безпеки при комплектуванні агрегатів для виконанні польових механізованих робіт

Агрегатування тракторів з причіпними машинами – небезпечна операція. Були зафіксовані смертельні випадки травмування працівників, випадки тимчасової втрати працездатності через падіння на ноги дишла. Рекомендовано використовувати причіпні пристрої з додатковим пристроєм автоматичного зчіплювання. Шкворінь обов'язково потрібно зашплінтувати, при цьому шкворінь повинен відповідати тяговій навантазі. Необхідно також використовувати страхувальний (дублювальний) трос або ланцюг. У поле тракторний агрегат виїжджає певним маршрутом, затвердженим керівником господарства [29].

Технічне обслуговування сільськогосподарських агрегатів у польових умовах здійснюють у світлий час доби майстер-налагоджувальник разом з трактористом. Ці роботи виконують на рівному, горизонтальному майданчику, враховуючи вимоги пожежної безпеки, особливо при жнивах.

Перед початком робіт з технічного обслуговування на майданчику насамперед опускають робочі органи на землю та обов'язково вимикають двигун. Під колеса встановлюють упори, під домкрати – дошки, а під раму - міцні підставки.

Домкрати встановлюють у зазначених місцях. Інструмент для виконання робіт має бути справним.

Під час технічного обслуговування потрібно перевіряти наявність запобіжних щитків та захисних кожухів на обертових вузлах. Всі передачі мають бути надійно огорожені; на відкидних огороженнях потрібно перевірити справність засувки та замків. Наступним елементом робіт є огляд електропроводів, виявлення місць пошкодження ізоляції, усування доторку проводів до нагрітих частин машини. При цьому під час оглядання двигуна потрібно остерігатись доторку до нагрітих частин випускного колектора. Мастило інколи замінюють гарячим, то ж необхідно остерігатися опіків.

Працівники досить часто зазнають поранень рук під час затягування

болтових з'єднань у важкодоступних місцях агрегата. Тому потрібно користуватися рукавицями, а руки не повинні бути замащені мастилом. Після заміни спрацьованих деталей та регулювання вузлів роботу агрегата перевіряють на нечинному ході. Перед цим інструмент потрібно прибрати з робочих органів, подати попереджувальний сигнал про запуск двигуна, машину запускати плавно, без ривків. Важіль коробки передач має перебувати у положенні "Нейтральне" перед запуском двигуна.

Від'єднувати трубопроводи або шланги, а також підтягувати кріплення для усунення протікання оливи у гідравлічній системі агрегату дозволено тільки за відсутності тиску в системі та опущених на землю начіпних машинах чи робочих органах.

4.3 Заходи безпеки при транспортних переїздах

При перегоні декількох агрегатів, незалежно від дальності перегону, призначається старший по колоні. Перед переїздом шосейних доріг зупинитися і переконатися в тім, що шлях безпечний і немає транспорту, що наближається.

При русі по шосе в денний час на кінцях жнивarki комбайна необхідно встановлювати попереджувальні червоні прапорці, а в нічний час червоні сигнальні лампочки [27-28].

При наближенні до охоронюваного залізничного переїзду керуватися попереджувальними знаками: "Залізничний переїзд", "Бережися потяга", показаннями світлофорів, звуковими сигналами і положенням шлагбаумів там, де вони встановлені, а також указівками чергових по переїздах. При закритому положенні чи шлагбаума червоному світлі світлофора зупинитися не менш чим у 5 м від шлагбаума. При наближенні до не охоронюваного залізничного переїзду знизити швидкість руху, не доїжджаючи 10 м до найближчої рейки залізничної колії, зупинитися і переконатися у відсутності потяга, що наближається до переїзду. Переїжджати через переїзд впливає зі швидкістю 3-4 км у годину, при цьому переключати передачу не дозволяється. Особливо бути уважним при

переїздах у нічний час. Не можна проїжджати під лінією електропередач, якщо відстань від найвищої точки комбайна до електропроводу менше 2м.

При перегоні агрегатів по дорогах робочі органи треба встановлювати в транспортне положення. Транспорт, швидкість руху якого перевищує 10 км/год., обганяти забороняється. При буксируванні агрегатів застосовувати тільки твердий буксир.

Довжина буксира не повинна перевищувати 4 м. Забороняється перевозити людей і вантажі на агрегатах.

При зупинці агрегату ставити його тільки на узбіччі дороги і за умови достатньої ширини дороги для проїзду. Для позначення габаритів у нічний час установлювати червоні лампочки.

Спуск і підйом робити на першій передачі, на мінімальних оборотах двигуна. Максимально припустимий ухил не повинний перевищувати 15°. Рух заднім ходом, а також розвороти і повороти робити на малій швидкості, попередньо подавши сигнал і переконавши у відсутності людей на шляху руху.

При русі заднім ходом ногу тримати на педалі гальма. Переїжджати убрід дозволяється у винятковому випадку і тільки при підготовленому з'їзді, у місцях з кам'янистим і піщаним дном і в тому випадку, якщо рівень води в місці переїзду не перевищує 0,5 м. В'їзд убрід і виїзд із нього повинні бути положистими.

Рух через брід робити на першій передачі з постійною швидкістю, без гальмування, зупинок і різких змін числа оборотів двигуна.

При переїздах через мости керуватися встановленими знаками вантажопідйомності і ширини між поруч. У тумані, а також під час дощу, коли видимість недостатня (менш 20 м), увімкнути світло і періодично подавати звуковий сигнал.

5 ВИРОБНИЧІ ВИПРОБУВАННЯ ДИСКАТОРА ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1 Техніко-економічна ефективність впровадження результатів досліджень

Розрахунок економічної ефективності виконано відповідно до загальновідомих методик методом послідовного порівняння значень відповідних показників базового і порівнюваного варіантів згідно [206, 207, 208, 209, 210, 211, 212, 213].

Річний економічний ефект (E_P) визначався як різниця наведених витрат за варіантами:

$$E_P = (U_B + U_H + D) \cdot W_r, \quad (5.1)$$

де U_B U_H - наведені витрати на 1 га при базовому і проектному варіантах, грн./га;

W_r - річний виробіток агрегату, га;

D - додатковий чистий дохід за рахунок збільшення кількості продукції, грн./га.

Приведені витрати на 1 га визначаються за формулою:

$$U = C + E \cdot K_{уд}, \quad (5.2)$$

де C - прямі експлуатаційні витрати, грн./га;

E - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;

$K_{уд}$ - питомі капітальні вкладення, грн./га.

Прямі експлуатаційні витрати визначаються наступним чином:

$$C = Z + Z_r + A_T + A_{CM} + P_T + P_{CM}, \quad (5.3)$$

де Z - зарплата тракториста, грн./га;

$З_T$ - витрати на паливо та мастильні матеріали, грн./га;

A_T - амортизаційні відрахування на трактор, грн./га;

A_{CM} - амортизаційні відрахування на дискатор, грн./га;

P_T - відрахування на ремонт і ТО трактора, грн./га;

P_{CM} - відрахування на ремонт і ТО дискатора, грн./га;

Зарплата тракториста визначається за залежністю:

$$З = T \cdot f_T ; \quad (5.4)$$

T - затрати праці на 1 га, люд.-год./га

$$T = N_T / W_E ; \quad (5.5)$$

N_T - кількість обслуговуючого персоналу;

W_E - експлуатаційна продуктивність агрегату, га/год.

$$W_E = W_T \cdot \phi_E ; \quad (5.6)$$

W_T - технічна продуктивність агрегату, га/год.

$$W_T = W \cdot K_B ; \quad (5.7)$$

W - теоретична продуктивність агрегату, га/год.

$$W = 0,1B \cdot V_p ; \quad (5.8)$$

B - ширина захвату, м;

V_p - робоча швидкість, км/год.;

K_B - коефіцієнт використання ширини захвату;

ϕ_E - коефіцієнт використання експлуатаційного часу; f_T - тарифна ставка тракториста, грн./год.;

Витрати на паливо та мастильні матеріали визначаються наступною формулою:

$$Z_T = G_q \cdot C_T / W_E , \quad (5.9)$$

де G_q - часові витрати палива, кг/год.;

C_T - комплексна ціна 1 кг палива, грн.

Амортизаційні відрахування на трактор можна знайти за виразом:

$$A_T = B_T \cdot a_T / (100 \cdot \Gamma_T \cdot W_E), \quad (5.10)$$

де B_T - ціна балансова трактора, грн.;

a_T - коефіцієнт амортизаційних відрахувань трактора;

Γ_T - річне завантаження трактора, год.

Амортизаційні відрахування на дискатор:

$$A_{CM} = B_{CM} \cdot a_{CM} / (100 \cdot \Gamma_{CM} \cdot W_E), \quad (5.11)$$

де B_{CM} - ціна балансова дискатора, грн.;

a_{CM} - коефіцієнт амортизаційних відрахувань дискатора;

Γ_{CM} - річне завантаження дискатора, год.

Відрахування на ремонт і ТО трактора знайдемо за залежністю:

$$P_T = B_T \cdot p_T / (100 \cdot \Gamma_T \cdot W_E), \quad (5.12)$$

де p_T - коефіцієнт відрахувань на ремонт і технічне обслуговування трактора.

Відрахування на ремонт і ТО дискатора визначимо:

$$P_{CM} = B_{CM} \cdot a_{CM} / (100 \cdot \Gamma_T \cdot W_E), \quad (5.13)$$

де P_{CM} - коефіцієнт відрахувань на ремонт і технічне обслуговування дискатора.

Питомі капітальні вкладення визначаються:

$$K_{уд} = (B_T / \Gamma_T + B_{CM} / \Gamma_{CM}) / W_E, \quad (5.14)$$

Додатковий чистий дохід, що отриманий за рахунок збільшення кількості

продукції, можна знайти за формулою:

$$Д = C_B \cdot B \cdot k_B / 100, \quad (5.15)$$

де C_B - ціна 1 т зібраного врожаю, грн./т;

B - врожайність, т/га;

k_B - відсоток збільшення врожайності, %.

Термін окупності додаткових капіталовкладень визначається наступним чином:

$$T = (B_{CM} - B_{CB}) / E_p \cdot \cdot \quad (5.16)$$

Вихідні дані та результати розрахунку економічних показників та економічної ефективності наведені в таблицях 5.1-5.2.

Таблиця 5.1 - Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності

Показник	Позначення	Варіант	
		базовий (ДМТ-4)	проектний (ДЛ-5)
1	2	3	4
Річний виробіток агрегату, га	Wr	400,00	400,00
Нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень	E	0,15	0,15
Тарифна ставка тракториста, грн./год.	f _T	40,00	40,00
Кількість обслуговуючого персоналу, чел.	N _T	1,00	1,00
Ширина захвата, м	B	4,00	5,00
Робоча швидкість, км/год.	V _p	3,60	3,60
Коефіцієнт використання ширини захвату	K _B	0,97	0,97
Коефіцієнт використання експлуатаційного часу	φ _E	0,78	0,78
Часові витрати палива, кг/год.	G ₄	8,00	5,00
Комплексна ціна 1 кг палива, грн.	Ц _T	20,20	20,20
Ціна балансова трактора, грн.	B _T	1400000,00	1400000,00
Коефіцієнт амортизаційних відрахувань трактора	a _T	12,50	12,50
Річне завантаження трактора, год.	Г _T	1700,00	1700,00
Ціна балансова дискатора, грн.	Б _{CM}	575000,00	694000,00

Продовження таблиці 5.1

1	2	3	4
Коефіцієнт амортизаційних відрахувань дискатора	a_{CM}	16,00	16,00
Річне завантаження дискатора, год.	Γ_{CM}	277,78	277,78
Коефіцієнт відрахувань на ремонт і технічне обслуговування трактора	p_T	10,00	10,00
Коефіцієнт відрахувань на ремонт і технічне обслуговування дискатора	p_{CM}	11,00	11,00
Ціна 1 т зібраного врожаю, грн./т ¹	C_B	8100,00	8100,00
Врожайність, т/га ²	B	3,50	3,50
Збільшення врожайності, %.	kv	—	0,00

Таблиця 5.2 - Результати розрахунку економічної ефективності

Показник	Позначення	Варіант	
		базовий (ДМТ-4)	проектний (ДЛ-5)
1	2	3	4
Експлуатаційна продуктивність агрегату, га/год.	W_E	1,09	1,36
Технічна продуктивність агрегату, га/год.	W_T	1,40	1,75
Теоретична продуктивність агрегату, га/год.	W	1,44	1,80
Затрати праці на 1 га, люд.-год./га	T	0,92	0,73
Питомі капітальні вкладення, грн./га	K_{UD}	2655,82	2439,22
Зарплата тракториста, грн./га	Z	36,71	29,37
Витрати на паливо та мастильні матеріали, грн./га	Z_T	148,32	74,16
Амортизаційні відрахування на трактор, грн./га	A_T	94,48	75,59
Амортизаційні відрахування на глибокорозпушувач, грн./га	A_{CM}	303,99	293,52
Відрахування на ремонт і ТО трактора, грн./га	P_T	75,59	60,47

¹ Для пшениці на зерно (вартість вказана станом на 2023 р)²Для пшениці

Продовження таблиці 5.2

1	2	3	4
Відрахування на ремонт і ТО дискатора, грн./га	P_{cm}	34,15	32,97
Прямі експлуатаційні витрати, грн./га	C	693,25	566,09
Наведені витрати на 1 га, грн./га	U	1091,62	931,97
Додатковий чистий дохід за рахунок збільшення кількості продукції, грн./га	D	—	0,00
Річний економічний ефект, грн.	E_p	—	63861,24
Питомий річний економічний ефект, грн./га	e_p	—	159,65
Термін окупності додаткових капіталовкладень, років	T	—	1,86

5.2 Висновки по розділу

1. За результатами випробувань встановлено, що якість поверхневого обробітку ґрунту дослідним зразком дискатора ДЛ-5 відповідає встановленим агротехнічним вимогам, тяговий опір на різних агрофонах складає 14,9415,16 кН;

2. Застосування розробленого дискатора ДЛ-5 на поверхневому обробітку ґрунту дозволяє підвищити у 1,33 рази продуктивність у порівнянні із серійним аналогом дискового знаряддя бороною ДМТ-4 при забезпеченні агротехнічних вимог до якості виконання процесу дискування: грудочок розміром менше двох міліметрів на 5 % менше, ніж після проходження серійної борони, а агрегатів розміром більше 10 мм на 13 % більше.

3. Економічні розрахунки свідчать, що застосування дискатора ДЛ-5 для поверхневого обробітку ґрунту у порівнянні із ДМТ-4 дає можливість отримати питомий річний економічний ефект 159,65 грн./га. Термін окупності при цьому складає 1,86 років.

ВИСНОВКИ

В роботі наведено теоретичне узагальнення і вирішення завдання, що полягає в математичному моделюванні процесу обробітку ґрунту дисковими робочими органами на пружних стійках. Це дало можливість підвищити якість поверхневого обробітку ґрунту та зменшити енергоємність процесу.

1. В результаті аналізу результатів відомих досліджень процесів дискування ґрунту, відповідних способів і конструкцій встановлено, що одним із способів підвищення ефективності функціонування дискових робочих органів є застосування пружних стійок, що зумовлює коливний рух робочих органів в ґрунтовому середовищі при виконанні технологічного процесу. Однак при цьому, суттєвий вплив на якість виконання і енергоємність процесу поверхневого обробітку ґрунту має стійкість руху дискових робочих органів по глибині, що зумовлюється конструктивно-технологічними параметрами дискового знаряддя. Встановлено, що для забезпечення ефективності взаємодії з ґрунтом при мінімальних енерговитратах дискові робочі органи на пружних стійках повинні забезпечувати в заданих допустимих межах рівномірність обробітку по глибині.

2. В результаті аналітичних досліджень складено систему диференціальних рівнянь коливання рами і робочих органів дискатора під час його руху з урахуванням змін фізико-механічних властивостей ґрунту. За розробленим алгоритмом встановлено вираз у вигляді рівняння регресії щодо визначення ступеню асимптотичної стійкості (кути коливання ϕ) системи робочих органів дискатора в залежності від його конструктивно-технологічних параметрів (крок спіралі пружної стійки першого і другого ряду a_1 a_2 , відстань між пружними стійками A_x , діаметр d , кути атаки α і нахилу γ у дискового робочого органу, швидкість переміщення V).

3. В результаті лабораторних досліджень процесу взаємодії дискових робочих органів на пружній стійці з ґрунтовим середовищем отримано динаміку зміни тягового опору R_x , куту відхилення робочих органів ϕ , коефіцієнта структурності ґрунту K_{str} від діаметра диску d , кроку спіралі пружної стійки a ,

кута нахилу γ і кута атаки α у вигляді рівнянь регресії другого порядку.

Отримані раціональні конструктивно-технологічні параметри дискатора: $d = 0,56$ м, $\gamma = 22^\circ$, $\alpha = 31^\circ$, $a = 0,8$ м. При цих параметрах критерії оптимізації дорівнювали: $K_{str} = 0,97$, $Y_x = 2,52$ кН, $\phi = 2,61^\circ$.

4. Виробничими випробуваннями розробленого дискатора з пружними стійками підтверджено, що його застосування дозволяє підвищити в 1,33 рази продуктивність при забезпеченні встановлених агрономічних обробіток ґрунту. Економічні розрахунки свідчать, що застосування дискатора ДЛ-5 для поверхневого обробітку ґрунту у порівнянні із ДМТ-4 дає можливість отримати питомий річний економічний ефект 159,65 грн./га. Термін окупності при цьому складає 1,86 років.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Чернілевський М. С., Білявський Ю. А., Кропивницький Р. Б., Ворона Л. І. Агротехнічні вимоги та оцінка якості обробітку ґрунту: навч. посібник. Житомир: Вид-во «Житомирський національний агроекологічний університет». 2012. 84 с.
2. Адамчук В. В., Булгаков В. М., Головач І. В., Горобей В. П. Теоретичні основи коливання зубчастого сошника селекційної сівалки. Механізація та електрифікація сільського господарства: між від. темат. наук. зб. Глеваха. 2015. Вип.1 (100). С. 10-21.
3. Алієв Е. Б., Лобатюк Ю. М. Теоретичне обґрунтування розміщення робочих органів глибокорозпушувача на рамі знаряддя. Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК». Вінниця. 2015. №3 (92) С. 5-9.
4. Гудзь В. П., Примак І. Д., Будьоний Є. П. Землеробство. К.: Урожай. 1996. 384 с.
5. Медведєв В. В., Лактіонова Т. Н. Гранулометричний склад ґрунтів України (генетичний, кологічний и агрономічний аспекти). Харків: Апостроф, 2011. 292 с.
6. Медведєв В. В. Структура ґрунту (методи, генезис, класифікація, еволюція, географія, моніторинг, охорона). Харків. Вид. «13 типографія», 2008. 406 с.
7. Лихочвор В. В., Петриченко В. Ф. Рослинництво. Сучасні інтенсивні технології вирощування основних польових культур. Львів: НВФ «Українські технології», 2006. 730 с.
8. Панченко А. М. Теорія подрібнення ґрунтів ґрунтообробними знаряддями. Дніпропетровськ: Дніпропетровський державний аграрний університет, 1999. 140 с.
9. Пастухов В. І. Якість механізованих технологічних операцій і біопотенціал польових культур: Наукові рекомендації для працівників механізованого рослинництва. Харків: «Ранок». 2002, 124 с.
10. Zubko V., Khvorost T., Zamora O., Onychko V. Methods of Maintaining Soil Depth Evenness during Disk Tillage. *Scientia agriculturae bohemia*, 51, 2020 (1): 22-30. DOI: 10.2478/sab-2020-0004.
11. Бабицький Л. Ф. Біонічні напрями розробки ґрунтообробних машин. К.: Урожай. 1998. 164 с.
12. Войтюк Д. Г., Іщенко В. В. Сільськогосподарські машини. К.: «Агроосвіта», 2015. 679 с.
13. Кобець А. С., Волик Б. А., Рибкін А. П. Аналітичні дослідження агрегату на основі робочих органів дискового типу. Вісник Харківського національного

- технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка, Вип..44, «Механізація сільськогосподарського виробництва, Т.2, Харків. 2006. С. 231-236.
14. Бакум М. В. Проектування сільськогосподарських машин. Частина І. Книга 2. Машини для обробітку ґрунту. Харків: ПромАрт. 2019. 436 с.
 15. Антощенко Р. В. Вимірювальна система динамічних та тягово- енергетичних показників функціонування мобільних машин. Інженерія природокористування. Харків: ХНТУСГ. 2014. Вип. 2 (2). С. 15-19.
 16. Бакум М. В., Ящук Д. А. Проектування ґрунтообробних машин з дисковими робочими органами. Навчальний посібник. Харків: ХНТУСГ. 2011. 34 с.
 17. ДСТУ ISO 5679:2012. Ґрунтообробне устаткування. Диски.
 18. Василенко П. М. Основи аналітичних методів землеробської механіки. К.: Вид-во НАУ. 1998. 28 с.
 19. Вольський В. А. Визначення бокової сили сферично-дискового робочого органу з віссю обертання нахиленою під кутом до горизонту. Механізація та електрифікація сільського господарства. Міжвідомчий тематичний науковий збірник. Випуск 93. Глеваха. 2010. С. 504-508.
 20. Точицкий А. А., Лепешкин Н. Д., Китун А. В., Добриян В. В. Новые тенденции и принципы создания техники для обработки почвы. Механизация и электрификация сельского хозяйства РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации с.х.». Минск: 2009. Вип.: 43, Т. 1. С. 62-69.
 21. Войтюк Д. Г., Човнюк Ю. В., Гуменюк Ю. О., Гуцол О. П. Фізична природа та кінематичний аналіз релаксаційних автоколивань у системі «вібраційна розпушувальна лапа - ґрунт». Механізація та електрифікація сільського господарства. 2012. Вип. 96. С. 109-117.
 22. Лабодский И. М., Макуть А. Д., Ковалева И. М. Агрегаты для измельчения и заправки в почву пожнивных остатков сельскохозяйственных культур. Механизация и электрификация сельского хозяйства РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации с.-х.». Минск, 2010. Вип. 44, Т. 1. С. 46-54.
 23. Шевченко І. А. Обґрунтування геометричних параметрів дискових робочих органів. Праці ТДАТА. Вип. 2., Т.16. Мелітополь: ТДАТА, 2001. С. 1319.
 24. Гуцол О. П., Ковбаса В. П. Обґрунтування параметрів і режимів руху ґрунтообробних машин з дисковими робочими органами: Монографія. Київ. 2016. 145 с.

25. Сєдих К.В. Оцінка структурного складу ґрунту після обробітку експериментальним дисковим луцильником. Механізація та електрифікація сільського господарства: [загальнодержавний збірник]. 2017. Випуск №6 (105). ННЦ «ІМЕСГ». Глеваха, 2017. С. 44-49.
26. Лехман С. Д. Довідник з охорони праці в сільському господарстві [/Лехман С. Д. – К.: Урожай, 1990. - 286 с.