

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра: Тракторів і сільськогосподарських машин

Пояснювальна записка
до дипломної роботи
освітнього ступеня «Магістр»
на тему

**Обґрунтування конструктивних параметрів і режимів роботи дискатора
в умовах органічного землеробства**

Виконав : студент 2 курсу групи МГМ 1-19

За спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Буряк Тетяна Юріївна

Керівник _____ Волик Борис Анатолійович

Рецензент _____

Дніпро 2020

ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Інженерно-технологічний факультет

Кафедра: Тракторів і сільськогосподарських машин

Освітній ступінь: "Магістр"

Спеціальність: 208 "Агроінженерія"

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ ТСГМ _____

(назва кафедри)

_____ доцент _____

(вчене звання)

_____ Теслюк Г.В.

(підпис) _____ (прізвище,
ініціали)

„_____” _____ 2020 р.

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ
Буряк Тетяні Юріївні

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема роботи: **Обґрунтування конструктивних параметрів і режимів роботи диска тора в умовах органічного землеробства**

1. Керівник роботи: Волик Борис Анатолійович к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затвержені наказом вищого навчального закладу від «03» жовтня 2020 року

№ 2556

2. Строк подання студентом роботи: 03.12.2020 р.

3. Вихідні дані до роботи:

3.1. Агротехнічні вимоги до обробітку ґрунту.

3.2. Зменшення тягового опору і покращення на 10-15% якості кришення поверхневого шару ґрунту і подрібнення рослинних решток

3.3. Термін окупності вдосконаленої машини не більше 5 років.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити: 1. Огляд конструкцій робочих органів. 2. Обґрунтування конструктивних параметрів робочого органу. Теоретичні дослідження процесу взаємодії з ґрунтом модернізованого робочого органу. 3. Методика і результати експериментальних досліджень. 4. Охорона праці та захист в надзвичайних ситуаціях. 5. Техніко-економічна ефективність впровадження вдосконаленого диска тора. Загальні висновки та пропозиції

5. Перелік демонстраційного матеріалу:

1. Тема, мета та задачі роботи. 2 Аналіз існуючих конструкцій. 3 Конструктивна схема модернізованого робочого органу. 4. Елементи математичної моделі. 4 Програма та методика досліджень. 5. 6,7 Результати експериментальних досліджень та їх аналіз. 7. Охорона праці. 8. Техніко-економічні показники впровадження. 9. Загальні висновки та пропозиції.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	завдання прийняв
1	Волик Б.А., доцент		
2	Волик Б.А. , доцент		
3	Волик Б.А. , доцент		
4			
5			
нормоконтроль	Лепеть Є.І., асистент		

7. Дата видачі завдання: 11.10.2019 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного Проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний (оглядовий)		
2	Теоретичний		
3	Експериментальний		
4	Охорона праці		
5	Економічний		
6	Демонстраційна частина		

Студент _____ **Буряк Т.Ю.**
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ **Волик Б.А.**
(підпис) (прізвище)

АНОТАЦІЯ

Буряк Т.Ю. Обґрунтування конструктивних параметрів і режимів роботи дискатора в умовах органічного землеробства / Буряк Т.Ю. – Дипломна робота ступеня магістр за спеціальністю №208 «Агроінженерія». – ДДАЕУ, Дніпро,- 2018 – 74 с.

В роботі наведені результати аналітичних і експериментальних досліджень спрямованих на раціоналізацію конструктивних і кінематичних параметрів дискатора з метою його адаптації до роботи в умовах заниженої консолідації ґрунту, що є характерним для умов органічного землеробства.

Проведеними польовими дослідженнями підтверджена адекватність розробленої математичної моделі і раціональність обраних конструктивних рішень

Прогнозований економічний ефект від впровадження конструкції у виробництво становить _____ грн в розрахунку на навантаження 200 га.

Ключові слова : дискатор, сферичний диск, збудження коливань, органічне землеробство

ЗМІСТ

	ВСТУП	7
1.	СТАН ПИТАННЯ. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ І ДОСЛІДЖЕНЬ	10
1.1.	Огляд конструктивних рішень	10
1.1.1	Огляд конструкцій стояків	10
1.1.2.	Огляд конструкцій дисків	12
1.2.	Прикладні дослідження	15
1.3.	Фундаментальні аналітичні моделі	22
1.3.1	Основні положення теорії внутрішньої напруги	22
1.3.2.	Методика визначення тягового опору диска за А.М. Панченко	24
1.3.3.	Методика розрахунку загальної реакції різання ґрунту поверхнею довільної геометричної форми.	27
	Висновки	31
2.	АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ З ГРУНТОВИМ СЕРЕДОВИЩЕМ ДИСКА НА ПРУЖНОМУ СТОЯКУ	32
2.1.	Аналіз механізму збудження коливань в системі диск-пружний стояк	32
2.2.	Аналіз впливу зовнішніх факторів на характер тягового опору	38
	Висновки	41
3.	ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	43
3.1.	Програма експериментальних досліджень	43
3.2.	Стендові лабораторні дослідження.	43
3.2.1.	Визначення тягового опору	44
3.2.2.	Амплітуда і частота коливань стояка	46
3.2.3.	Швидкість поступового руху агрегату	48
3.2.4.	Частота обертання і пробуксовування диска	49

3.3.	Польові дослідження дослідного зразка дискатора	50
3.3.1.	Оцінка показників агрофону перед початком роботи	50
3.3.2.	Методика оцінки якості обробітку ґрунту агрегатом	55
3.4.	Експлуатаційні показники агрегату	57
	Висновки	57
4.	РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	59
5	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	73
5.1.	Дослідження стану охорони праці в господарстві «Аврора» Орхівського району Запорізької області	73
5.2.	Аналіз виробничого травматизму	74
5.3.	Вимоги безпеки праці при обробітку ґрунту на модернізованому агрегаті	75
5.3.1.	Загальні положення.	75
5.3.2.	Вимоги безпеки перед початком роботи	76
5.3.3.	Вимоги безпеки при виконанні технологічного процесу	77
5.3.4.	Вимоги безпеки по завершенню роботи	77
5.4.	Рекомендації по поліпшенню стану охорони праці в базовому господарстві	78
5.5.	Дії в надзвичайній ситуації під час прориву магістрального газопроводу.	78
	Висновки	79
6.	ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ	80
6.1.	Експлуатаційні витрати	81
6.2.	Капітальні вкладення	83
6.3.	Приведені витрати і річний економічний ефект	83
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	85
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	88
	ДОДАТКИ	92

В С Т У П

Актуальність теми. Грунтообробні агрегати, в основу яких закладені дискові робочі органи (борони,лушпильники, дискатори плуги) знаходять все більше поширення. Позитивні якості таких агрегатів незаперечні : суттєво менший тяговий опір, можливість регулювати якість кришення і розпушення ґрунту.

Основні переваги дискових робочих органів обумовлені обертанням диска довкола осі кріплення і можливістю змінювати кути постановки до напрямку руху і вертикалі.

Великий вплив на якісні показники роботи знаряддя має конструкція стояка. В сучасних агрегатах в абсолютній більшості використовують пружні, або підпружинені стояки. Жорсткі стояки використовують в основному тільки на дискових плугах і окремих типах легких дискаторів. Наявність в конструкції пружного елемента пом'якшує режим роботи, що позитивно впливає на надійність всієї конструкції. Позитивним також є те, що коливання сприяють самоочищенню диска, особливо в умовах підвищеної вологості.

Але в системі диск-стояк виникають і негативні явища, перш за все це резонанс, який підвищує тяговий опір і може привести до руйнування конструкції. До виникнення резонансу призводить нераціональне співвідношення кутів постановки диска, робочої швидкості і механіко-технологічних властивостей ґрунту. Найпростіше вирішення проблеми – уникати небезпечних робочих швидкостей, що і рекомендують заводи-виробники.

Тому, існує проблема узгодження параметрів диска і стояка, визначення раціонального кінематичного режиму роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Дослідження, що складають основу магістерської роботи виконувались згідно з тематичним планом науково-дослідних робіт ДДАЕУ на 2017 – 2020 роки : «Обґрунтування

параметрів ґрунтообробних машин методами моделювання технологічного процесу»,

№ державної реєстрації : 0117 U 005305 від 04. 12. 2017р

Назва пріоритетного напрямку розвитку науки і техніки згідно з Законом України від 12.10.2010 № 2519-17 : Раціональне природокористування

Назва пріоритетного тематичного напрямку наукових досліджень і науково-технічних розробок згідно з постановою Кабінету Міністрів України від 07.09.2011 №942 : Технології сталого використання, збереження і збагачення біоресурсів та покращення їх якості і безпечності, збереження біорізноманіття.

Мета роботи –Покращення якісних показників обробітку ґрунту в умовах органічного землеробства шляхом адаптації системи диск-пружний стояк по до умов експлуатації

Задачі досліджень. Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні завдання :

Виконаний аналіз сучасних конструкцій дискаторів і окреслені напрямки можливого конструктивного удосконалення

обґрунтований прототип розроблюваної конструкції;

Обґрунтована компоновочна схема знаряддя;

Розроблена математична модель взаємодії робочого органа з ґрунтовим середовищем;

На основі загальної математичної моделі запропонована модель механізму збудження коливань в системі

Виконані експериментальні дослідження на підтвердження адекватності розробленої математичної моделі;

Виконані техніко-економічні розрахунки ефективності досліджень.

Об'єкт дослідження – технологічний процес обробітку ґрунту сферичним диском встановленим під кутами до напрямку руху і вертикалі та робочий орган для його виконання.

Предмет дослідження – Залежність показників обробітку від конструктивних параметрів знаряддя.

Методи дослідження – теоретичні дослідження виконані з застосуванням методів землеробської механіки, аналітичної та нарисної геометрії, прикладної математики. Експериментальні дослідження виконані за спеціально розробленими методиками з залученням методів планування експерименту та регресійного аналізу.

Наукова новизна отриманих результатів.

Вперше запропонована динамічна модель взаємодії з ґрунтом дискового робочого органу встановленого під кутами до напрямку руху і верикалі

Практичне значення отриманих результатів.

Використання розробленої конструкції дозволяє знизити тяговий опір знаряддя і покращити якісні показники кришення ґрунту

Апробація результатів досліджень.

Основні положення і матеріали роботи доповідались на :

на II Міжнародній науково-практичній конференції «Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі, ТДАТУ ім Дмитра Моторного : Мелітополь: 2.11 2020 – 27.11. 2020.м.Мелітополь\URL:

<http://www.tsatu.edu.ua/tstt/c>

Науковому семінарі кафедри тракторів і сільськогосподарських машин
«___»_____ 2020 р.

1. СТАН ПИТАННЯ. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ І ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Огляд конструктивних рішень

1.1.1. Огляд конструкцій стояків

В сучасних конструкціях жорсткі стояки використовують тільки на легких дискаторах з діаметром дисків 450-510 мм при навантаженні 500-800 кг на метр ширини захвату. Як компроміс, в окремих конструкціях використовують жорсткі, але підпружинені стояки (рис.1.1,*а*), або стояки кріплять до рами через еластичні гумові вставки (рис.1.1,*б*). Особливість такого конструктивного рішення полягає в тому, що коливання у поперечно-вертикальній площині неможливі. В окремих випадках, особливо при роботі на в'язких ґрунтах, це необхідна умова. Різниця в роботі металевої пружини і гумової вставки полягає в тому, що гума має більший час релаксації і тому коливання будуть більш «м'якими».

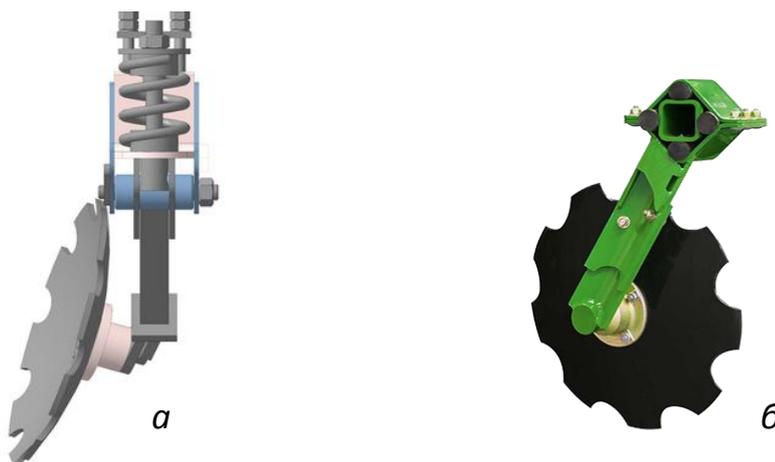


Рисунок 1.1 – Підпружинені жорсткі стояки :

а – підпружинений стояк; *б*– стояк на еластичних гумових вставках

Найчастіше в сучасних конструкціях використовують пружні стояки, які умовно можна поділити на дві групи : з одинарним і подвійним перегином профілю поверхні. Оглядом конструкцій сучасних дискаторів відмічено, що стояки з одним перегином використовують в основному на важких машинах з обмеженим діапазоном регулювання кута постановки диска до вертикалі.



a



Рисунок 1.2 – Пружні стояки дискатора :

a – з одинарним перегином профілю; *б* – з подвійним перегином профілю

Стояк – з одинарним перегином профілю пагано сприймає поперечну складову реакції диска. Стояк з подвійним перегином профілю реагує на всі три складові реакції диска, але має складнішу технологію виготовлення

Кафедрою сільськогосподарських машин ДДАЕУ розроблений стояк [35] з використанням гумового пружного елемента, який охоплює безпосередньо ступицю диска (рис.1.3). До переваг такого конструктивного рішення слід віднести, те що пружний елемент максимально наближений до збудника коливачь. Тому, реакція на збудження буде відбуватись швидше і м'якіше. Серед недоліків конструкції слід відмітити чутливість конструкції до осьового люфту, а позитивним є те, що конструкція максимально уніфікована з серійними зразками, особливо з стояком підприємства Торговий дім «Корсунь». Дослідний зразок стояка пройшов польові стендові випробування і показав надійність на 10-15% вищу ніж серійні.

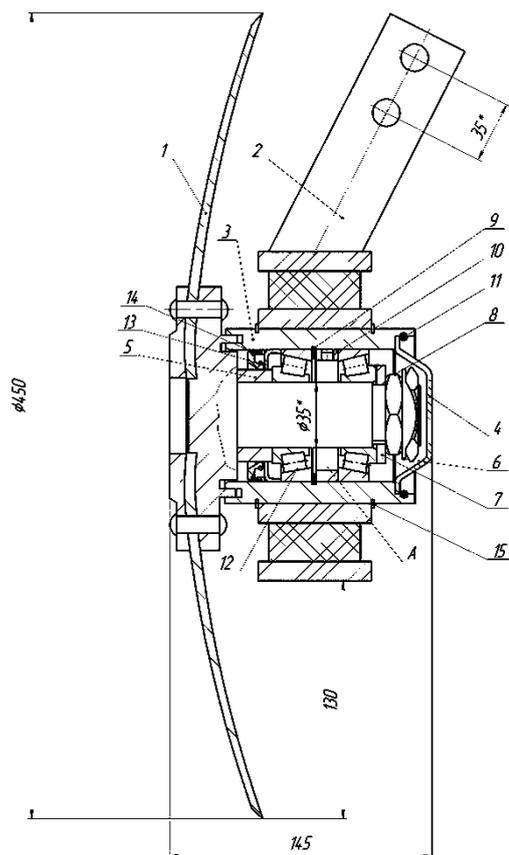


Рисунок 1.3 - Стояк дискового робочого органу розробки ДДАЕУ [35] :

a – схема конструктивна, *б* – загальний вид пружного елемента

1 – диск; 2 – стояк; 3 – ступиця диска

1.1.2. Огляд конструкцій дисків

Слід відмітити, що диски випускають тільки на спеціалізованих підприємствах. Це пов'язане з тим, що технологічний процес виготовлення. Хоча і не складний, але вимагає чіткого дотримання, що при виготовленні малих партій не вигідно. Розглянемо найбільш поширені конструктивні рішення.

Суцільний сферичний диск (рис.1.4,а) виконує операції підрізання, кришення, обертання і зсуву у відносно легких умовах. Диски з суцільним лезом діаметру (550-700 мм) застосовують при обробці ґрунту на глибину до 14 см та наявності на поверхні крупностебельних пожнивних залишків. Диски меншого діаметру – при лущенні ґрунту на глибину до 4-6 см і наявності на поверхності великої кількості рослинних решток

Вирізні диски (рис.1.4,б,в) від попереднього відрізняються наявністю по периметру вирізів, що дозволяє підвищити тиск на поверхню.

З метою забезпечення більш надійного обертання диска і перерізання крупностебельних культур (кукурудзи, соняшника) випускають диски з асиметричними вирізами (рис.1.4,г).

Особливість конструкції полягає в тому, що лезо 1 виконане радіально по прямій лінії, а лезо 2 – плавно переходячі у зовнішній діаметр 3, утворює лінію, що забезпечує різання з ковзанням. Таким чином, лезо 1 виконує захоплення рослинних решток, а лезо 2 – перерізання.

Сферичний диск з внутрішніми і зовнішніми вирізами. (рис.1.4,д) використовується виключно на дискаторах, бо його позитивні якості проявляються тільки в тому випадку, коли диск має нахил до вертикалі. Технологічний процес відрізняється тим, що нижня частина підрізаного шару ґрунту просипається у вирізи. Тим самим, ми зменшуємо перемішування шарів. Додатково, більш мілкі грудки просипаються у вирізи, що позитивно відбивається на утриманні вологи.

Іншим позитивним елементом є зменшення тягового опору, що відбувається за рахунок зменшення площі контакту і об'єму переміщеного ґрунту.

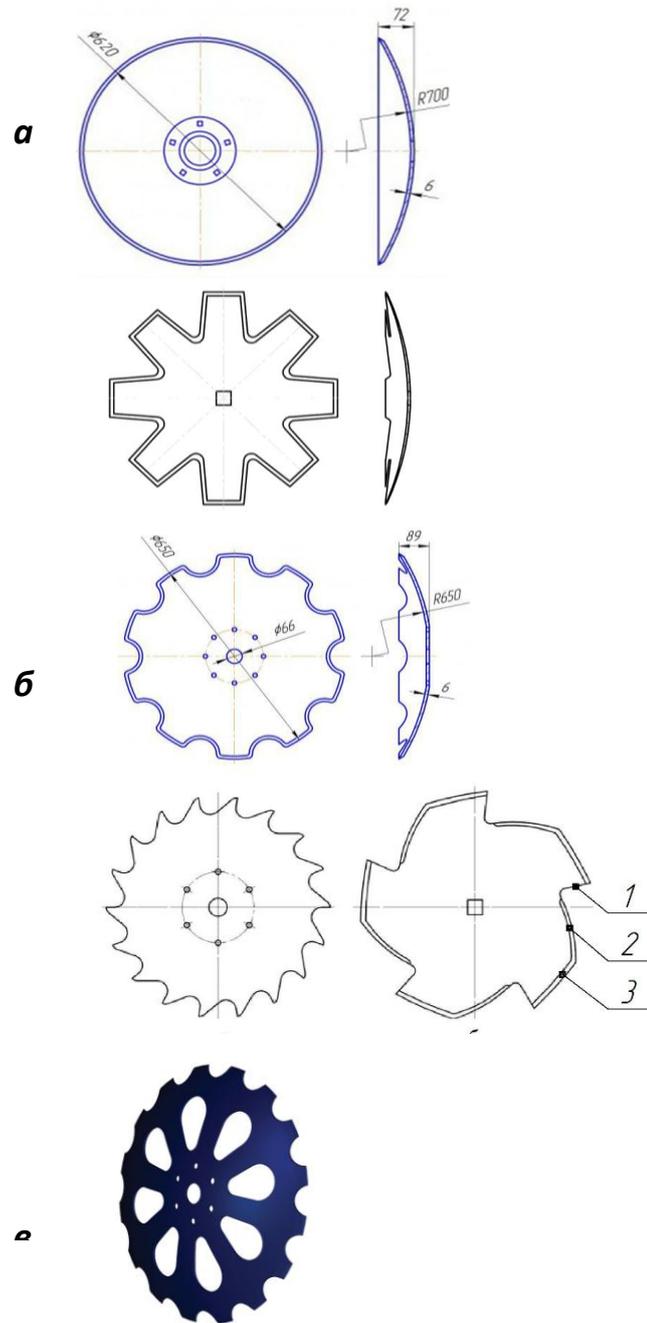


Рисунок 1.4 – Найбільш поширені варіанти конструктивного виконання сферичних дисків : а – суцільний диск; б- вирізний з пелюстками трапецевидної форми в – вирізний «ромашка»; в – вирізні з асиметричними вирізами; д - вирізний з зовнішніми і внутрішніми вирізами

1.2. Прикладні дослідження.

Аналізом досліджень встановлено, що не існує єдиної точки зору у визначенні кута атаки диска. Так, в роботах [12,13,] - це кут між площиною обертання диска і напрямком робочого ходу машини.

В роботах [8,1,17] - кут між віссю обертання диска і напрямком робочого руху .

В роботах [19,20] прийнятий компромісний варіант, тобто кути постановки диска до вертикалі і напрямку руху розглядаються не як складові єдиного кута атаки, а кожний окремо.

Розглянемо ряд досліджень з точки зору можливості використання їх результатів в даній дисертаційній роботі.

Аналітична модель С. Мударісова [16] у своїй методичній основі має закономірності розповсюдження ліній сколу від ріжучої кромки леза, яка розглядається як сукупність елементарних ділянок прямолінійної форми. В даній роботі кут атаки α визначається по першому наведеному нами варіанті, але додатково розглядається і кут нахилу диска до вертикалі β . Аналітично обгрунтовані значення $\alpha = 20$ градусів; $\beta = 10$ градусів. Діаметр диска $D = 510$ мм; $R/D = 1,57 - 1,76$, де R – радіус кривизни диска.

В роботі О.І.Гапоненко [8] експериментально встановлено, що під час роботи стояк спричиняє значні пружні зміщення, які надають динамічний характер руху робочого органу в ґрунті утворюючи вібраційні процеси на частотах 2 – 9 Гц, внаслідок чого їх можна вважати істотним енергетичним фактором. Збурення коливань від демфуючих властивостей ґрунту відбувається на частотах близьких до власної частоти системи і взаємодіють з вимушеними.

За результатами експериментальних досліджень рекомендовані такі основні раціональні параметри: жорсткість стійки – 2 кг/мм, глибина обробітку – 80 мм, швидкість руху агрегату – до 11,5 км/год. Для практичного втілення слід враховувати величину пружних зміщень при регулюваннях глибини обробітку, до визначеної величини додавати 40 мм.

Як показали результати експериментальних досліджень А.М.Пугача [19], коливання диска сприяють зменшенню тягового опору, але раціональним слід вважати напрямок коливань диска, який лежить у площині його обертання. Частота коливань повинна знаходитись в діапазоні 10-20 Гц при амплітуді 10-15 мм

В роботі О. Гриненко[8] показаний негативний вплив резонансу на якісні показники роботи дискатора. Встановлено, що змінюючи жорсткість стояка і вагу агрегату можна вивести зону резонансу за межі планових робочих швидкостей.

В.Н. Воїнов обгрунтовані конструктивні параметри дискатора з точки зору сталості ходу при роботі в умовах цілинних земель. Встановлені наступні раціональні конструктивні параметри :

- діаметр диска – 56 см;
- кут атаки – 20-30 градусів;
- відстань між дисками в ряду 425 мм;
- відстань від рами до осі диска – 520-550 мм;
- відстань між рядами дисків – 700 мм.

Е.А.Сімсон та ін [23] аналітично дослідили напружений стан стояка з метою оптимізації його геометрії. За основу був взятий стояк дискової борони. Такий стояк не компенсує навантаження у поперечно-вертикальній площині і тому він має спрощене конструктивне виконання (рис.1.5)

Результати розрахунків у відповідності до розробленої моделі представлені в табл.1.1. З аналізу запропонованої математичної моделі витікає, що лінійні розміри a, b, c впливу на пружність не мають і їх треба приймати конструктивно.

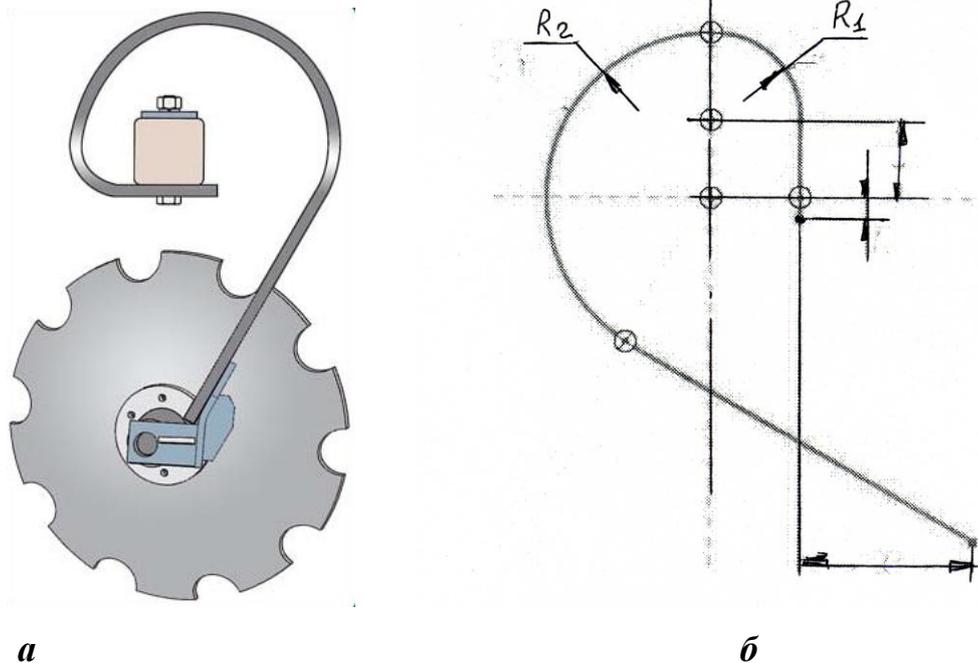


Рисунок 1.5. Стояк дискової борони

а – 3D- модель; б – розрахункова схема

Таблиця 1.1 – Результати розрахунків конструктивних параметрів пружного стояка

Параметри	Вихідне значення	Раціональне розрахункове значення
R_1	90	95
R_2	150	185
σ	700	450

Г.С. Юнусов [24] виконавши ряд польових досліджень та проаналізувавши роботу дискового робочого органу прийшов до висновку, що основна маса ґрунту сходить з робочого органу на рівні горизонтального діаметра. Це потребує виконання ряду вимог, які накладають обмеження на його діаметр. Проаналізувавши схему діючих сил та виконавши необхідні математичні перетворення автор прийшов до кінцевої раціональної формули, за якою він пропонує визначати діаметр диска

$$D = 2R_K \cdot \frac{\cos\alpha - f\sin\alpha}{\sqrt{1 + f^2}} \quad (1.1)$$

де R_K – радіус кривизни диска, м;
 α – кут атаки диска, град;
 f – коефіцієнт тертя.

Як витікає з наведеного виразу (1.1), величина діаметра дискового робочого органу знаходиться у прямій залежності від його радіусу кривизни, кутів атаки та тертя ґрунту о робочу поверхню. На підставі аналізу рівняння з урахуванням ґрунтових умов та технологічних регулювань, можна зробити висновок, що діаметр повинен дорівнювати приблизно 0,6 м.

Слід відмітити, що наведені методики розрахунку діаметра диска і його радіусу кривизни виконані з припущенням, що кут постановки диска до вертикалі мінімальний і його вплив компенсується кривизною самого диска. Це є досить суттєвим припущенням, але дозволяє у першому наближенні оцінити діапазон можливих значень обчислюваних величин.

Аналіз досліджень ґрунтообробних машин показує, що більшість авторів рекомендує приймати діаметр диска $D = (4-6) \cdot a$, де a – глибина оранки. Таке значення гарантує в процесі роботи надійне обертання диска довкола осі кріплення. Радіус кривизни у більшості випадків приймається таким, що дорівнює діаметру диска. Але, означений діапазон є достатньо великим і не дає раціонального значення діаметра. В той же час, зі збільшенням діаметра різко зростає вертикальна складова сили опору і тому цей параметр повинен бути обґрунтований детальніше.

Н.В.Брагінець [4] пропонує визначати діаметр диска і радіус його кривизни за залежностями :

$$D = 2 \cdot a \cdot \left(1 + \frac{d}{2 \cdot a} + tg^2 \gamma + tg \gamma \cdot \sqrt{1 + \frac{d}{2 \cdot a} + tg^2 \gamma}\right), \quad (1.2)$$

де d – діаметр ступиці;

a – глибина занурення диска;

γ – кут підйому ґрунту по поверхні диска.

$$R = \frac{D}{2 \cdot \sin(\alpha - i - \varepsilon)} \quad (1.3)$$

де $\alpha = 40^\circ$ - раціональний кут постановки диска до напрямку руху [20];

$i = 15 - 20^\circ$ - кут заточки ;

$\varepsilon \rightarrow 0$ – задній кут.

Виконані за даною методикою розрахунки показують, що для ґрунтових умов центральної частини України раціональне значення $D = 510$ мм, $R = 600$ мм

С.Г.Мударісов [16] на основі розробленої математичної моделі прийшов до висновку, що для оптимальної якості розпушення ґрунту діапазон радіусу кривизни диска повинен знаходитись в межах 800...1000 мм. Також ним отримане оптимальне співвідношення радіусу R кривизни до діаметра D диска:

$$R/D = 1,57...1,97.$$

А.М.Есоян [341] запропонував формули для обчислення діаметру диска виходячи з умови перерізання волокнистого матеріалу похиленим диском:

$$R > \frac{a}{f^2 \cdot \cos^2 \theta} \cdot \left(1 + f^2 \cdot \cos^2 \theta + \sqrt{1 + f^2 \cdot \cos^2 \theta} \right), \quad (1.4)$$

де

a – глибина оранки, м;

f – коефіцієнт тертя;

θ - кут атаки, град.

А.Х Есоян[11], науковий керівник д.т.н. Я.П. Лобачевський , для визначення діаметра диска пропонує аналітичну залежність

$$D = \left(K \cdot \frac{a}{\cos \beta} \right) \cdot K_{\pi} \quad (1.5)$$

де K – коефіцієнт пропорційності;

a – максимальна глибина оранки, м;

β – кут нахилу диска до напрямку руху, град;

K_{Π} – коефіцієнт, що враховує знос

Так, при $K=3$, $\beta=15^\circ$, $K_{\Pi}=1,1$ розрахунковий діаметр диска дорівнює:

$D=510$ мм.

Відношення діаметра диска до радіуса його кривизни

$$C_{min} = \frac{2\cos\beta}{\left[a_1 \cdot \sin\beta + (1 - a_1^2)^{\frac{1}{2}} \cdot \operatorname{ctg}\alpha \right]^2 + \cos^2\beta}^{\frac{1}{2}} \quad (1.6)$$

де C_{min} – відношення діаметра до радіуса кривизни диску (D/R);

$a_1 = 1 - 2a/(D \cos \beta)$.

α – кут нахилу площі обертання диску до вертикалі, град.

Спроби аналітично обґрунтувати кути постановки дисків та процеси, що відбуваються при взаємодії диска з ґрунтом досить складні і при описанні вимагають багато припущень. Більшість дослідників сходяться на тому, що ці кути повинні становити $\alpha = 35-40$ градусів за напрямком руху і $\beta = 15-30$ градусів до вертикалі. А.М. Семенютою [20] були проведені експериментальні дослідження по визначенню раціональних значень цих кутів. За критерій при оцінці були прийняті якість розпушення (коефіцієнт структурності), величина тягового опору і стабільність ходу дослідної установки. В залежності від питомого зчеплення часток ґрунту автор рекомендує $\alpha = 31,5 - 40 - 46,6$, $\beta = 8 - 17 - 26$ градусів.

Оглядом літературних джерел досліджень по встановленню раціональної форми коливачів не виявлено.

Ще одна складова тягового опору дискового знаряддя – це сила опору на перерізання рослинних решток на поверхні поля. Д.В.Скоробогатов [20] запропонував методику визначення цієї сили за умови перерізання або занурення стебла у ґрунт (рис.1.6).

У відповідності до розрахункової схеми ,баланс діючих сил :

$$N_x = F_x + f_p \cdot N_y + f_p \cdot F_y, \quad (1.7)$$

де N_x - горизонтальна складова нормальної реакції;

N_y – вертикальна складова нормальної реакції;

F_x - горизонтальна складова сили тертя;

F_y – вертикальна складова сили тертя;

f_p – коефіцієнт тертя рослинних решток по ґрунту.

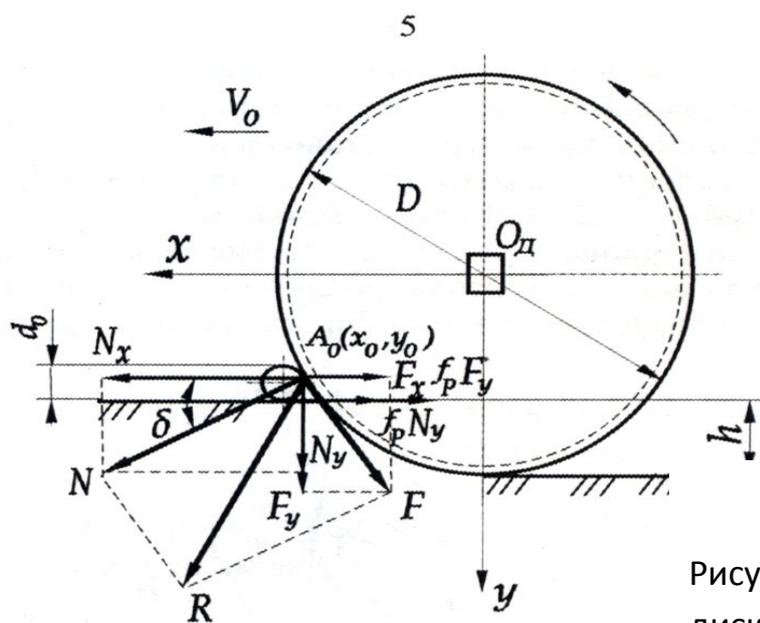


Рисунок 1.6 – Схема взаємодії
диску зі стеблом рослини на
поверхні ґрунту

Перерізання відбудеться при $R > [P]$, де $[P]$ – зусилля перерізання стебла.

Р. М. Гілязов обґрунтував мінімально припустимий радіус кривизни сферичного вирізного диска з точки зору гарантованої відсутності контакту зовнішньої неробочої сторони диска з дном борозни (рис.1.7) на схемі показані траєкторії входу 1 і виходу 2 леза з робочої зони. При дотриманні вихідних параметрів вимога виконується.

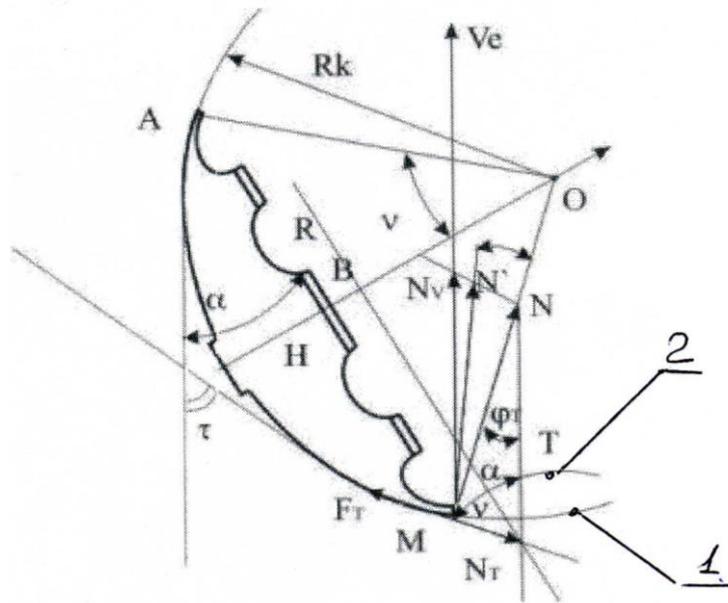


Рисунок 1.7 – Розрахункова схема сферичного диска за Р.М. Гілязовим [16]

$$R_{\text{MIN}} = \frac{D}{2 \cdot (T - \sin^2 \alpha)} \cdot [K \cdot \cos \varphi \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \cdot \sqrt{1 - T}], \quad (1.8)$$

де K – співвідношення колової і поступової швидкості довільно взятої точки на зовнішній поверхні сфери

D – діаметр диска

$$T = \frac{\cos^2 \varphi}{K^2}$$

α – кут постановки диска до напрямку руху;

φ – кут тертя ґрунту по сталі

1.3. Фундаментальні аналітичні моделі

Розглянемо ряд аналітичних моделей, основні положення яких можна розповсюдити на широку гаму робочих органів, в тому числі і на досліджуваний в дисертації дисковий робочий орган.

1.3.1 Основні положення теорії внутрішньої напруги

Найбільш близько до створення моделі взаємодії знаряддя довільної геометричної форми з середовищем підійшов А.М. Панченко [90,91], який створив аналітичну теорію розрахунку ступеня розпушення ґрунту для різних

складових ріжучого периметра, включаючи різні варіанти орієнтації у просторі. Основні положення цієї моделі можна представити наступним чином.

При відокремленні від загального масиву елементарної скиби ґрунту необхідно подолати внутрішню напругу, яку визначають за формулою

$$G = \frac{R_c}{b \cdot a}, \quad (1.1)$$

де R_c – результуюча сила зчеплення часток ґрунту на ділянці відокремлення;
 b, a - поперечний перетин скиби.

$$R_c = \frac{P_0 \cdot (1 - \cos \alpha)}{\sin \alpha}, \quad (1.2)$$

де P_0 – результуюча осьова сила зчеплення часток;

α - кут укладання часток.

Методика визначення G детально викладена в [91].

Результуючу осьову силу зчеплення можна визначити знаючи питоме зчеплення часток ґрунту, яке у свою чергу визначається твердоміром ДорНДІ [73]. Остаточо, ступінь розпушення

$$i = \frac{2 \cdot K_p \cdot E}{G^2} + 1, \quad (1.3)$$

де K_p – питомий коефіцієнт різання ґрунту; E – модуль пружності ґрунту.

Питомий коефіцієнт різання ґрунту визначається як відношення опору різання на поперечний перетин скиби.

У відповідності до методики, робочий орган ототожнюється з елементарним долотом з наведеною шириною захвату, для якого опір різанню визначається

$$P = C_{y\partial} \cdot F_{ск}, \quad (1.4)$$

де $F_{ск}$ – сумарна площа зколу;

$C_{y\partial}$ – питоме зчеплення часток ґрунту.

Як випливає з наведеного, проблема полягає в визначенні питомого коефіцієнта різання ґрунту, яке створює робоча поверхня. У відповідності до [88-90] питомий коефіцієнт різання ґрунту визначається як відношення проекції на напрямок руху всіх діючих сил до площі поперечного перетину скиби. Діючі сили у свою чергу залежать від форми робочої поверхні, швидкості руху та механіко-технологічних властивостей ґрунту.

1.3.2. Методика визначення тягового опору диска за А.М. Панченко

Сутність моделі полягає в наступному.

Робочий орган функціонально поділяється на ріжучий периметр і робочі поверхні. Кромки ріжучого периметру зминають ґрунт і відділяють від загального масиву призму сколу, яка надходить на робочі поверхні. Робочі поверхні розглядають як плоскі поверхні, які з певним ступенем наближення відтворюють загальну поверхню. Поверхні сприймають тиск ґрунту, сили тертя і швидкісний напор. Таким чином загальний тяговий опір має наступні складові.

Автором розроблена універсальна формула, яка дозволяє обчислити тяговий опір знаряддя практично довільної геометричної форми. У відповідності до методики формула має три складові :

$$P = P_{P1} + P_B + P_{ВД}, \quad (1.5)$$

де P_{P1} – тяговий опір на різання лезом;

P_B – тяговий опір на переміщення шару ґрунту вверх;

$P_{ВД}$ - тяговий опір на переміщення шару ґрунту вздовж диска.

Стосовно сферичного диска складова P_{P1} визначається у відповідності до теорії внутрішньої напруги за залежністю [91] :

$$\begin{aligned}
P_{p1} = & \left[C_{yo} \left[\frac{0,66 \cdot a^2 \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2}{\cos(\alpha_p + \varphi_2)} + 0,66 \cdot \sqrt{2R \cdot \frac{a}{\sin E} - \frac{a^2}{\sin^2 E}} \cdot a \right] \times \right. \\
& \times \operatorname{tg}(\alpha_p + \varphi_2) + 3,23 \sqrt{2R \cdot \frac{a}{\sin E} - \frac{a^2}{\sin^2 E}} \cdot a^2 \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ - 0,5\varphi_2) \times \\
& \times \gamma \cdot [\sin \varphi_2 + \cos(\alpha_p - \varphi_2) \cdot \cos \alpha_p \cdot \operatorname{tg} \varphi_1] + 2a^2 \left\{ -0,5C_{yo} \times \right. \\
& \times [\operatorname{tg}(\alpha_p + \varphi_2) + \operatorname{ctg} \alpha_p] \cdot \left. \left[\frac{0,66 \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2}{\cos(\alpha_p + \varphi_2)} \right] \right\} \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 + 6,5 \times \\
& \times \sqrt{2R \cdot \frac{a}{\sin E} - \frac{a^2}{\sin^2 E}} \cdot a \cdot \gamma \cdot \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)g} \cdot V^2 \left. \cdot \cos[\operatorname{arctg} \times \right. \\
& \left. \times \left(\frac{i + \sin \varphi_1}{\cos \varphi_1} \right) - \varphi_1 \right],
\end{aligned}
\tag{1.6}$$

де E – кут відвалювання;

a – глибина обробітку ґрунту;

R – радіус диска;

φ_1 – кут рертя ґрунту по сталі;

φ_2 – кут внутрішнього тертя ґрунту;

α_p – кут атаки диска;

V – швидкість поступового руху.

Далі, до розпушеного ґрунту застосовується рівняння підпірної стінки Н.А.Цитовича [], тобто поверхня робочого органа розглядається як підпірна стінка. Правомірність такого припущення неодноразово підтверджена в працях В.И.Баловнева [2], Ю.А.Ветрова [22], А.Н.Зеленіна [42] та ін.

Тоді, тяговий опір на переміщення шару ґрунту ввєрх [91],

Тяговий опір на переміщення шару ґрунту вздовж диска [90, ф-ла]

$$\begin{aligned}
P_{од} = & 3,24 \sqrt{2R \cdot \frac{a}{\sin E} - \frac{a^2}{\sin^2 E}} \cdot \left(2R - \frac{a}{\sin E} \right)^2 \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ - 0,5\varphi_2) \cdot \gamma \times \\
& \times \cos(E - \varphi_2) \cdot \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi_1.
\end{aligned}
\tag{1.8}$$

Наведена методика є базовою, але вона має ряд суттєвих недоліків.

1. Розрахункова модель передбачає, що робочий орган – це єдине долото плоскої прямокутної форми при постійному куті постановки до напрямку руху. Тому, реальний робочий орган замінюється на умовний з приведеною шириною захвату

$$b_3 = 0,66 \cdot \sqrt{2R \cdot \left(\frac{a}{\sin \alpha} - \frac{a^2}{\sin^2 \alpha} \right)},$$

де R – радіус диска;

a – глибина занурення;

α = кут атаки диска

2. Рівняння Н.А. Цитовича стосується плоскої підпірної стінки. Тому, робоча поверхня теж замінюється на приведену.

3. Модель не враховує обертання диска.

4. Вплив кривизни диска враховується опосередковано, через кут постановки диска до вертикалі.

5. Модель працює з усередненими показниками механіко-технологічних властивостей ґрунтового середовища і не передбачає їх імовірнісного характеру.

Схема доволі спрощена, але дає збіжність 15-20% з результатами експериментальних досліджень, що достатньо для проектних розрахунків. Але головне полягає в тому, що модель дає співвідношення між конструктивними параметрами, кінематичним режимом роботи і механіко-технологічними властивостями ґранту, що надає можливості отримати критерії подібності.

$$P_e = 3,24 \sqrt{2R \cdot \frac{a}{\sin E} - \frac{a^2}{\sin^2 E}} \cdot \left(2R - \frac{a}{\sin E} \right)^2 \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ - 0,5\varphi_2) \cdot \gamma \times \\ \times \cos(E - \varphi_2) (\cos E \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 + \sin E) \cdot \sin \alpha. \quad (1.7)$$

Для обґрунтування пружних властивостей стояка важливо знати співвідношення складових тягового опору. За даною моделлю це становить :

$$P_{\Gamma} = (0,87 - 0,9) \cdot P_T; \quad P_{\Pi} = (0,27 - 0,36) \cdot P_T; \quad P_B = (0,11 - 0,15) \cdot P_T;$$

де P_T – загальний тяговий опір робочого органу;

P_{Π} – поперечна складова тягового опору;

P_B – вертикальна складова тягового опору.

Раціональні значення кутів постановки диска

1.3.3. Методика розрахунку загальної реакції різання ґрунту поверхнею довільної геометричної форми.

Наведена методика розрахунку тягового опору А.М. Панченко отримала подальший розвиток в роботах А.М.Семенюти [109,110]. Сутність удосконалення полягає в тому, що поверхня диска розглядається як така, що утворена переміщенням у просторі криволінійної твірної. При нескінченно малих переміщеннях в точках перетину твірної і направляючої кривих утворюються нескінченно малі поверхні, які можна розглядати як плоскі. Це надає можливість відносно цих ділянок виконувати розрахунки у відповідності до теорії внутрішньої напруги з наступним інтегруванням по всій поверхні.

Розглянемо механізм взаємодії з оброблюваним середовищем робочої поверхні довільної форми. На рис.1.1. лінії АВ, ВС, СА – сліди перетину робочої поверхні з площинами координат. Напрямок руху співпадає з спрямуванням осі Х.

Ділянка АВС нескінченно мала, що дає підставу вважати сліди прямолінійними.

Виріжемо на поверхні АВС нескінченно малу прямокутну площадку DEFG.

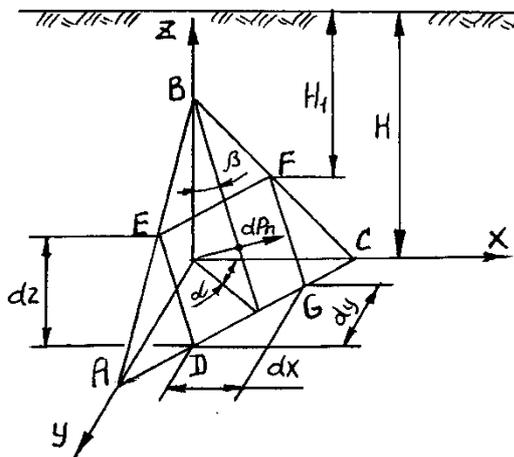


Рис.1.1. Розрахункова схема взаємодії елементарної площадки з середовищем.

Таку елементарну площадку можна розглядати як підпорну стінку, на яку діє сила

$$P = P_n + P_{\text{Тр}} + P_{\text{Д}}, \quad (1.9)$$

де P_n – підпорний боковий тиск; $P_{\text{Тр}}$ – сила тертя; $P_{\text{Д}}$ – динамічна складова сил тиску.

У відповідності до [132] для нескінченно малої площадки рівняння підпорної стінки прийме вид (обґрунтування можливості застосування рівняння підпорної стінки на робочих швидкостях землерійних та ґрунтообробних машин дано у роботах [22, 42, 90, 109, 119])

$$\begin{aligned} dP_n &= \frac{\gamma \cdot (H^2 - H_1^2)}{2} \cdot \left[\text{tg}(45^\circ - \frac{\varphi_2 - \beta}{2}) + \text{tg}\beta \right]^2 \cdot \cos\beta \cdot (DG) = \\ &= \frac{\gamma \cdot (H + H_1) \cdot (H - H_1)}{2 \cdot \cos\alpha} \cdot \left[\text{tg}(45^\circ - \frac{\varphi_2 - \beta}{2}) + \text{tg}\beta \right]^2 \cdot \cos\beta \cdot dy = \\ &= \frac{\gamma \cdot (2 \cdot H + dz) \cdot dz}{2 \cdot \cos\alpha} \cdot \left[\text{tg}(45^\circ - \frac{\varphi_2 - \beta}{2}) + \text{tg}\beta \right]^2 \cdot \cos\beta \cdot dy \end{aligned} \quad (1.10)$$

де $DG = dy/\cos\alpha$; $H - H_1 = dz$; γ – питома вага ґрунту; β – кут постановки площадки до вертикалі; H, H_1 – відповідно глибина розташування нижнього та верхнього обрізів площадки.

Зважаючи на малість величини dz достатнім ступенем точності можна прийняти

$$dP_n = \frac{\gamma \cdot H}{\cos \alpha} \cdot \left[\operatorname{tg}(45^\circ - \frac{\varphi_2 - \beta}{2}) + \operatorname{tg} \beta \right]^2 \cdot \cos \beta \cdot dy \cdot dz, \quad (1.11)$$

що надає можливість перейти до єдиної форми запису диференційних рівнянь.

Динамічна складова визначається за формулою Ю.А.Ветрова [21]

$$dP_D = b \cdot a \cdot \gamma \cdot \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2 = \gamma \cdot \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2 \cdot dy \cdot dz, \quad (1.12)$$

де a, b – відповідно висота і ширина площадки; α_p – кут різання; θ – задній кут; V – швидкість руху.

Сумарний тиск, направлений по нормалі до площадки

$$\begin{aligned} dP_\Sigma &= \frac{\gamma \cdot H}{\cos \alpha} \cdot \left[\operatorname{tg}(45^\circ - \frac{\varphi_2 - \beta}{2}) + \operatorname{tg} \beta \right]^2 \cdot \cos \beta \cdot dy \cdot dz + \gamma \cdot \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2 \cdot dy \cdot dz = \\ &= \gamma \cdot \left\{ \frac{H}{\cos \alpha} \cdot \left[\operatorname{tg}(45^\circ - \frac{\varphi_2 - \beta}{2}) + \operatorname{tg} \beta \right]^2 \cdot \cos \beta + \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2 \right\} \cdot dy \cdot dz \end{aligned} \quad (1.13)$$

Проекція на напрямок руху всіх діючих сил

$$\begin{aligned} dP = dP_{\Sigma(X)} + dP_{Tp(X)} &= \gamma \cdot \left\{ \frac{H}{\cos \alpha} \cdot \left[\operatorname{tg}(45^\circ - \frac{\varphi_2 - \beta}{2}) + \operatorname{tg} \beta \right]^2 \cdot \cos \beta + \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2 \right\} \cdot \\ &\cdot (\cos \alpha \cdot \cos \beta + \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi_1) \cdot dy \cdot dz \end{aligned} \quad (1.14)$$

Для визначення сумарної реакції поверхні робочого органа береться інтеграл по поверхні від отриманого рівняння (1.15)

$$P = \gamma \cdot \iint_{\sigma} \left\{ \frac{H}{\cos \alpha} \cdot \left[\operatorname{tg}(45^\circ - \frac{\varphi_2 - \beta}{2}) + \operatorname{tg} \beta \right]^2 \cdot \cos \beta + \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2 \right\} \cdot$$

$$\cdot (\cos\alpha \cdot \cos\beta + \sin\alpha \cdot \operatorname{tg}\varphi_1) \cdot dy \cdot dz \quad (1.15)$$

де σ – рівняння поверхні.

Недоліком розглянутих методик є те, що вони не враховують динамічну складому відкидання призми ґрунту за межі борозни. В.Н.Войнов [25] запропонував методику, що враховує відкидання. Вона побудована на принципах теорії В.П. Горячкіна. Кінцеве рівняння, яке запропоноване автором [25] для визначення тягового опору диска, що працює в блокованому режимі

$$R_0 = 2 \cdot a \cdot k_{\text{ср}} \cdot \sin\left(\alpha \cdot \sqrt{\frac{a}{D-a}}\right), \quad (1.16)$$

де D – діаметр диска;

α – кут атаки диска (кут між віссю обертання і напрямком руху);

a – глибина занурення диска;

$k_{\text{ср}}$ – питомий опір ґрунту.

Аналіз залежності (1.16) показує, що для її використання потрібен доволі великий масив довідкових експериментальних даних, за аналогією з рівнянням В.П. Горячкіна.

В роботі В.І Ветохіна [20] побудова форми поперечного профілю робочої поверхні клина здійснюється як відображення деформації денної поверхні шару ґрунту

Деформування реальних ґрунтів в процесі обробітку клиновидним робочим органом супроводжується утворенням на робочій поверхні проміжного тіла з об'єму ущільненого ґрунту, яке, як посередник, передає навантаження до іншого об'єму шару ґрунту. Форма робочої поверхні, побудована по будь-якій з відомих методик, є вихідною й корегується в процесі взаємодії із ґрунтом за рахунок обміну об'ємом між робочим органом та скибою ґрунту.

Висновки

1. В сучасних дискаторах використовують пружні або підпружинені стояки.

жорсткі стояки використовують тільки на легких дискаторах з діаметром дисків 450-510 мм при навантаженні 500-800 кг на метр ширини захвату.

По-перше, це забезпечує віброударну дію, що є корисним особливо для турбодискових культиваторів, по-друге, робить режим роботи більш м'яким, що позитивно відбивається на надійності механізму. Конструктивно стояки можуть забезпечити коливання як у повздовжно-вертикальній площині, так і у всіх трьох площинах. Останній варіант може бути використаний тільки на дискаторах, бо поперечні коливання для борони і турбодискового культиватора не припустимі.

2. Особливість роботи дискових робочих органів на пружному стояку полягає в наявності режиму можливого резонансу, який знаходиться в діапазоні робочих швидкостей машини, від 11 до 14 км/год для робочих органів різного конструктивного виконання. Цей режим суттєво збільшує тяговий опір і його доцільно уникати.

3. Збудження коливань стояка відбувається за рахунок зміни тягового опору, що в свою чергу є наслідком :

- послідовного відколу призм ґрунту;
- неоднорідності механіко-технологічних властивостей ґрунту;

4. Аналіз відомих теорій аналітичного визначення складових тягового опору показує, що за основу досліджень треба прийняти теорію внутрішньої напруги А.М.Панченко.

2 . АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ З ГРУНТОВИМ СЕРЕДОВИЩЕМ ДИСКА НА ПРУЖНОМУ СТОЯКУ

2.1. Аналіз механізму збудження коливань в системі диск-пружний стояк

Підрозділ побудований на основі аналізу досліджень [5,7]

Робоча гіпотеза полягає в тому, що коливання в системі пружний стояк – диск виникають за рахунок періодичної зміни складових тягового опору. В загальному виді тяговий опір має дві складові – постійну і змінну. Номінальна постійно діюча складова формується за умови стабільності вихідних параметрів (механіко-технологічних властивостей ґрунту, (агрофону) Змінна виникає в разі випадкової або циклічної зміни цих параметрів і умовно поділена нами на два види : варіаційна складова – така що носить циклічний характер і підпорядковується певному закону розподілу і випадкова імпульсна складова. Дія означених складових може бути пояснена графічно рис.2.1).

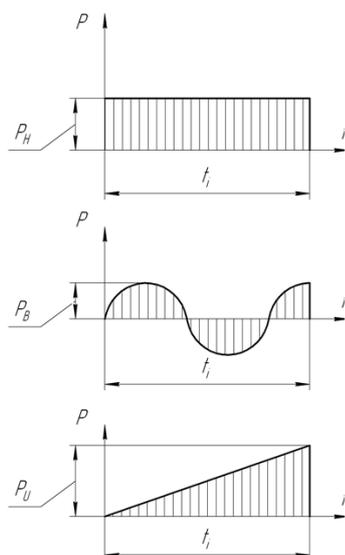


Рисунок 2.1 – Епюри діючих сил :

P_H – номінальна постійно діюча сила;

P_B - варіаційна складова ;

P_U – випадкова імпульсна складова;

t – час дії

Номінальна постійно діюча сила (рис.1,а) компенсується початковим номінальним прогином стояка, що утворює в ньому вихідний напружений стан. Варіаційна складова (рис.1,б) утворена циклічною зміною вихідних параметрів оброблюваного середовища з яким взаємодіє диск. Її характерна особливість – поступове зростання і таке ж поступове зменшення що компенсується такою ж циклічною зміною величини прогину. Таким чином,

утворюється вібраційна складова робочого процесу диска. Випадкова імпульсна складова утворюється в результаті різкого зростання сили опору і такого ж різкого її зменшення. Стояк компенсує додаткове навантаження збільшенням прогину. Потім, після припинення дії цієї сили, енергія стискання вивільнюється і примусово повертає конструкцію у початковий стан. Відміна від попередньої моделі полягає в тому, що діаграма навантаження-розвантаження носить зубчастий характер (рис.1,в), що характерно для ударної дії. Таким чином, система диск-пружний стояк відповідає признакам конструкції віброударної дії.

Особливість дискатора полягає в тому, що його диски встановлені під кутами до напрямку руху і вертикалі, що в процесі роботи призводить до утворення повздовжньої, поперечної і вертикальної складових тягового опору. Стояк повинен компенсувати ці складові.

На рис.2.2. представлений загальний вид робочого органа.



Рисунок 2.2 – Загальний вид робочого органу дискатора ПП ТД «Корсунь»

Конструкція максимально компактна, стояк кріпиться до диска з тильного боку, тобто за межами робочої зони. Недоліком конструкції є те, що змінити кути постановки диска до напрямку руху і вертикалі можливо тільки шляхом заміни стояка. Тому, ці кути повинні бути максимально адаптованими до умов регіону можливого використання.

На рис.2.3 представлена розрахункова схема стояка

Особливість конструкції стояка полягає в тому, що він має три ділянки, які сприймають відповідно повздовжну поперечну і вертикальну складові реакції взаємодії диска з оброблюваним середовищем. В разі, якщо доведені складові сил носять постійний характер, тобто їх абсолютна Y_k показує аналіз, до стояка будуть доведені вертикальна, повздовжна і поперечна сили реакції, які повинні бути їм компенсовані. Таким чином, стояк можна розглядати як суму ділянок, що сприймають відповідні діючі сили. (рис.3,*a*). Визначальним фактором для кожної ділянки є величина прогину Δ_1 . Стояк раціонально виготовляти з єдиного профілю, тобто всі ділянки будуть мати однаковий момент інерції. Прогин можна регулювати тільки довжиною ділянок L .

Конструкція являє собою суцільну полосу постійного поперечного перетину. величина і напрямок дії носять постійний характер, Дія цих сил буде скомпенсована прогином відповідних ділянок пружного стояка і диск прийме відмінне від вихідного, але стабільне положення. Змінна складова тягового опору вплине на миттєве значення величини прогину. При знятті навантаження накопичена стояком енергія вивільняється і повертає диск у вихідне положення.

Таким чином, для проектних розрахунків необхідно мати аналітичну модель взаємодії диска з ґрунтом, яка б дозволяла отримувати номінальне значення і можливі діапазони зміни повздовжної, поперечної та вертикальної складових тягового опору.

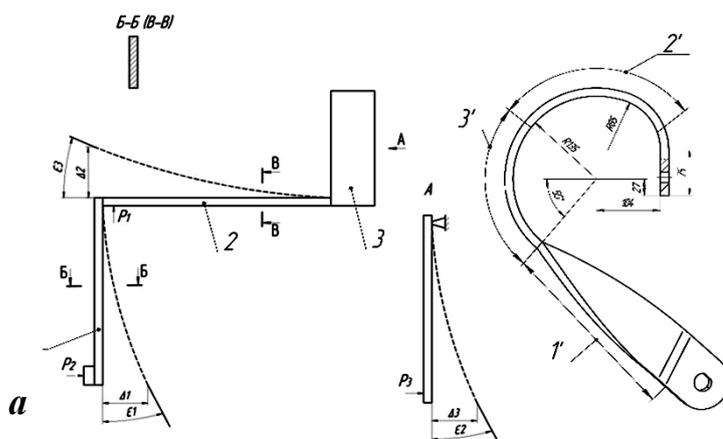


Рисунок2. 3 - Розрахункова схема до обґрунтування конструкції стояка

Загальний прогин Δ_{Σ} - становить геометричну суму прогинів окремих ділянок

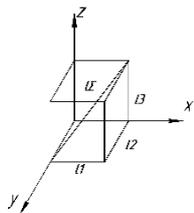


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема до визначення загального прогину стояка

Конструктивно об'єднавши ділянки, ми отримуємо загальний вид (рис.3,б) , де ділянка 1' є аналогом ділянки 1, 2' – відповідно 2 і 3' – 3.

Прогин окремо взятої ділянки

$$\Delta_i = \frac{P_i}{E \cdot I} \cdot \frac{l^3}{3},$$

де E – модуль пружності; I – момент інерції; P – сила, що доведена до ділянки.

Таким чином, розрахункова робоча довжина ділянки

$$L_i = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot \Delta_i \cdot E \cdot I}{P_i}}$$

У відповідності до розрахункової схеми, загальна жорсткість стояка складається з окремо виділених складових :

- повздовжньої $C_{жп} = P_{п}/a_{п}$
- вертикальної $C_{жв} = P_{в}/a_{в}$
- поперечної $C_{жпп} = P_{пп}/a_{пп}$

де : $a_{п}$, $a_{в}$, $a_{пп}$ – відповідні амплітуди прогину.

Допустима величина прогину окремих ділянок визначається за умови, що коливання будуть відбуватись у площині, що максимально наближена до площини обертання диска.

$$\text{Загальна жорсткість стояка } C_{ж} = C_{ж} = \sqrt{C_{жп}^2 + C_{жв}^2 + C_{жпп}^2}$$

конструкція являє собою суцільну полосу постійного поперечного перетину
Особливість конструкції стояка полягає в тому, що він має три ділянки, які сприймають відповідно повздовжню поперечну і вертикальну складові реакції взаємодії диска з оброблюваним середовищем. В разі, якщо доведені складові сил носять постійний характер, тобто їх абсолютна величина і напрямок дії носять постійний характер, Дія цих сил буде скомпенсована прогином відповідних ділянок пружного стояка і диск прийме відмінне від вихідного,

але стабільне положення. Змінна складова тягового опору вплине на миттєве значення величини прогину. При знятті навантаження накопичена стояком енергія вивільняється і повертає диск у вихідне положення.

Таким чином, для проектних розрахунків необхідно мати аналітичну модель взаємодії диска з ґрунтом, яка б дозволяла отримувати номінальне значення і можливі діапазони зміни повздовжньої, поперечної та вертикальної складових тягового опору.

Для подальшого аналізу взаємодії конструкції з ґрунтом необхідно деталізувати складові тягового опору.

У відповідності до наведеної моделі, загальний тяговий опір диска має наступні складові :

$$\text{Повздовжна } P_{\Pi} = P_{\text{мк}(\Pi)} + P_{\text{тп}} + P_{\text{дп}}$$

$$\text{Вертикальна } P_{\text{В}} = P_{\text{ск}(\text{В})} + P_{\text{тв}} + P_{\text{дв}}$$

$$\text{Поперечна } P_{\text{Пп}} = P_{\text{ск}(\text{пп})} + P_{\text{тпп}} + P_{\text{дпп}},$$

де $P_{\text{ск}}$ – складова сил сколу призми;

$P_{\text{т}}$ – складова сил тиску;

$P_{\text{д}}$ – динамічна складова опору

Індекс в дужках вказує на напрямок діючої сили

Загальний тяговий опір в такому разі визначається за залежністю :

$$P_{\Sigma} = \sqrt{P_{\Pi}^2 + P_{\text{В}}^2 + P_{\text{Пп}}^2}$$

Нами, у відповідності до математичної моделі [8], виконані розрахунки складових тягового опору, за умов, що максимально наближені до умов польових досліджень. Результати розрахунків представлені в табл.1 та 2.

Вихідні дані : Робоча швидкість $V = 2,4$ м/с, Глибина занурення $a = 12$ см
Діаметр диска $D = 2R = 560$ мм; Кути постановки диска до напрямку руху $\alpha = 25^\circ$, до вертикалі $\beta = 25^\circ$

Таблиця 1. Складові тягового опору та розрахункова жорсткість стояка при кількості ударів твердоміра ДорНДІ – 23,3,

Складові тягового опору		Жорсткість ділянки стояка	Загальна жорсткість, Н/см
Позначення	Розрахункове значення, кН		

			Н/см	
Повздожна складова	$R_{СК(П)}$	0,146	456	1257
	$R_{ТП}$	0,174		
	$R_{ДП}$	0,136		
	$R_{П}$	0,456		
Вертикальна складова	$R_{СК(В)}$	0,106	875	
	$R_{ТВ}$	0,113		
	$R_{ДВ}$	0,131		
	$R_{В}$	0,350		
Поперечна складова	$R_{СК(ПП)}$	0,09	780	
	$R_{ТПП}$	0,102		
	$R_{ДПП}$	0,120		
	$R_{ПП}$	0,312		

Загальний розрахунковий тяговий опір диска :

$$P = \sqrt{0,456^2 + 0,350^2 + 0,312^2} = 0,654 \text{ кН}$$

Отримане значення на 13% менше за заміряне експериментально (0,75 кН).

Останнє можна пояснити прийнятими в моделі припущеннями та тим, що заміряні величини вихідних даних не повністю відповідають прийнятим в розрахунках.

Таблиця 2. Складові тягового опору та розрахункова жорсткість стояка при кількості ударів твердоміра ДорНДІ – 31,5,

Складові тягового опору			Жорсткість ділянки стояка Н/см	Загальна жорсткість, Н/см
	Позначення	Розраховане значення, кН		
Повздожна складова	$R_{СК(П)}$	0,271	594	1411
	$R_{ТП}$	0,181		
	$R_{ДП}$	0,142		
	$R_{П}$	0,594		
Вертикальна складова	$R_{СК(В)}$	0,132	895	
	$R_{ТВ}$	0,092		
	$R_{ДВ}$	0,134		
	$R_{В}$	0,358		
Поперечна складова	$R_{СК(ПП)}$	0,121	915	
	$R_{ТПП}$	0,111		
	$R_{ДПП}$	0,143		
	$R_{ПП}$	0,366		

Загальний розрахунковий тяговий опір диска $P = 0,784 \text{ кН}$

Аналіз наведених даних показує, що зі збільшенням питомого зчеплення часток ґрунту (кількості ударів твердоміру) змінюються тільки складові сили сколу ґрунту. Інші складові незначно збільшуються, але це є наслідком збільшення кута внутрішнього тертя, який збільшується зі збільшенням питомого зчеплення. В цілому, нев'язка розрахункових даних з отриманими експериментально 15% знаходиться в припустимих межах.

Для порівняння наводимо дані польових досліджень одиничного робочого органу рис.5

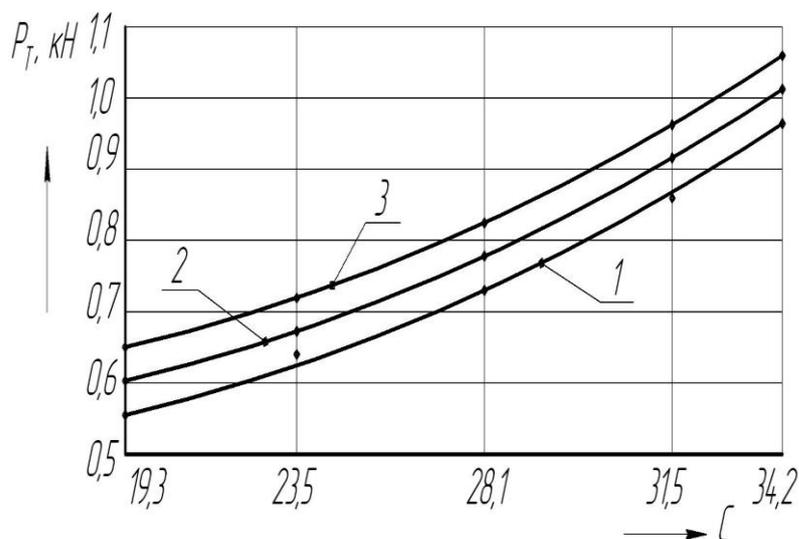


Рисунок 2.5. – заміряні значення тягового опору : 1 – жорсткість стояка 1200 н/см; 2 – жорсткість стояка 1400 н/см; жорсткість стояка 1600н/см.

1

2.2. Аналіз впливу зовнішніх факторів на характер тягового опору

Визначальний внесок в загальний тяговий опір мають :

- сили під різання і сколу призми ґрунту (варіаційна складова формується за рахунок змінного характеру механіко-технологічних властивостей ґрунту, а саме його інтегрального показника – питомого зчеплення часток ґрунту;
- сили швидкісного напору (варіаційна складова формується за рахунок непостійного характеру робочої швидкості агрегату;
- нерівномірності сходу ґрунтової маси з поверхні диска.

Диск одночасно виконує обертовий рух довкола осі кріплення і поступовий рух разом з агрегатом вцілому.

Силу швидкісного напору більшість науковців рекомендують враховувати за формулою Ветрова [6]

$$P_V = \frac{9,81 \cdot b \cdot a \cdot \gamma \cdot \sin \alpha \cdot \cos \theta}{g \cdot \sin(\alpha + \theta)} \cdot V^2, \quad (2.1)$$

Для нашого випадку, коли швидкість носить випадковий характер необхідно мати середньостатистичні показники закону розподілу швидкості в процесі роботи. Це можливо зробити тільки шляхом польового експерименту. При наявності закону розподілу ф-ла (2.1) для миттєвого значення швидкості поступового руху прийме вид.

$$V_I = V_{\text{НОМ}} \cdot [1 + \text{RND}(f_V)], \quad (2.2)$$

де $V_{\text{НОМ}}$ – номінальне значення робочої швидкості;

$\text{RND}(f_V)$ – випадкове число від -1 до +1, яке підпорядковується закону розподілу робочої швидкості, визначається на ПЕОМ за допомогою генератора випадкових чисел.

Нерівномірність сходу ґрунтової маси з поверхні диска залежить від нерівномірності його обертання, що в свою чергу залежить від нерівномірності поступового руху і змінного характеру механіко-технологічних властивостей оброблюваного середовища. Мударісов [16] рекомендує процес сходу з поверхні диска характеризувати миттєвою щільністю потоку, де миттєва щільність $P_{(II)}$ є статистичним показником і визначається шляхом тензометрування доведених до стояка сил

Сили підрізання і зколу шару ґрунту визначаємо у відповідності до розрахункової схеми (рис.2.1)

Розглянемо загальну схему доведених сил і проаналізуємо діапазони їх можливої зміни в процесі роботи. В якості методичної основи приймаємо модель А.М.Панченко[18]. Сутність моделі полягає в наступному. Робочий орган функціонально поділяється на ріжучий периметр і робочі поверхні. Кромки ріжучого периметру зминають ґрунт і відділяють від загального масиву призму зколу, яка надходить на робочі поверхні. Робочі поверхні розглядають

як плоскі поверхні, які з певним ступенем наближення відтворюють загальну робочу поверхню. Поверхні сприймають тиск ґрунту, сили тертя і швидкісний напір. Таким чином загальний тяговий опір має наступні складові.[18]

$$P = P_{СК} + (P_N + P_{ТР} + P_{ЗАТ} + P_V) \tau \cos[\arctg \frac{i \cdot \sin \varphi}{\cos \varphi} - \varphi], \quad (2.3)$$

де $P_{СК}$, P_N , $P_{ТР}$, $P_{ЗАТ}$, P_V , - проєкції на напрямок руху відповідно сил сколу призми, нормального тиску ґрунту на поверхню, сили тертя при переміщенні ґрунту вздовж робочої поверхні, додаткова сили від затуплення леза, швидкісної складової опору.

Проаналізуємо номінальні значення наведених сил і імовірні відхилення від номіналу.

Сила зколу призми за визначенням $P_{СК} = C_{ПТ} F_{СК}$

де $F_{СК}$ – сумарна площа зколу; $C_{ПТ}$ – питоме зчеплення часток ґрунту [15]

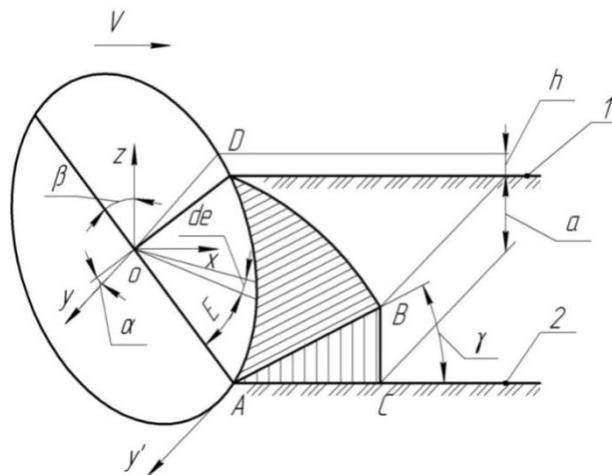


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема зколу призми ґрунту: 1 – рівень денної поверхні; 2 – дно борозни [5]

У відповідності до розрахункової схеми (рис.2.5), утворена поверхня нами розбита на нескінченно малі елементарні ділянки. Площа такої ділянки

$$F_i = R \tau d e \cos \alpha \tau \cos \beta \tau \frac{a}{\cos \gamma},$$

де R – радіус диска;

a – глибина занурення диска;

α – кут постановки диска до напрямку руху;

β – кут постановки диска до вертикалі;

$\gamma = 90 - \varphi_2$, де φ_2 – кут внутрішнього тертя ґрунту

e – центральний кут

Шляхом інтегрування знаходимо загальну площу поверхні зколу і силу зколу призми ґрунту

$$P_{ск} = C_{пте} = 0e = 0,5 \cdot \pi [R \cdot \text{decos} \alpha + \cos \beta + a \cos \gamma] \quad (2.4)$$

Проаналізуємо, які вихідні параметри в рівнянні (2) можуть носити змінний характер і, як наслідок, впливати на варіаційну складову тягового опору.

Залежність функції від питомого зчеплення часток і глибини оранки носить прямо пропорційний характер і тому варіаційна складова буде повторювати закони розподілу цих параметрів.

Кут внутрішнього тертя, як показують виконані нами експерименти може змінюватись в межах 2-3 градусів, що не може суттєво вплинути на величину тягового опору;

Швидкісна складова визначається за формулою Ю.А.Ветрова [6].

Складова має однозначно виражену квадратичну залежність від швидкості і лінійну прямо пропорційну залежність від глибини робочого ходу

Додаткова сила від затуплення леза [3]

$$P_{зат} = K' + (Z + X \cdot \text{tg} \varphi) \cdot b, \quad (2.6)$$

де K' – межа несучої спроможності ґрунту [15];

b – загальна довжина ріжучого периметра;

Z, X – параметри затуплення леза;

Нормальна реакція ґрунту P_N визначається за формулою підпірної стінки Н.А.Цитовича [6], що є традиційним для більшості відомих моделей взаємодії ґрунтообробних знарядь з ґрунтом [18,19,20] Залежність носить прямо пропорційний характер від глибини робочого ходу

Висновки

Коливання в системі пружний стояк – диск виникають за рахунок періодичної зміни складових тягового опору. В загальному виді тяговий опір має дві

складові – постійну і змінну. Номінальна постійно діюча складова формується за умови стабільності вихідних параметрів, як то швидкості поступового ходу, механіко-технологічних властивостей ґрунту, постійного характеру агрофону. Змінна виникає в разі випадкової або циклічної зміни цих параметрів.

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ 3.1. Програма експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження проводились з метою перевірки адекватності розроблених моделей і практичного визначення раціональних конструктивних і кінематичних параметрів системи диск-стояк з точки зору якості розпушення ґрунту і мінімізації тягового опору в залежності від ґрунтових умов плантації. Програмою експериментальних досліджень були передбачені:

- стендові лабораторні дослідження, в ході яких визначалась жорсткість, задіяних в експерименті стояків;
- стендові польові дослідження, в ході яких визначали залежність тягового опору, амплітуди та частоти коливань від жорсткості стояка, кількості ударів твердоміра ДорНДІ і робочої швидкості, Окремо визначали раціональний напрямок дії коливань в системі;
- польові дослідження дослідного зразка дискатора в умовах рядової експлуатації, в ході яких визначали якість кришення та розпушення ґрунту, основні експлуатаційні показники агрегату в цілому.

3.1. Стендові лабораторні дослідження.

У відповідності до аналітичних досліджень жорсткість стояка має 3 складові : повздовжну, поперечну і вертикальну. Загальна жорсткість являє собою векторну суму цих складових і вона ж визначає амплітуду, частоту і напрямок коливань. Загальну жорсткість стояка визначали за допомогою спеціального стенда (рис.3.1.)

Технологічний процес дослідження параметрів пружного стояка виглядає наступним чином.

Насос 4 через гідророзподільник 7 , подає робочу рідину до гідроциліндра 3 Шток гідроциліндра 3, доводить зусилля на досліджуваний стояк 2, завдяки чому, він деформується. Величина деформації заміряється ходом поршня гідроциліндра. Тиск у гідросистемі фіксується манометром. Напрямок діючої сили визначається положенням гідроциліндра по закінченню експерименту.

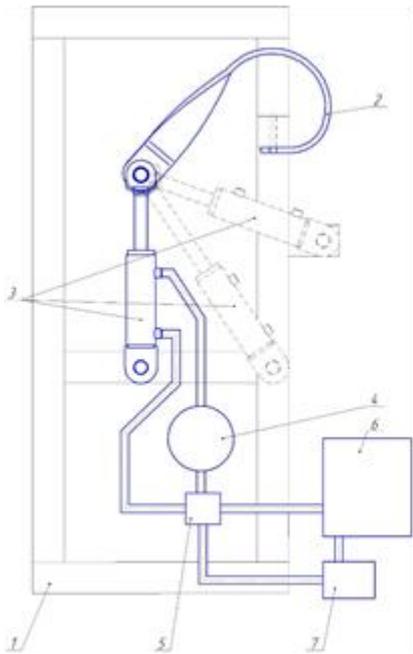


Рисунок 3.1. – Стенд для визначення величини і напрямку прогину стояка в залежності від доведеного навантаження:

1 – рама; 2 – досліджуваний стояк; 3 – гідроциліндр; 4 – насос; 5 – клапан; 6 – бак ; 7 – розподільник.

3.2. Стендові польові дослідження

3.2.1. Визначення тягового опору

За основу в роботі був взятий тензOMETричний візок ПАТ «Мотор-Січ»[20].

Механічна частина візка (рис.3.2.) має основну раму 2, у внутрішньому просторі якої встановлена з можливістю повздовжнього переміщення відносно основної рами рухома рама 3. У внутрішньому просторі рухомої рами 3 встановлена з можливістю поперечного переміщення рухома рама 4. На рамі 4 закріплена плита 9 на яку навішується дослідний зразок робочого органа. Обидві рухомі рами спираються на ролики 10, що надає їм можливості переміщення одна відносно одної і відносно основної рами. Таким чином, сили що діють на робочий орган сприймають обидві рами і ці сили можуть бути заміряні. Недоліком базової моделі є те, що заміри діючих сил виконувались динамометрами, що в динамічному режимі практично унеможливило можливість зняття точних значень. Тому визначався діапазон розбігу діючих сил, в межах якого знаходилось значення тягового опору. В ході подальшої

модернізації динамометри були замінені на датчики сили КМ1502/КТ150, (рис.3.2,б.).

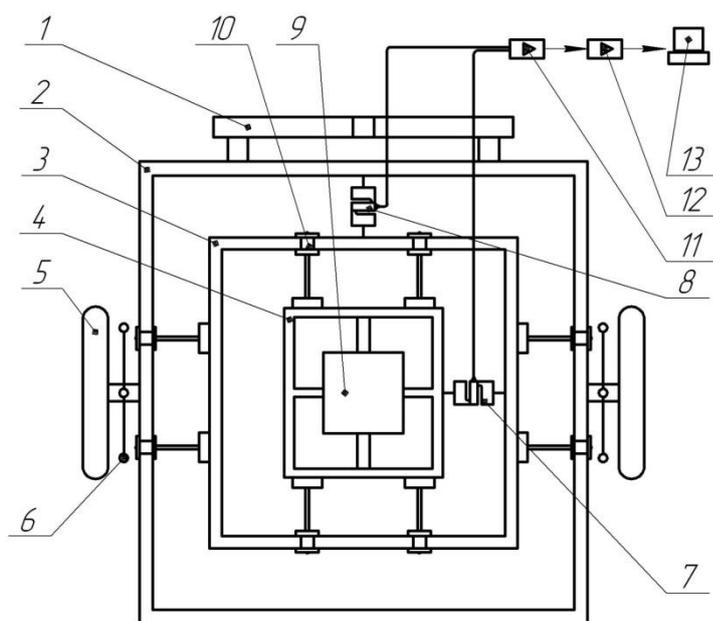


Рисунок 3.2 – Конструктивна схема тензOMETричного візка [19] :

1 – начіпка; 2 – рама основна; 3 – рама рухома повздовжня; 4 – рама рухома поперечна; 5 – колесо опорне; 6 – механізм регулювання глибини заглиблення; 7, 8 – датчик сили КМ1502/КТ150 ; 9 – плита для кріплення досліджуваного робочого органа; 10 – ролик опорний. 11- блок первинної обробки сигналу; 12 – блок переводу аналогового сигналу у цифровий; 13- ПЕОМ;

Датчики сприймають діючі сили, перетворюють їх в електричний сигнал, який передається на блок первинної обробки 11.



Рисунок 3.2 – *a* - Загальний вид тензOMETричного візка (на фото зображений варіант з жорстким стояком [19.20];

б - датчик сили КМ1502/КТ150

Блок первинної обробки 11 відсікає випадкові збудження тривалістю менше за 0,1 с. Далі сигнал перетворюється у цифровий і передається на ПЕОМ де підраховується абсолютне значення тягового опору.

Тарування візка виконувалось за звичайною схемою шляхом доведення до рухомого візка відомого навантаження.

3.2.2. Амплітуда і частота коливань стояка.

Для заміру в польових умовах частоти і амплітуди коливань використовувався ультразвуковий дальномір (рис.3.3.), принцип дії якого полягає в наступному.

Ультразвуковий генератор кожні 0,01с формує пакет імпульсів який випромінювач 1 спрямовує на відбиваючий екран, який встановлений в місті заміру. і відстань до якого треба визначити. Відбитий від екрана імпульс сприймає прийомник 2, його опрацьовує і видає інформацію у вигляді пакета імпульсів амплітуда яких пропорційна відстані до предмета, а відстань між ними пропорційна часу між пакетами (рис.3.4.).



Рисунок 3.3 [19]–
Ультразвуковий дальномір

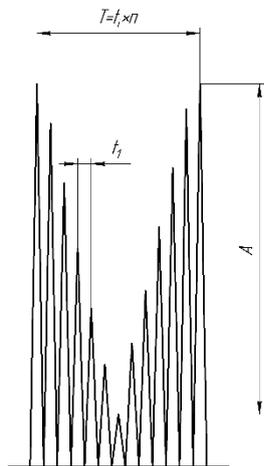


Рисунок 3.4 – Загальний вид відбитого пакету імпульсів (абстрагований приклад)

З аналізу зовнішнього виду (рис.3.4.), період коливань дорівнює

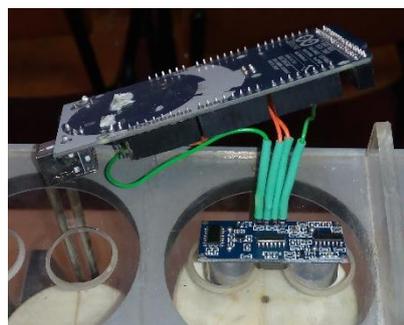
$$T = n \cdot t_1,$$

де $t_1 = 0,01$ с – тактова частота генератора імпульсів

Амплітуда коливань

$$A_K = A \cdot m,$$

де m – масштабний коефіцієнт, для визначення якого нами розроблений спеціальний стенд (рис.3.5).



a

Рисунок 3.5 – Загальний вид стенду для тарування ультразвукового дальноміра

: **a** – загальний вид механічної частини стенду;

б – положення випромінювача і приймача в процесі роботи.

За основу при розробці стенда взята модель чотирьохциліндрового двигуна внутрішнього згорання (рис.3.5,а). На відміну від моделі робочий ход кожного поршня різний, що дозволяє змінювати діапазон замірювання. Ультразвуковий

дальномір почергово встановлювали проти кожного поршня (рис.3.4,б) і приводили поршень в рух від нижньої мертвої точки до верхньої.

Таким чином, ми отримували значення амплітуди імпульса при відомому значенні переміщення поршня. Це дозволяє отримати масштабний коефіцієнт.

Перед проведенням експерименту в польових умовах всі основні параметри установки були відпрацьовані в лабораторних умовах (рис. 3.6).



Рисунок 3.6. – Стенд для відпрацювання параметрів встановлення дальноміра :
1 – рсма; 2 – стояк; 3 – блок випромінювача (кожух знятий для забезпечення доступу к елементам регулювання); 4 – відбивач.

3.2.3. Швидкість поступового руху агрегату

Швидкість поступового руху агрегату визначали шляхом хронометрування часу проходження агрегатом контрольних ділянок. Для цього намічали лінію проходу і дерев'яними стовбчиками відбивали на ній контрольні ділянки довжиною 10 м. За допомогою секундоміра визначали час проходження контрольних ділянок по осі заднього моста трактора і за результатами визначали дійсну робочу швидкість.

3.2.4. Частота обертання і пробуксовування диска

Для визначення частоти обертання на одному з пелюстків ромашки диска робили мітку і за допомогою секундоміра визначали час, за який ця мітка зробить 10 обертів довкола осі. Враховуючи те, що диск працює в абразивному середовищі мітка повинна бути стійкою до абразиву. Тому, на пелюстках диска були засверлені отвори, нарізана різьба і в один з отворів вкручений болт (рис.3.7,а). Враховуючи те, що болт навантаження не несе з метою зменшення опору його голівка і різьбова частина були попередньо максимально зрізані (рис.3.7,б)



Рисунок 3.7 - Розташування мітки на диску :

a - загальний вид; *б* - схема.

Для визначення пробуксовування диска необхідно для порівняння провести заміри на диску без пробуксовування. Для цього в вільні отвори на пелюстках встановлювали ґрунтозацепи (рис.3.8).

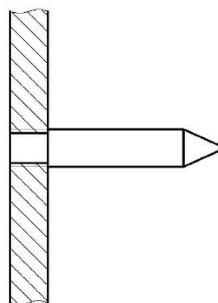


Рисунок 3.8 - Схема ґрунтозацепу

3.3. Польові дослідження дослідного зразка дискатора

Польові дослідження виконувались з використанням серійного дискатора виробництва ТД «Корсунь»



Рисунок 3.9. – Робочий момент досліджень

3.3.1. Оцінка показників агрофону перед початком роботи

Для оцінки показників агрофону перед початком роботи обрані три основних показники :

- питоме зчеплення часток ґрунту, як інтегральний показник, що характеризує основні механіко-технологічні його властивості [[15,18];
- кут внутрішнього тертя консолідованого ґрунту [15].
- кількість рослин на 1 м² поверхні

Твердість ґрунту не використовувалась в розробленій математичній моделі, тому її визначення методикою не передбачене.

Питоме зчеплення часток визначали за кількістю ударів твердоміра ДорНДІ, (рис.3.10).

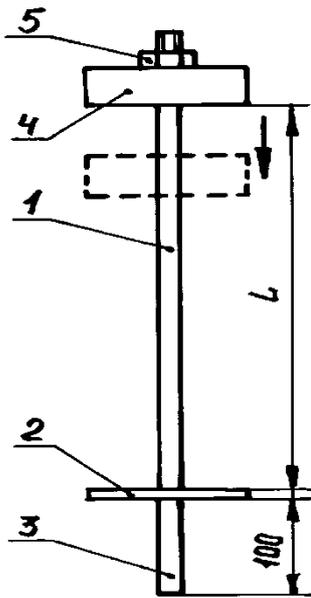


Рисунок 3.10 - Твердомір ДорНДІ [15]:

- 1 – направляюча;
- 2 – обмежувач;
- 3 – наконечник;
- 4 – вантаж;

Суть визначення полягає у підрахунку кількості ударів вантажу 4 до повного занурення на глибину 100 мм наконечника 3 твердоміра. При цьому, робота, яку виконує вантаж за кожен удар, повинна дорівнювати 1 кГм. Особливість конструкції полягає в тому, що наконечник 3 виконано циліндричної форми і він працює виключно на зминання.

Далі, у відповідності до графіка (рис.3.11, [15]) за кількістю ударів вантажу визначали питоме зчеплення часток ($C_{уд}$) і межу несучої спроможності (K').

В роботах А.М.Панченко [18] і подальшими дослідженнями кафедри сільськогосподарських машин ДДАЕУ [9,13,20] знайшло підтвердження положення про те, що питоме зчеплення часток ґрунту визначає більшість показників механіко-технологічних властивостей ґрунту і його можна прийняти за інтегральний.

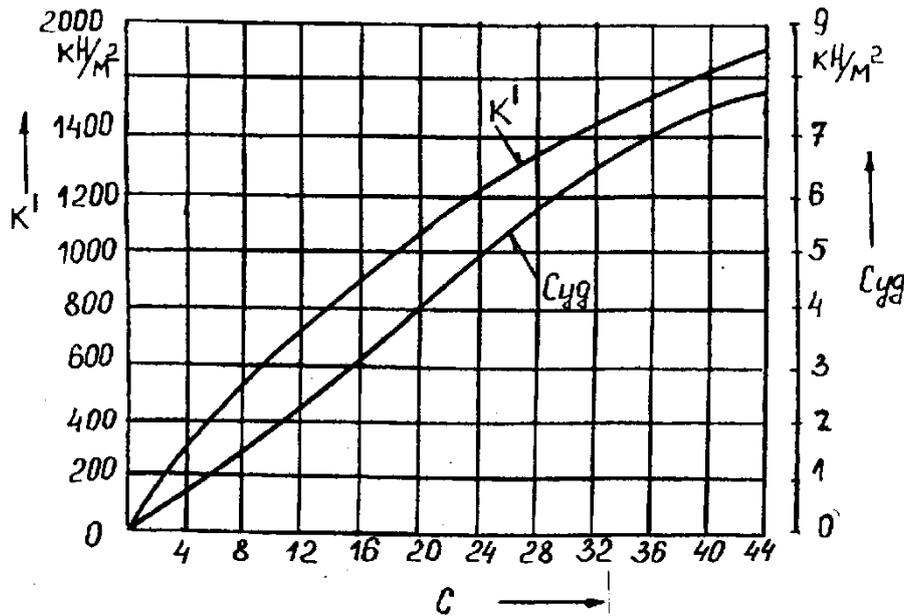


Рисунок 3.11 - Залежність питомого зчеплення часток ($C_{уд}$) та межі несучої спроможності (K') від кількості ударів щільноміра ДорНДІ[15,18].

Коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту визначали на підставі закону Кулона, який на підставі зсувного експерименту встановлює залежність

$$\tau = c + \sigma \cdot \text{tg}(\varphi_2), \quad (3.1)$$

де τ – зсувна напруга, σ – стискаюча напруга, c – сила зчеплення, φ_2 – кут внутрішнього тертя.

Зразок ґрунту поміщали у зсувний прилад (рис.3.12). Після навантаження зразка силою P прикладали горизонтальне навантаження T . Поступово збільшуючи T заміряли мікрометром 4 відносне переміщення b верхнього кільця 2 відносно нижнього 1, поки не відбувалося остаточне порушення ґрунту. Величину зусилля відраховували динамометром 5.

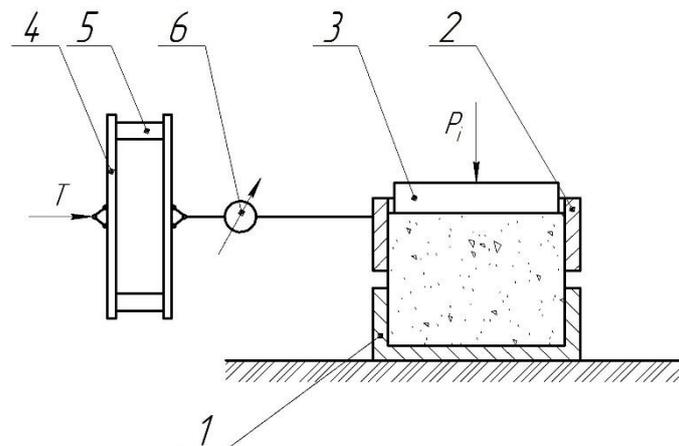




Рисунок 3.12 - Схема та загальний вид лабораторної установки для визначення кута внутрішнього тертя консолидованого ґрунту: 1 – обойманерухома; 2 – обойма рухома; 3 – кришка; 4 – пружний елемент; 5 – упор; 6 - мікрометр

Рівняння (3.1) має двоє невідомих. Тому для визначення c і φ_2 необхідно провести два зсувних експерименти з різними значеннями σ і заміряти τ ($\tau = T/F$, $\sigma = P/F$, де F – площа поперечного перетину зразка).

Сила зчеплення на відміну від сили тертя не залежить від нормального тиску, тому отримаємо два рівняння з двома невідомими:

$$\tau_1 = c + \sigma_1 \cdot \text{tg}(\varphi_2); \quad (3.2)$$

$$\tau_2 = c + \sigma_2 \cdot \text{tg}(\varphi_2). \quad (3.3)$$

Розв'язавши систему рівнянь отримуємо значення коефіцієнта внутрішнього тертя

$$f_2 = \text{tg}(\varphi_2) = \frac{\tau_2 - \tau_1}{\sigma_2 - \sigma_1}. \quad (3.4)$$

Визначення питомої кількості рослин

Більшість методик передбачає визначення кількості рослин на 1 см^2 шляхом накладання на поверхню поля рамки (рис.3.6) і наступним підрахуванням кількості рослин в її межах. Потім все перераховувалось в розрахунку на $1,0 \text{ см}^2$.



Рисунок 3.13 – До методики визначення кількості рослин н 1 см^2 за традиційною схемою

Але така схема є досить трудомісткою. Кафедрою тракторів та сільськогосподарських машин ДДАЕУ відпрацьована і рекомендується для роботи наступна методика (рис.3.14.).



Рисунок 3.14 – До методики визначення кількості рослин шляхом просіювання

В процесі досліджень нами теж на поверхню поля накладалася рамка 25х25 см в межах якої знімався поверхневий шар ґрунту глибиною 5-8 см. Шар просіювався на решеті діаметром 10 мм. Грудки, що залишились в коробі відкидались, рослинні рештки збирались, зважувались і перераховувались. Таким чином, окрім кількості рослинних решток та їх довжини ми отримували і їх вагу.

3.3.2. Методика оцінки якості обробітку ґрунту агрегатом

Ступінь подрібнення рослинних решток

В основу методики закладене припущення про те, що розподіл рослинних решток по поверхні поля однаковий як за кількісним складом, так і за розмірними характеристиками.

Взяти проби рослинних решток до проходу ґрунтообробного агрегату замірялись і за отриманими даними будуванся полігон розподілу довжини. Потім, після проходу агрегату виконувалось аналогічне взяття проб з просіюванням і замірюванням довжини решток. Ступінь подрібнення визначалась за формулою

$$K_{\Pi} = \frac{L_1}{L_2}, \quad (3.5)$$

де L_1 – середня довжина рослинних решток перед початком роботи;

L_2 – середня довжина рослинних решток після проходу агрегату.

Якість кришення ґрунту

Для оцінки якості розпушення ґрунту в основному використовують коефіцієнт структурності $K_{СТ}$, який визначається як відношення вмісту агрономічно цінних агрегатів (0,25 – 10 мм) до вмісту суми агрегатів приведеним діаметром менше за 0,25 мм та грудок, більше за 10 мм;

Для його визначення використовують решітний класифікатор. Для визначення $K_{СТ}$ не потрібно знати весь розподіл агрегатів, а достатньо знати вагу фракції діаметром вище 10 мм і менше 10 мм. Тому, В межах контрольної ділянки знімали розпушений ґрунт. Знятий ґрунт висипався у решето з діаметром отворів 10 мм і просіювався (рис.3.9). Рослинні рештки видалялись.

Як показала практика, відокремлення агрегатів менших за 0,25 мм вносить похибку не більше 2...3%, що менше за точність самого експерименту. Таким чином, з достатньою точністю можна прийняти

$$K_{\text{СТ}} = \frac{A}{B-A} \quad (3.6.)$$

де А – маса агрегатів, відсіяних решетом 10 мм;
В – загальна маса взятої проби.



Рисунок 3.15 – Просіювання взятої проби ґрунту

Якість розпушення ґрунту.

Даний показник характеризується коефіцієнтом розпушення $K_{\text{РС}}$, який являє собою відношення об'єму ґрунту в борозні до і після проходу знаряддя. Він не є основним для оцінки якості обробітку ґрунту але опосереднено характеризує пористість середовища. Складність його визначення в випадку дискового робочого органу полягає в наявності непорушених гребенів на дні борозни.

Нами відпрацьована і пропонується для застосування наступна методика його визначення (рис.3.16). Коефіцієнт розпушення

$$K_{\text{РС}} = a/h$$

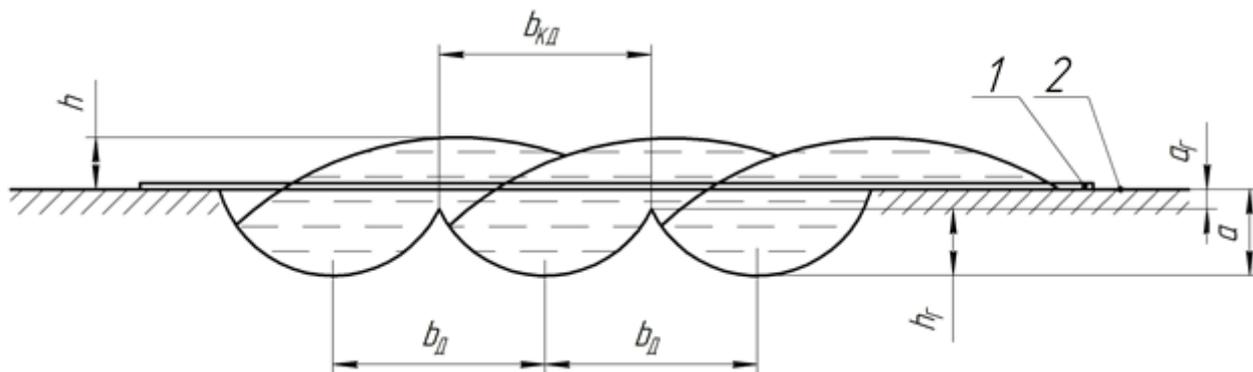


Рисунок 3.16. – Розрахункова схема до визначення якості розпушення ґрунту
 $B_{кд}$ – контрольна ділянка; a – глибина робочого ходу; $a_{г}$ – глибина розташування непорушеного гребеня відносно денної поверхні; $b_{д}$ – відстань між дисками; h – максимальна висота спушення ґрунту; $h_{г}$ – висота непорушеного гребеня над дном борозни

3.4. Експлуатаційні показники агрегату

Годинна продуктивність .

Розрахунки виконані у відповідності до методики [19,а] і у порівнянні з серійною машиною з метою оцінки ефективності виконаних досліджень.

$$W_{ГОД} = 0,1 \times B_{р} \times V_{р} \times \tau,$$

де $B_{р}$ – робоча ширина захвату;

$V_{р}$ – робоча швидкість;

$$\tau = T_{р} / T_{зМ} - \text{коефіцієнт використання робочого часу зміни};$$

де $T_{р}$ – час чистої роботи, визначався шляхом хронометрування робочого процесу.

$T_{зМ}$ – час зміни.

Висновки

1. В розділі обґрунтований, перелік показників агрофону, які повинні бути отримані перед проведенням експерименту, порядок проведення експерименту, перелік показників якості обробітку ґрунту за результатами проведення експерименту.

2. Наведені часні методики визначення амплітуди і частоти коливань, складових тягового опору окремо взятого диска
3. Більшість з використаних в роботі методик є загальновідомими і не викликають сумнівів у їх коректності.
4. Використання прийнятої нами для оцінки роботи дискатора групи показників повністю характеризує роботу агрегату і, на наш погляд є достатньою.

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Стендові польові дослідження

Стендові польові дослідження виконані з метою підтвердження адекватності розробленої аналітичної моделі взаємодії диска з ґрунтом. Як показує аналіз найбільший вплив на тяговий опір мають питоме счеплення часток ґрунту (кількість ударів твердоміра ДорНДІ), жорсткість стояка і робоча швидкість, тому є сенс в проведенні трифакторного експерименту з симетричним планом. Але складність полягає в тому, що практично не можливо підібрати три ділянки, які б відповідали вимогам симетричного плану з точки зору кількості ударів твердоміра ДорНДІ до того ж лінійка робочих швидкостей МТЗ-80 теж не дозволяє скласти симетричний план.

Перед початком досліджень були конструктивно відпрацьовані параметри пружного стояка, всього 3 варіанти виконання за жорсткістю. Номінальна жорсткість стояків була прийнята у відповідності до аналітично аргументованої у розділі 2. Конструктивно всі стояки виконані однаковими. За основу був взятий стояк виробництва ТД «Корсунь». Жорсткість підбиралась шляхом фрезерування профілю з торця. Результати заміру жорсткості представлені в табл.4.1.

Таблиця 4.1 – Типи задіяних стояків

	Тип стояка	Ширина полоси, мм	Жорсткість	
			Аналітично аргументований номінал, Н\см	Заміряне значення, Н\см
1	Пружний серійний	90	-	1610
2	Пружний дослідний	82	1400	1450
3	Пружний дослідний	71	1200	1270

Основні показники агрофону представлені в табл.4.2.

Таблиця 4.2 – Перелік господарств, де виконувались польові дослідження (С – кількість ударів твердоміра ДорНДІ, m – маса рослинних решток на поверхні)

№	Господарство	С	m, кг/м ²
1	Дослідна ділянка ДП «Гуляйпільський механічний завод ПАТ «Мотор-Січ», Гуляйпільський район Запорізької області	19,6	0,67
2	ТОВ «Аврора» Оріхівського району Запорізької області	23,3	0,73
3	ТОВ «Альфа-Агро» Петриківського району Дніпропетровської області	26,7	0,89
4	ТОВ «Перемога» Нікопольського району Дніпропетровської області	28,2	0,69
5	«Агроцентр-К» Пятихатський район Дніпропетровської області	31,5	0,87
6	ТОВ «Росток» Нікопольського району Дніпропетровської області	33,1	1,05
7	«Оріон-Агрос» Царичанський район Дніпропетровської області	36,3	0,96

4.1.1. Показники механіко-технологічних властивостей ґрунту дослідних ділянок

Мета: шляхом експериментальних досліджень в польових умовах встановити емпіричні залежності основних механіко-технологічних властивостей ґрунту від питомого зчеплення часток

Складові тягового опору та якість кришення ґрунту робочим органом в загальному виді залежать від його конструктивних і кінематичних параметрів та групи показників, що характеризують механіко-технологічні властивості оброблюваного середовища. Конструктивні параметри взаємопов'язані між собою і їх можна представити одним єдиним параметром, що є визначальним в конструкції. Кінематичні параметри теж пов'язані між собою, але ці зв'язки часто не прямі, проте їх можна представити як співвідношення основних параметрів.

Складніше стоїть питання з врахуванням механіко-технологічних властивостей. Їх досить велика кількість і вплив на технологічний процес у них

різний. Вони взаємозалежні між собою але їх не можливо об'єднати якимось математичними залежностями. В процесі досліджень їх можна визначати кожен окремо, але з точки зору аналізу результатів досліджень вкрай потрібен єдиний інтегральний показник, який би характеризував середовище в цілому.

А.М.Панченко [90,91] запропонував в якості такого інтегрального показника механіко-технологічних властивостей використовувати питоме зчеплення часток ($C_{\text{пит}}$). Сутність гіпотези полягає в тому, що цей показник визначається в ході досліджень на зминання, що методично є близьким до визначення коефіцієнту об'ємного зминання і кута внутрішнього тертя. Але, всі спроби математично ув'язати наведені показники не принесли бажаного результату.

Для перевірки на адекватність розробленої математичної моделі нам потрібні чисельні значення означених показників. Тому, нами паралельно досліджень робочого органа, нами виконувались дослідження взаємозалежності основних механіко-технологічних властивостей. Враховуючи те, що значення $C_{\text{пит}}$ визначається за допомогою твердоміру ДорНДІ, залежності отримані в функції кількості ударів твердоміру.

Сама залежність $C_{\text{пит}}$ від кількості ударів запозичена у А.М. Панченко [18]

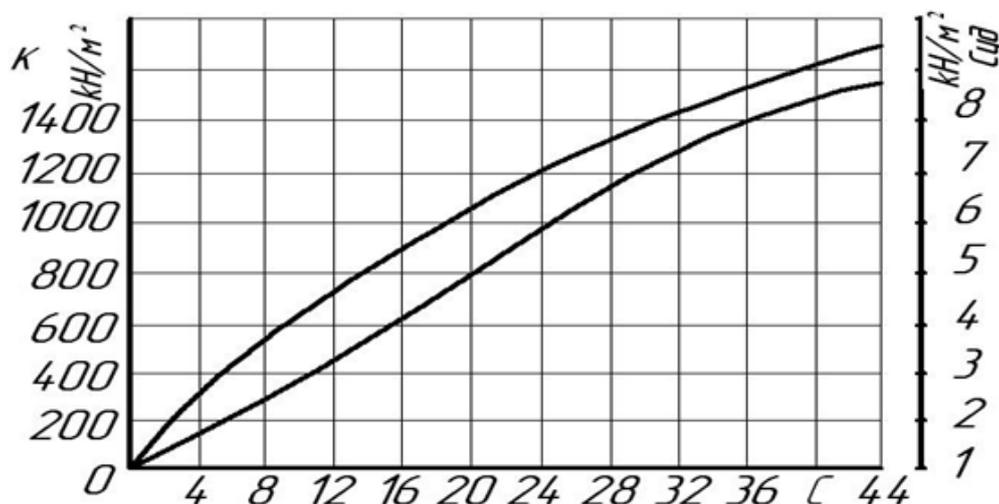


Рисунок 4.1 – залежність питомого зчеплення часток ґрунту (нижній графік) від кількості ударів твердоміру ДорНДІ

Отримані нами залежності представлені відповідно на графіках (рис.4.2 та 4.3). Представлені залежності опрацьовані методом найменших квадратів.

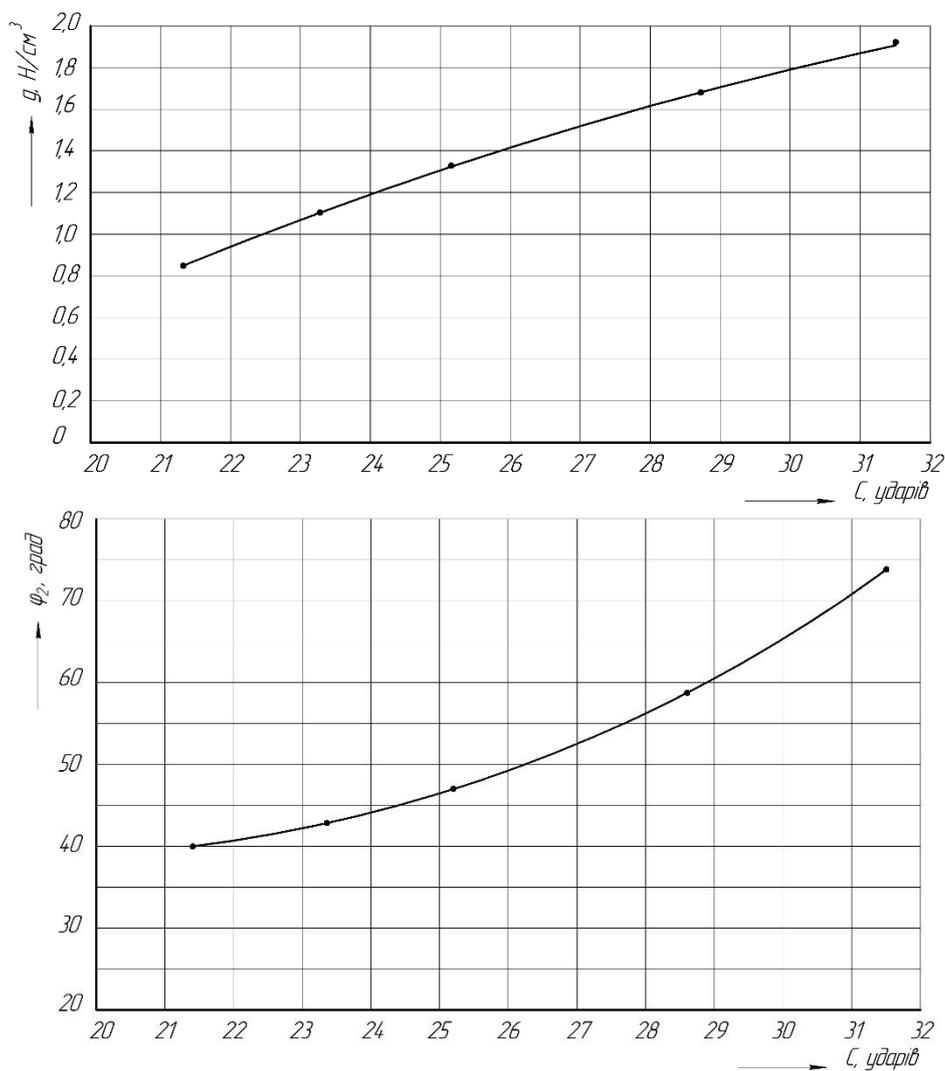


Рисунок 4.3 - Залежність коефіцієнта внутрішнього тертя консолидованого ґрунту від кількості ударів твердоміру ДорНДІ

Основні результати досліджень, виконаних у відповідності до методики, наведеної в розділі 3 представлені в табл.4.3 і 4.4. Частота і амплітуда коливань дані в діапазоні отриманих значень. Таке рішення було прийняте у зв'язку з тим, що в дослідженнях для нас є важливим жорсткість стояка і робоча швидкість агрегату. Амплітуда і частота коливань є похідними від цих вихідних параметрів і принципового значення не мають. Їх достатньо враховувати як довідковий матеріал.



Рисунок 4.4. – Загальний вид борозни після проходу дослідної установки

Таблиця 4.3 - Заміряні значення тягового опору, коефіцієнта структурності, амплітуди і частоти коливань при кількості ударів твердоміру ДорНДІ $C=23,3$

Жорсткість стояка, Н/см	Передача	V_p , м/с	A , мм	F , гц	Тяговий опір, кН	Коефіцієнт структурності
1200	I	0,69	15-21	10-15	0,58	0,58
	II	1,18			0,65	0,55
	III	2,01			0,71	0,59
	IV	2,47			0,72	0,55
	V	2,92	18-23		0,75	0,53
	VI	3,43			0,81	0,55
	VII	4,21			0,80	0,50
	VIII	4,95			0,84	0,50
1400	I	0,69	11-19	15-20	0,72	0,57
	II	1,18			0,71	0,62
	III	2,01			0,72	0,62
	IV	2,47			0,72	0,62
	V	2,92	15-21		0,80	0,61
	VI	3,43			0,81	0,61
	VII	4,21			0,81	0,68
	VIII	4,95			0,84	0,72
1600	I	0,69	9-13	20-25	0,78	0,51
	II	1,18			0,80	0,52
	III	2,01			0,84	0,57
	IV	2,47			0,87	0,62
	V	2,92	12-16		0,85	0,55
	VI	3,43			0,85	0,56
	VII	4,21			0,87	0,64
	VIII	4,95			0,93	0,65
Продовження табл.4.3.						
жорсткий	I	0,69	-	-	0,84	0,50
	II	1,18	-	-	0,81	0,46
	III	2,01	-	-	0,81	0,46

	IV	2,47	-	-	0,84	0,49
	V	2,92	-	-	0,93	0,53
	VI	3,43	-	-	0,92	0,58
	VI	4,21	-	-	0,93	0,58
	VIII	4,95	-	-	1,02	0,59

Таблиця 4.4 - Замірні значення тягового опору, коефіцієнта структурності, амплітуди і частоти коливань при кількості ударів твердоміру ДорНДІ $C=31,5$

Жорсткість стояка, Н/см	Передача МТЗ-80	V_p , м/с	A, мм	F, гц	Тяговий опір, кН	Коефіцієнт структурності
1200	I	0,69	19-24	12-17	0,72	0,52
	II	1,18			0,73	0,49
	III	2,01			0,78	0,55
	IV	2,47			0,77	0,52
	V	2,92	21-26		0,90	0,50
	VI	3,43			0,85	0,55
	VII	4,21			0,95	0,50
	VIII	4,95			0,91	0,50
1400	I	0,69	17-22	14-18	0,95	0,44
	II	1,18	0,81		0,47	
	III	2,01	0,80		0,44	
	IV	2,47	0,86		0,57	
	V	2,92	16-21	18-20	0,91	0,52
	VI	3,43	0,92	0,62		
	VII	4,21	14-19	20-22	0,91	0,56
	VIII	4,95	0,88	0,60		
1600	I	0,69	12-18	24-26	0,84	0,38
	II	1,18			0,91	0,45
	III	2,01			0,91	0,39
	IV	2,47			0,95	0,41
	V	2,92			0,96	0,41
	VI	3,43			0,95	0,49
	VII	4,21	10-14	26-28	1,05	0,53
	VIII	4,95	1,07	0,58		
Продовження табл.4.4.						
жорсткий	I	0,69	-	-	0,91	0,36
	II	1,18	-	-	0,96	0,41
	III	2,01	-	-	0,93	0,39
	IV	2,47	-	-	1,20	0,41
	V	2,92	-	-	1,02	0,45
	VI	3,43	-	-	0,99	0,45
	VI	4,21	-	-	1,02	0,52
	VIII	4,95	-	-	1,07	0,54

Наведений масив даних не дозволяє напряму отримати рівняння регресії, тому проаналізуємо його графічно (рис.4.5)

Діло в тому, що плани експериментів були несиметричні, в той же час для отримання рівняння регресії потрібен симетричний план. Нами пропонується його скласти за наступною методикою. Рівні факторів по жорсткості стояка симетричні, проблемним є фактор швидкості. Проблема вирішуємо тим, що на графіках робимо зрізи, які відповідають значенням швидкості 1,5 – 3,0 – 4,5 м/с. Таким чином рівні цього фактора стають симетричними. Точка перетину лінії зрізу відповідає значенням тягового опору при конкретних значеннях вхідних факторів..

і штучно зробимо симетричний план у відповідності до табл.4.5.

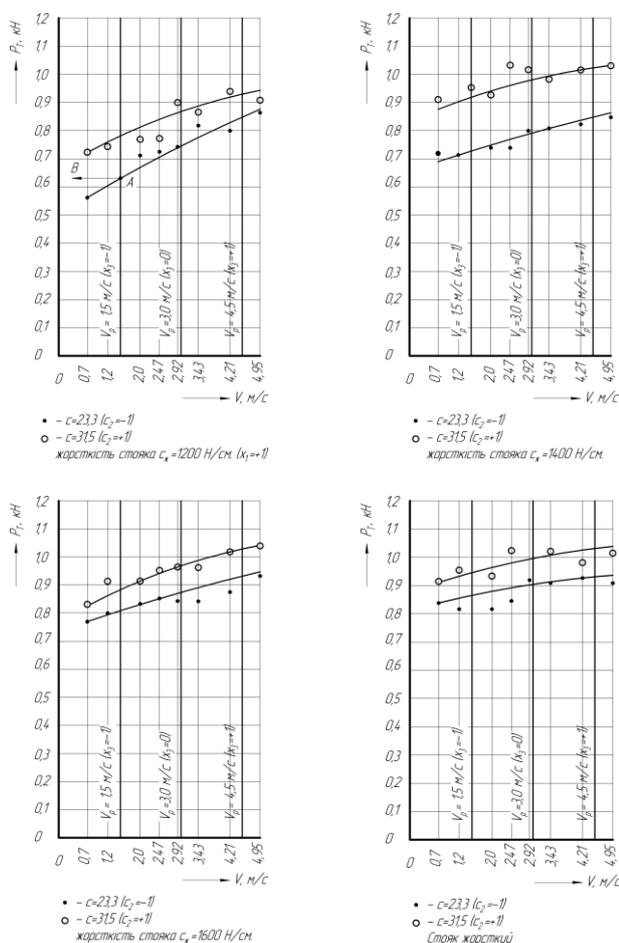


Рисунок 4.5 – залежність тягового опору від поступової швидкості при фіксованих значення кількості ударів твердоміра ДорНДІ і жорсткості стояка

Таблиця 4.5 - Рівні варіювання факторів

Фактор	Код	Рівні факторів		
		-1	0	+1

Жорсткість стояка, кН/см	X_1	1200	1400	1600
Кількість ударів твердоміру ДорНДІ	X_2	23,3	27,5	31,5
Робоча швидкість м/с	X_3	1,5	3,0	4,5

Розрахункова матриця експерименту отримана (табл.4.3) отримана шляхом графічного аналізу експериментально отриманих даних (рис.4.5).

Таблиця 4.6 - Розрахункова матриця експерименту

№	Розрахункова матриця										Замірні значення, Р, кН	
	X_0	X_1	X_2	X_3	X_1^2	X_2^2	X_3^2	X_1X_2	X_1X_3	X_2X_3		
1.	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	1,02	
2.	+1	+1	+1	0	+1	+1	0	+1	0	+1	0,98	
3.	+1	+1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	0,89	
4.	+1	+1	0	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0,98	
5.	+1	+1	0	0	+1	0	0	0	0	0	0,91	
6.	+1	+1	0	-1	+1	0	+1	0	-1	0	0,84	
7.	+1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	-1	+1	-1	0,93	
8.	+1	+1	-1	0	+1	+1	0	-1	0	0	0,88	
9.	+1	+1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	-1	+1	0,81	
10.	+1	0	+1	+1	0	+1	+1	0	0	+1	1,02	
11.	+1	0	+1	0	0	+1	0	0	0	0	0,99	
12.	+1	0	+1	-1	0	+1	+1	0	0	-1	0,92	
13.	+1	0	0	+1	0	0	+1	0	0	0	0,96	
Продовження табл.4.6.												
14.	+1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,90	
15.	+1	0	0	-1	0	0	+1	0	0	0	0,96	
16.	+1	0	-1	+1	0	+1	+1	0	0	-1	0,85	
17.	+1	0	-1	0	0	+1	0	0	0	0	0,80	
18.	+1	0	-1	-1	0	+1	+1	0	0	+1	0,72	
19.	+1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	+1	0,92	
20.	+1	-1	+1	0	+1	+1	0	-1	0	0	0,88	
21.	+1	-1	+1	-1	+1	+1	+1	-1	+1	-1	0,79	
22.	+1	-1	0	+1	+1	0	+1	0	-1	0	0,88	
23.	+1	-1	0	0	+1	0	0	0	0	0	0,79	
24.	+1	-1	0	-1	+1	0	+1	0	+1	0	0,71	
25.	+1	-1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	0,85	
26.	+1	-1	-1	0	+1	+1	0	+1	0	0	0,73	
27.	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	0,62	
	$0Y=23,36$	$1Y=+1,07$	$2Y=+1,22$	$3Y=+1,15$	$Y11=+15,41$	$Y22=+14,87$	$Y33=15,70$	$Y12=-0,12$	$Y13=-0,14$	$Y23=+0,76$		

Рівняння регресії в загальному виді

$$P = b_0 + b_1 \times X_1 + b_2 \times X_2 + b_3 \times X_3 + b_{12} \times X_1 \times X_2 + b_{13} \times X_1 \times X_3 + b_{11} \times X_1^2 + b_{22} \times X_2^2 + b_{33} \times X_3^2$$

Значення постійних для розрахунку коефіцієнтів регресії [24]:

$$A_0 = 0,25926;$$

$$A_{01} = A_{02} = A_{03} = 0,11111;$$

$$A_1 = A_2 = A_3 = 0,05556$$

$$A_{11} = A_{22} = A_{33} = 0,16667$$

$$A_{12} = A_{13} = A_{23} = 0,08333.$$

Коефіцієнти рівняння регресії:

$$b_0 = A_0 (OY) - A_{01} (11Y) - A_{02} (22Y) - A_{03} (33Y) = \\ = 0,25926 \times 23,36 - 0,11111 \times (15,41 + 14,87 + 17,1215,3) = 0,96$$

$$b_1 = A_1 (1Y) = 0,05556 \times 1,07 = +0,059$$

$$b_2 = A_2 (2Y) = 0,05556 \times 1,22 = +0,068$$

$$b_3 = 0,05556 \times 1,15 = + 0,064$$

$$b_{12} = A_{12} \times (12Y) = 0,08333 \times (-0,12) = - 0,01$$

$$b_{13} = A_{13} (13Y) = 0,08333 \times (-0,14) = - 0,012$$

$$b_{23} = A_{23} (23Y) = 0,08333 \times 0,86 = 0,072$$

$$b_{11} = A_{11} (11Y) - A_{01} (OY) = 0,16667 \times 15,41 - 0,11111 \times 23,36 = - 0,028$$

$$b_{22} = A_{22} (22Y) - A_{02} (OY) = 0,16667 \times 14,87 - 0,11111 \times 23,36 = - 0,118,$$

$$b_{33} = A_{33} (33Y) - A_{03} (OY) = 0,16667 \times 15,3 - 0,11111 \times 23,36 = - 0,046$$

За результатами багатофакторного експерименту, отримано наступне рівняння регресії:

$$P = 0,96 + 0,059 \cdot X_1 + 0,068 \cdot X_2 + 0,064 \cdot X_3 - 0,028 \cdot X_1^2 - 0,118 X_2^2 - \\ 0,046 \cdot X_3^2 - 0,01 X_1 \cdot X_2 - 0,012 X_1 X_3 + 0,072 X_2 X_3 \quad (4.2)$$

4.1.2. Перевірка адекватності отриманої моделі

В ході лабораторних досліджень нами отримана незалежна експериментальна виборка на основі якої побудоване рівняння регресії. Підставивши в це рівняння вихідні дані, отримуємо теоретичну виборку. Перевіримо адекватність отриманої моделі за критерієм Фішера. Для цього знайдемо дисперсії експериментальної та розрахованої виборок (табл. 4.3.)

Таблиця 4.3.

Статистичний аналіз експериментальної та розрахованої виборок

№	Експериментальні дані				Розраховані дані			
	P	P _(CP)	(P _T - P _{CP}) ²	σ ₁ ²	P	P _{cp}	(P - P _{CP}) ²	σ ₂ ²
1	1,02	0,87	0,0150	0,0134	1,01	0,85	0,0256	0,0159
2	0,98		0,0121		0,93		0,0064	
3	0,89		0,0004		0,89		0,0016	
4	0,98		0,0121		1,01		0,0256	
5	0,91		0,0016		0,99		0,0361	
6	0,84		0,0009		0,91		0,0036	
7	0,93		0,0036		0,78		0,0049	
8	0,88		0,0001		0,85		0,0	
9	0,81		0,0036		0,80		0,0025	
10	1,02		0,0150		1,02		0,0484	
11	0,99		0,0144		0,91		0,0036	
12	0,92		0,00025		0,87		0,0004	
13	0,96		0,00081		1,07		0,0720	
14	0,90		0,0009		0,96		0,0121	
15	0,96		0,0081		0,84		0,0001	
16	0,85		0,0004		0,74		0,0036	
17	0,80		0,0049		0,78		0,0049	
18	0,72		0,0150		0,75		0,010	
19	0,92		0,0025		0,95		0,010	
20	0,88		0,0001		0,76		0,0081	
21	0,79		0,0064		0,66		0,0361	
22	0,88		0,0001		1,01		0,0256	
23	0,79		0,0004		0,85		0,0	
24	0,71		0,0256		0,77		0,0064	
25	0,85		0,0049		0,63		0,0289	
26	0,73		0,0196		0,68		0,0144	
27	0,62		0,0625		0,63		0,0484	
Σ								

В наведеній таблиці σ_1^2 і σ_2^2 відповідно дисперсії експериментальної і розрахованої вибірки.

З таблиці видно, що дисперсія розрахованої вибірки більша за експериментальну, тому критерій Фішера

$$F_{EMII} = \sigma_2^2 / \sigma_1^2 = 0,0159 / 0,0134 = 1,86$$

Для обох вибірок ступінь свободи дорівнює $k = 27 - 1 = 26$. За

довідковими таблицями F- критерій Фішера при рівні значимості $\alpha = 0,05$ і $k_1 = k_2 = 26$ дорівнює $F = 1,69 > F_{EMП} = 1,86$. Таким чином, гіпотеза про збіжність вибірок на рівні 5% може бути прийнятою.

4.1.3. Аналіз отриманої регресійної моделі

Дослідимо поведінку отриманої залежності при відсутності впливу одного з факторів.

$$\underline{X_1 = 0.}$$

$$P = 0,96 + 0,068X_2 + 0,064X_3 - 0,118X_2^2 - 0,046X_3^2 + 0,072X_2X_3$$

Мінімальне і максимальне значення тягового опору :

$$\text{Розрахункове } P_{\text{MIN}} = 0,76 \text{ (заміряне } P_{\text{MIN}} = 0,72, \text{ строка 18, табл.4,2)}$$

$$\text{Розрахункове } P_{\text{MAX}} = 1,03 \text{ (заміряне } P_{\text{MAX}} = 1,02, \text{ строка 10, табл.4,2)}$$

$$\underline{X_2 = 0.}$$

$$P = 0,96 + 0,059 \cdot X_1 + 0,064 \cdot X_3 - 0,028 \cdot X_1^2 - 0,046 \cdot X_3^2 - 0,012 \cdot X_1 \cdot X_3$$

Мінімальне і максимальне значення тягового опору :

$$\text{Розрахункове } P_{\text{MIN}} = 0,76 \text{ (заміряне } P_{\text{MIN}} = 0,71, \text{ строка 24, табл 4.2)}$$

$$\text{Розрахункове } P_{\text{MAX}} = 1,01 \text{ (заміряне } P_{\text{MAX}} = 0,88 \text{ (строка 22, табл 4.2))}$$

$$\underline{X_3 = 0}$$

$$P = 0,96 + 0,059X_1 + 0,068X_2 - 0,028X_1^2 - 0,118X_2^2 - 0,01X_1X_2$$

Мінімальне і максимальне значення тягового опору :

$$\text{Розрахункове } P_{\text{MIN}} = 0,80 \text{ (заміряне } P_{\text{MIN}} = 0,73, \text{ строка 26, табл.4.2.)}$$

$$P_{\text{MAX}} = 0,95 \text{ (заміряне значення } - 0,98; \text{ строка 2 табл.4.2.)}$$

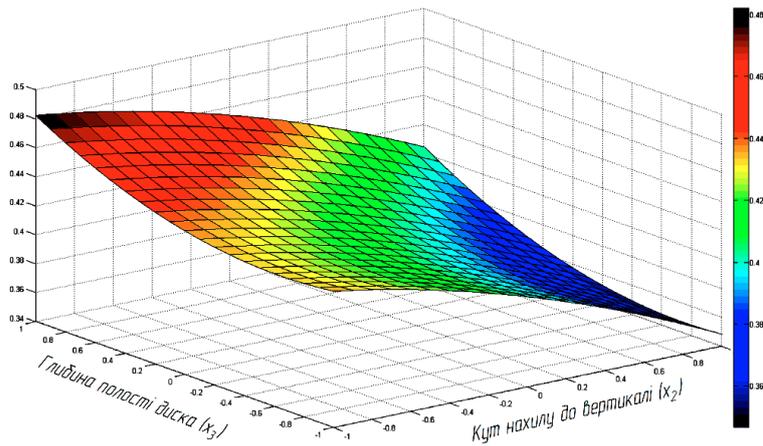


Рис.4.6 - Графік двомірного перетину залежності тягового опору від кількості ударів твердоміру ДорНДІ і робочої швидкості на нульовому рівні $X_1 = 0$, що відповідає жорсткості стояка $C_{Ж} = 1400\text{н/см}$

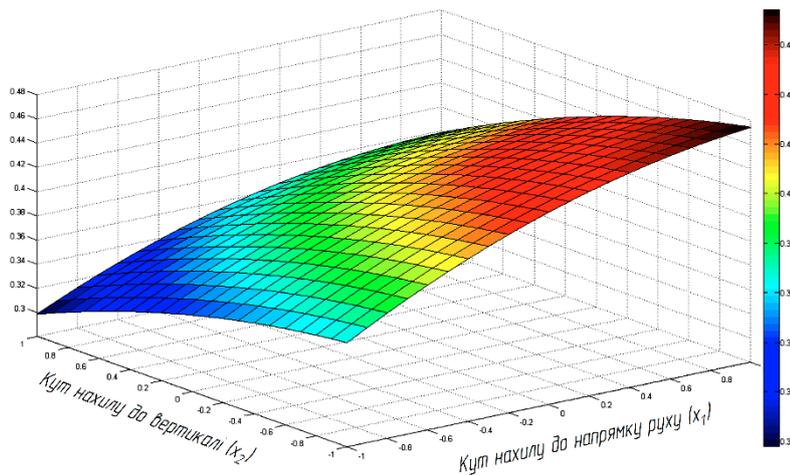


Рисунок.4.7 - Графік двомірного перетину залежності тягового опору від жорсткості стояка і кількості ударів твердоміра на нульовому рівні $X_3 = 0$, що відповідає робочий швидкості 3,0 м/с.

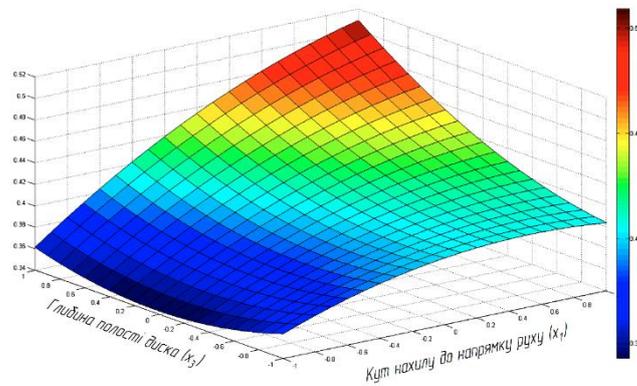


Рисунок.4.8 - Графік двомірного перетину залежності тягового опору від жорсткості стояка і робочої швидкості на нульовому рівні $X_2 = 0$, що відповідає кількості ударів твердоміру $C = 27,5$

Проаналізуємо отримані результати.

є стабільною на рівні 14 – 15% за масою, але при збільшенні кута $\beta > 17^\circ$ практично у двічі зменшується. При $\beta > 17^\circ$ також на 30-40% збільшується кількість агрономічно цінних агрегатів.

4. Аналіз значень коефіцієнта різноподрібнення структурних агрегатів дає його стабільне зменшення з збільшенням обох кутів постановки від максимального значення 37 до 22,5 при раціональних кутах, тобто в 1,64 рази. Це вказує на те, що зі збільшенням кутів оброблене ґрунтове середовище стає більш вирівняним по фракційному складу.

5. В ході польових досліджень знайшла підтвердження гіпотеза про те, основні переваги дискового робочого органа обумовлені його обертанням довкола осі кріплення. Так, у разі загальмованого диска при інших рівних умовах його опір зростає в середньому 17%.

6. Підтверджена працездатність дискового плуга в екстремальних умовах, як то підвищеній вологості і наявності високостебельної рослинності. Це робить перспективним його використання для роботи на рисових чеках, літуванні ставків, на рекультивації техногенно порушених ґрунтів.

4.2. Польові дослідження дослідного зразка дискатора

4.2.1. Загальні результати досліджень

Дискатор стало виконує технологічний процес. Огріхи відсутні Рискання за шириною захвату не відмічено. Шлях ходу до занурення дисків на робочу глибину ходу становить 0,4-0,5 м, як у серійної, так і у дослідної машини.

Технологічні відмови відсутні. Після проходу обох агрегатів поверхня поля злитна, борозни і гребені відсутні.

Ступінь заорювання рослинних решток становить 75-80%. Різниці у ступені подрібнення рослинних решток дослідним і серійним дискатором не відмічено-50-65%.

4.2.2. Експлуатаційні показники

Експлуатаційні показники дослідної і серійної машин зведені в табл.4.8.

Таблиця 4.8 - Експлуатаційні показники дослідної і серійної машин

Показник	Машина	
	Серійна	Експериментальна
Робоча швидкість, заміряне Заміряне значення, м/с VI- передача МТЗ-80	4,01	4,09
Продуктивність , га/год	4,0	4,8
Витрати палива, кг/га	5,83	4,85
Коефіцієнт використання робочого часу зміни	0,67	0,74

Висновки

Експериментальними дослідженнями підтверджені основні прийняті робочі гіпотези, Підтверджена адекватність розробленої аналітичної моделі.

Установка на машину пружних стояків з раціональним значенням жорсткості підвищує продуктивність агрегату в середньому на 10-15%.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1. Дослідження стану охорони праці в фермерському господарстві «Аврора» Оріхівського району Запорізької області,

ФГ «Аврора» спеціалізується на вирощуванні фруктів та ягід. Господарство реструктуризоване на три частини – це садівниче господарство, розсадницький комплекс, логістичний центр із сортувальною лінією.

Основним принципом управління охорони праці у господарстві є пріоритет життя і здоров'я працівників, повна відповідальність керівника, керівників структурних підрозділів за створення безпечних і здорових умов праці на кожному робочому місці.

Для організації та здійснення контролю за факторами виробничого середовища і трудового процесу на території фермерського господарства розміщені попереджувальні, забороняючі знаки, плакати, телефони служби безпеки, план дій при надзвичайній ситуації, стенди з охорони праці. Відвідувачам видається пам'ятка щодо правил поведінки на території господарства. Періодично проводиться навчання, семінари з охорони праці.

З метою підвищення якості продукції, дотримуючись екологічного законодавства та покращуючи охорону праці, фермерське господарство «Борт» впровадило систему безпечності харчових продуктів Global G.A.P., яка включає у себе одну із складових системи, а саме: охорона здоров'я робітників та соціально-побутове забезпечення:

- оцінка факторів ризиків здоров'я робітників та охорона праці;
- гігієна праці.

На виконання вимог стандарту Global G.A.P. та з метою дотримання законодавства з охорони праці розроблено низку інструкцій з охорони праці.

Для недопущення причин, що призводять до нещасних випадків, аварій, професійних захворювань на виробництві, та здійснення профілактичних заходів розроблено нормативні акти з охорони праці, а саме:

- «Заходи профілактики виробничого травматизму і професійних захворювань»,
 - План організаційної роботи щодо попередження нещасних випадків під час проведення весняно-польових робіт та у період збирання врожаю.
- Служба охорони праці постійно здійснює перевірки стану охорони праці та дотримання персоналом вимог нормативно-правових актів, надає керівництву пропозиції щодня.

5.2. Аналіз виробничого травматизму

За допомогою статистичного методу проведений аналіз виробничого травматизму в господарстві. Особливість роботи господарства полягає в його сезонності. Господарство наймає на конкретні роботи сторонніх працівників, в той час, коли власний персонал обмежений 11 працівниками. Найманих працівників використовують на збиранні ягід і фруктів. Роботи виконуються практично в ручну. До техніки найманих працівників не допускають. Згідно цього, кількість штатних працівників за три останні роки лишається стабільною - 11 чоловік. Серйозних нещасних випадків, які могли б викликати непрацездатність немає. Тому розрахункові показники з травматизму

Коефіцієнт частоти травматизму в K_q

$$K_q = \frac{T}{P} \cdot 1000 = \frac{0}{11} \cdot 1000 = 0,$$

де T - кількість нещасних випадків; P - кількість працівників; 1000-перерахування на 1000 працівників.

Коефіцієнт важкості травматизму K_s

$$K_s = \frac{D}{T} = 0$$

де D - кількість днів непрацездатності.

Коефіцієнт втрат робочого часу $K_{вт}$

$$K_v = \frac{D}{P} \cdot 1000 = \frac{0}{11} \cdot 1000 = 0,$$

Таблиця 5.1 - Аналіз виробничого травматизму в господарстві

Показники	2015 р.	2016 р.	2017 р.
Кількість працівників, чол.	11	11	11
Кількість нещасних випадків	0	0	0
Кількість днів непрацездатності (Д):			
- від травматизму	0	0	0
Втрати, тис. грн...:			
- від травматизму		0	0
Коефіцієнт частоти травматизму	0	0	0
Коефіцієнт важкості травматизму	0	0	0
Коефіцієнт втрат робочого часу	0	0	0

5.2. Вимоги безпеки праці при обробці ґрунту на модернізованому агрегаті

5.3.1. Загальні положення.

Модернізована нами ротаційна зубова борона є агрегатом, який оснащений секціями плоских дисків по периметру яких закріплені конічні підпружинені зуби. Агрегат має робочу швидкість 15-20 км/ год. Відповідно диски обертаються з такою ж коловою швидкістю В умовах органічного землеробства, коли на поверхні поля присутня значна кількість рослинних решток, технологічний процес буде супроводжуватись метанням вбік цих рослинних решток на доволі значну відстань, до 3 – 4 м. Тому знаходитись в зоні дії агрегату ближче за 10 м. забороняється. Кожний окремий зуб встановлений на власній пружній опорі. Враховуючи його гостроту, перевіряти працездатність вручну, шляхом натискання на зуб забороняється З тієї ж причини забороняється перевіряти вручну і обертання дисків. В разі, якщо на

поверхні поля будуть сторонні предмети, то вони будуть теж відкидатись у непрогнозованому напрямку, в тому числі і вбік трактора. Тому, перед початком роботи плантацію оглядають і видаляють всі сторонні предмети.

Окрім того, агрегат має підвищену кінематичну довжину, що вимагає певної кваліфікації тракториста.

До роботи з агрегатом допускаються особи не молодше 18 років. Трактористи, які вперше почали працювати на тракторі, повинні пройти стажування. Крім навчання, перед виконанням сезонних, наприклад посівних або збиральних, робіт з робочими проводять інструктаж по техніці безпеки. Особи, які не пройшли інструктаж, до роботи не допускаються.

Працювати на агрегаті можна тільки постійно закріпленим особам.

Перед початком роботи виконати розмітку плантації, тобто відбити напрямки першого проходу і поворотні смуги. Як виняток, в процесі роботи в кабіні трактора може знаходитись стажер, який теж пройшов всі види інструктажу.

Агрегат являє собою комплекс підвищеної небезпеки, особливо враховуючи величину швидкості. Тому, керування в неадекватному стані, тобто після прийому заспокійливих чи збуджуючих ліків, або алкоголю не припустиме.

5.3.2. Вимоги безпеки праці перед початком роботи

Необхідно виконати всі регламентні роботи у відповідності до вимог інструкцій по експлуатації трактора і технологічної машини. Технічне обслуговування трактора і ґрунтообробного агрегату проводити тільки на спеціально оснащених майданчиках за умови їх зупинки і виключення двигуна і тільки у відповідності до інструкції заводу-виробника. Перед початком роботи перевірити обертання дисків шляхом проїзду агрегату по ґрунтовій дорозі з опущеними робочими органами. Кут атаки дискових секцій при цьому повинен дорівнювати нулю.

Зовнішнім оглядом перевірити цілісність пружних опор, вразі потреби замінити диск у зборі.

5.3.3. Вимоги безпеки при виконанні технологічного процесу

Не виконувати швидкісних маневрів та крутих поворотів. Зміну напрямку руху виконувати можна в межах кута атаки дисків, тобто $\pm 15^{\circ}$, або з виглибленими робочими органами. В протилежному випадку велика імовірність аварійного руйнування дискової секції.

Регулярно перевіряти робочий стан та якість регулювання робочих органів. При виникненні проблем з регулюванням глибини робочого ходу не застосовувати випадкові ричаги а підлити в механізм дизельного пального.

Виконувати чищення робочих органів тільки після повної зупинки спеціальним чистиком.

Якщо в процесі експлуатації машини виникне несправність, машина повинна бути зупинена і викликана технічна служба підприємства. Самостійно можна виконувати тільки регулювання.

Контроль якості виконання технологічного процесу виконувати при заглушеному двигуні.

Строго дотримуватись агротехнічно-обумовленому режиму роботи.

Не перевозити на рамі машини сторонні предмети.

Перед переїздом не значну відстань перевести машину у транспортне положення.

5.3.4. Вимоги безпеки по завершенню роботи.

Після закінчення роботи агрегат очищують від бруду: ґрунту та пожнивних залишків. Поставити агрегат на стоянку, поклавши під колеса і робочі органи опори. При постановці на тривалий час, механізм регулювання глибини робочого ходу змазати солідолом, бо в протилежному випадку для регулювання необхідно буде застосовувати ричаг, що не є бажаним. При постановці необхідно мати на увазі, що практично всі елементи конструкції підпружинені. Тому треба уникати ривків.

Установку агрегату на відкритій площадці слід проводити з врахуванням зручності його обслуговування і можливості під'їзду до нього технологічного

транспорту. Відстань між машинами по фронту повинна бути не менше 0,7 м, а при технічному обслуговуванні 1,2 м.

Привести в належний стан робоче місце. По закінченню робіт працівники повинні здати засоби індивідуального захисту та спецодяг на зберігання, прийняти душ.

5.4. Рекомендації по поліпшенню стану охорони праці в фермерському господарстві «Аврора» Оріхівського району Запорізької області.

Слід відмітити, що стан охорони праці на підприємстві в цілому задовільний. Але є окремі положення, які бажано було б покращити. Перш за все, це нестача спецодягу. Працівники часто використовують власний одяг, який вийшов із вжитку і він не відповідає вимогам охорони праці.

В процесі обіду, столові прибори ставлять на раму технологічної машини, що враховуючи особливість її конструкції є небезпечним, не кажучи про гігієну.

5.5. Дії в надзвичайній ситуації під час прориву магістрального газопроводу.

На відстані 1,5 – 2 км від землекористування господарства проходить магістральний газопровід. В разі прориву з витіком газу і виникненням вогневого факелу:

- припинити виконання технологічної операції, перевести агрегат у транспортне положення і від'їхати в підвітряному напрямку на відстань, де не відмічена проява продуктів горіння, переконатись, що агрегат не заважає проїзду ремонтної служби:

- виконувати всі вказівки керівника ремонтної бригади;

- в разі потреби надати енергетичний засіб (трактор) у розпорядження ремонтної бригади.

В разі відсутності факелу :

- негайно зупинити двигун і не намагатись вивести агрегат у безпечну зону;

- відійти як можна далі в підвітряному напрямку;
- не користуватись сірниками, ліхтариком і засобами мобільного зв'язку.
- повідомляти аварійні служби потреби немає, бо вони спрацьовують у автоматичному режимі при падінні тиску у магістралі;
- не ховатись в лісу, в чагарниках і біля водоймищ;
- виконувати всі розпорядження ремонтної бригади
- зупинити агрегат і переконатись, що він не заважає проїзду ремонтної служби:
- не допускати виникнення паніки.

Висновки

Робота на розробленому комбінованому ґрунтообробному агрегаті не має суттєвих відмінностей від роботи на машинах даного типу і призначення. При виконанні всіх вимог нормативних документів робота на модернізованому нами агрегаті не погіршує стану охорони праці.

6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ

Розрахунки техніко-економічних показників виконуємо у порівнянні з серійною ротаційною бороною БМР-5,6 виробництва «Агроліга». Відмінність машин полягає в тому, що машина у варіанті з дослідними дисками має менший тяговий опір і відповідно більшу продуктивність. Вихідні дані для розрахунків зведено до табл.6.1

Таблиця 6.1 - Вихідні дані до техніко-економічних розрахунків.

	Показник	Розмірність	Технологічна машина	
			Серійна БМР-5,6	Модернізована БМР=5,6А
1	Річний обсяг роботи	га	200	200
2	Продуктивність	га/год	8,2	8,5
3	Витрати ПММ	кг/га	1,5	1,4
4	Вартість:	грн		
	- Трактора МТЗ-80		500000	500000
	- Машини		144500	145300
	- Всього		644500	645300
5	Кількість обслуговуючого персоналу		1	1

Серійний агрегат

Модернізований агрегат

Кількість нормо-годин у обсязі робіт

$$K_{\text{НГ}}^{\text{б}} = \frac{W_{\text{СЕЗ}}}{W_{\text{ГОД}}} = \frac{200}{8,2} = 24,4 \text{ ГОД}$$

$$K_{\text{НГ}}^{\text{п}} = \frac{W_{\text{СЕЗ}}}{W_{\text{ГОД}}} = \frac{200}{8,5} = 23,5 \text{ ГОД}$$

(6.1)

Витрати праці:

$$V_{\Pi}^{\delta} = K_{\text{НГ}} \cdot n = 24,4 \cdot 1 = 24,4 \text{ год} \quad V_{\Pi}^{\text{п}} = K_{\text{НГ}} \cdot n = 23,5 \cdot 1 = 23,5 \text{ год}, \quad (6.2)$$

де $n = 1$ - кількість обслуговуючого персоналу.

6.1. Експлуатаційні витрати

Експлуатаційні витрати складаються з основної і додаткової заробітної плати, амортизаційних відрахувань, витрат на паливо-мастильні матеріали, витрат на технічне обслуговування, ремонт і зберігання агрегату.

Основна і додаткова заробітна плата

Основна і додаткова заробітна плата з нарахуваннями:

$$\Pi = \frac{C_T}{W_{\text{год}}} \cdot K_1 \cdot K_2, \quad (6.3)$$

де C_T - тарифна ставка, 25,00 грн./год;

$K_1 = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує додаткову оплату (20%);

$K_2 = 1,375$ – коефіцієнт, що враховує нарахування на соціальні міроприємства.

$$\Pi^{\delta} = \frac{25}{8,2} \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1,22 = 4,46 \text{ грн./га} \quad \Pi^{\text{п}} = \frac{25}{8,5} \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1,22 = 4,31 \text{ грн./га}$$

Амортизаційні відрахування

Норма амортизації для трактора – 17.5%, машини – 14.2%.

Нормативне завантаження на рік:

- трактора - 1550 год;
- машини - 580 год

Трактор:

$$A_{\text{ТР}}^{\delta} = \frac{500000 \cdot 17.5}{100 \cdot 1550 \cdot 8,2} = 6,88 \text{ грн./га} \quad A_{\text{ТР}}^{\text{п}} = \frac{500000 \cdot 17.5}{100 \cdot 1550 \cdot 8,5} = 6,64 \text{ грн./га}$$

$$\text{машина: } A_{\text{М}}^{\delta} = \frac{144500 \cdot 17.5}{100 \cdot 580 \cdot 8,2} = 5,32 \text{ грн./га} \quad A_{\text{М}}^{\text{п}} = \frac{145300 \cdot 17.5}{100 \cdot 580 \cdot 8,5} = 5,16 \text{ грн./га}$$

$$\text{Всього: } A_{\Sigma}^6 = 6,88 + 5,32 = 12,2 \text{ грн./га}$$

$$A_{\Sigma}^n = 6,64 + 5,16 = 11,8 \text{ грн./га}$$

7.1.3. Витрати на ПММ

$$B_{\text{ПММ}}^6 = C_{\text{ПММ}} \cdot V_{\text{ПММ}} = 29 \cdot 43,5 = \text{грн./га}$$

$$B_{\text{ПММ}}^n = 29 \cdot 1,3 = 37,7 \text{ грн./га}$$

Витрати на ТО, ПР, зберігання

Норма витрат на ПР, ТО і зберігання:

- $\alpha_{\text{ТО}} = 11\%$ - норма відрахувань на ТО;
- $\alpha_3 = 0,2\%$ - норма відрахувань на зберігання;
- $\alpha_{\text{ТР}} = 8\%$ - норма відрахувань на ремонт.

Витрати на ТО, ПР і зберігання:

$$B = \frac{B_B \cdot (\alpha_{\text{ТО}} + \alpha_3 + \alpha_{\text{ТР}})}{100 \cdot K_{\text{НГ}} \cdot W_{\text{ГОД}}} \cdot K, \quad (6.4)$$

де B_B – балансова вартість, грн;

K – коефіцієнт переводу трактора у еталонний.

$$\text{Трактор: } B_{\text{ТР}}^6 = \frac{500000 \cdot (11 + 8 + 0,2)}{100 \cdot 24,4 \cdot 8,2} = 480 \text{ грн./га}$$

$$B_{\text{ТР}}^n = \frac{500000 \cdot (11 + 8 + 0,2)}{100 \cdot 23,5 \cdot 8,5} = 481 \text{ грн./га}$$

$$\text{Машина: } B_M^6 = \frac{144500 \cdot (8 + 0,2)}{100 \cdot 24,4 \cdot 8,2} = 138,7 \text{ грн./га}$$

$$B_M^n = \frac{145300 \cdot (8 + 0,2)}{100 \cdot 23,5 \cdot 8,5} = 139,7 \text{ грн./га}$$

Всього по агрегатам:

$$B^6 = B_{\text{ТР}} + B_M = 480 + 138,7 = 618,7 \text{ грн./га}$$

$$B^n = 481 + 139,7 = 620,7 \text{ грн./га}$$

Всього експлуатаційних витрат на 1 га:

$$E_B^6 = 4,46 + 12,2 + 43,5 + 618,7 = 678,91 \text{ грн./га}$$

$$E_B^П = 4,31 + 11,8 + 37,7 + 620,7 = 674,51 \text{ грн./га}$$

Експлуатаційні витрати на весь обсяг роботи:

$$E_{\Sigma}^6 = E_B \cdot W_{CE3} = 678,91 \cdot 200 = 135782 \text{ грн.}$$

$$E_{\Sigma}^П = 674,51 \cdot 200 = 134902 \text{ грн.}$$

6.2. Капітальні вкладення

Капітальні вкладення на 1 га:

$$\text{Трактор: } K_B^6 = \frac{B_B}{W_{CE3}} = \frac{500000}{200} = 2500 \text{ грн./га}$$

$$K_B^П = \frac{500000}{200} = 2500 \text{ грн./га}$$

$$\text{Машина: } K_B^6 = \frac{144500}{200} = 722,5 \text{ грн./га}$$

$$K_B^П = \frac{145300}{200} = 726,5 \text{ грн./га}$$

Всього:

$$K_B^6 = 2500 + 722,5 = 3222,5 \text{ грн./га}$$

$$K_B^П = 2500 + 726,5 = 3226,5 \text{ грн./га}$$

6.3. Приведені витрати і річний економічний ефект

Приведені витрати на 1 га:

$$П_B = E_B + 0,15 \cdot K_B$$

$$П_B^6 = 678,91 + 0,15 \cdot 3222,5 = 1162,21 \text{ грн./га}$$

$$П_B^П = 674,51 + 0,15 \cdot 3226,5 = 1158,485 \text{ грн./га}$$

Приведені витрати на весь обсяг робіт:

$$П_{\Sigma}^6 = П_B \cdot W_{CE3} = 1162,21 \cdot 200 \text{ грн.} = 232400$$

$$П_{\Sigma}^П = 1158,485 \cdot 200 = 231697 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект:

$$E_E = 232400 - 231697 \text{ грн.} = 703 \text{ грн}$$

Строк окупності додаткових капітальних вкладень

$$n = \frac{2000145300 - 144500}{703} = 1,14$$

Висновки

Як показують розрахунки, модернізована машина має хорошу ефективність і її можна рекомендувати у впровадження.

Прогнозований річний економічний ефект складає 703 грн при сезонному навантаженні 200 га.

Строк окупності додаткових капітальних вкладень 1,14 сезону.

Таблиця 6.2 - Економічна ефективність роботи

№	ПОКАЗНИКИ	Варіант	
		Базовий	Проект
1	Вид роботи	Поверхневий обробіток ґрунту	
2	Об'єм роботи, га	200	200
3	Склад агрегату: Трактор Борона ротаційна	МТЗ-80 БМР-5,6	МТЗ-80 БМР-5,6М
4	Продуктивність, га/год	8,2	8,5
5	Балансова вартість, грн: - трактора - машини	500000 144500	500000 145300
6	Експлуатаційні витрати, грн./га В тому числі: Основна і додаткова заробітна плата Амортизаційні відрахування Витрати на ПММ Витрати на ТО, ТР, зберігання	678,91 4,46 12,2 43,5 618,7,00	674,51 4,31 11,8 37,7 620,7
7	Капітальні вкладення, грн./га	3222,5	32,26,5
8	Приведені затрати, грн./га На весь обсяг роботи, грн.	1162,21 232400	1158,49 231697
9	Річний економічний ефект, грн.		703
10	Строк окупності додаткових капітальних вкладень, років		1,14

ВИСНОВКИ

В дипломній роботі наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення наукової задачі, яка полягає у покращенні експлуатаційних показників дискаторів на основі обґрунтування основних параметрів і режимів роботи дискового робочого органа на пружному стояку.

1. В результаті проведеного аналізу відомих досліджень було встановлено, що найбільш перспективним з точки зору використання в дискаторах є пружний стояк з подвійним перегином робочої поверхні. Така конструкція дозволяє сприймати повздовжну, вертикальну і поперечну складові тягового опору окремими ділянками стояка. Але таке рішення вимагає узгодження величин прогину ділянок стояка з кутами постановки диска до напрямку руху і вертикалі. В протилежному випадку існує велика імовірність того, що віброударна дія буде спрямована не в площині обертання диска, тобто диск буде тиснути на ґрунт своєю боковою поверхнею, що збільшує величину тягового опору. Другим проблемним елементом є необхідність уникати резонансних явищ в системі диск-стояк.

2. Розроблена математична модель взаємодії диска з оброблюваним середовищем дозволяє аналітично визначити номінальні величини діючих сил. Загальна реакція розглядається як сума сил сколу призми ґрунту, тиску сколотої призми на його поверхню і сил виносу ґрунту за межі оброблюваної борозни. Модель дозволяє обчислити як загальну реакцію диска, так і всі її складові окремо. Механізм збудження коливань розглядається як результат зміни номінально діючих сил за рахунок варіативної циклічно діючої і імовірнісної імпульсної, які разом збуджують механізм віброударної дії. Знання величини діючих сил дозволяє знайти раціональні величини прогину ділянок стояка при яких вектор віброударної дії буде знаходитись у площі обертання диска.

3. В ході експериментальних досліджень знайшли підтвердження основні положення розробленої математичної моделі. Експериментальними дослідженнями підтверджений аналітично обґрунтований з точки зору механіко-технологічних властивостей ґрунту діапазон найбільш ефективного використання дискаторів, як на пружних, так і на жорстких стояках $C = 19 - 35$ ударів твердоміру ДорНДІ. При $C \leq 19$ стає питання взагалі доцільності обробітку ґрунту, при $C \geq 35$ – більш раціональним є використання дискового плуга. Використання пружних стояків є раціональним в діапазоні $22 \leq C \leq 31$ ударів твердоміру. При $C \geq 31$ пружність стояка практично дорівнює жорсткому. Перекрити увесь діапазон стояком однієї пружності не є раціональним. Нами пропонується при $C = 21 - 28$ використовувати стояк з $C_{ж} = 1200$ н/см, при $C = 28 - 31$ відповідно з $C_{ж} = 1400$ н/с, при більшому питомому зчепленні часток - $C = 1600$ н/см, або жорсткий. Враховуючи сучасні тенденції, як то органічне (біологічне) землеробство, Mini-Till, Strip-Till можна передбачити, що твердість ґрунту поступово з роками буде зменшуватись, що автоматично призведе до використання стояків меншої жорсткості.

В ході експериментальних досліджень, нами підтверджені суттєві переваги пружних стояків перед жорсткими :

- покращується режим роботи підшипникової опори, що робить її більш надійною;

- зменшується тяговий опір;

підвищується технологічна надійність агрегату в цілому, так як за рахунок вібрації зменшується залипання робочих органів і відпадає потреба в їх чищенні;

- вібрація сприяє переміщенню м'яких ерозійно-небезпечних агрегатів у нижні горизонти, що зменшує імовірність ерозії ґрунту.

Як показали дослідження, якість кришення ґрунту, оцінена за коефіцієнтом структурності, знаходиться в межах агротехнічних вимог, але при інших рівних умовах пружні стояки забезпечують покращення на 15 –

20% і ця різниця збільшується зі зменшенням питомого зчеплення часток ґрунту і відповідному зменшенні (в межах аргументованих значень) жорсткості стояка.

Тяговий опір диска на пружному стояку в середньому теж менший на 10-15%.

Найбільший ефект від вібрації можна отримати при амплітуді коливань 10-15 мм з частотою 15-20 с⁻¹. Коливання повинні лежати у площині обертання диска.

4. В роботі запропоновані і на практиці відпрацьовані методики визначення амплітуди і частоти коливань стояка, методика вагової оцінки кількості рослинних решток.

5. Техніко-економічна оцінка результатів впровадження досліджень виконана на прикладі підприємства ТД «Корсунь», Черкаська область.

Прогнозований річний економічний ефект від впровадження становить

703 грн. Строк окупності додаткових капітальних вкладень 1,14 сезони.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1 Аналитическое обоснование параметров и результаты полевых исследований дискового плуга / А. Н. Семенюта, А. В. Белокопытов, М. П. Кольцов, Б. А. Волик. // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.-Мелітополь, 2010. - Вип.11,т. 5. - С. 198 - 205.
- 2 Аппроксимация функции одной переменной : онлайн калькулятор/ электронный ресурс/ код доступа <https://planetcalc.ru/5992/>
- 3 Бобровний Є.В. Обґрунтування кінематичних параметрів робочих органів дискаторів для загортання рослинних решток, оброблених біодеструктором : автореф. дис... канд. техн. наук. / Є.В.Бобровний.— Мелітополь., 2014. – 20 с.
- 4 Булгаков В. М. Дослідження вібраційних процесів при основному обробітку ґрунту / В. М. Булгаков, М. О. Свірень, Р. В. Кісільов, С. Б. Орищенко, І. О. Лісовий // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. - 2015. - Вип. 5, Т. 1. - С. 3-13. - Режим доступу:
http://nbuv.gov.ua/UJRN/nvtdau_2015_5_1_3.
- 5 Буряк Т.Ю., Волик Б.А. Аналіз механізму збудження коливань робочих органів диска тора: Матеріали ІІ Міжнародної науково-практичної конференції «Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі, ТДАТУ ім Дмитра Моторного : Мелітополь: 2.11 2020 – 27.11. 2020.м.Мелітополь\URL:
<http://www.tsatu.edu.ua/tstt/c>
- 6 Ветохин В.И. К вопросу разработки системной модели крошения пласта почвы / В.И. Ветохин // Праці ТДАТУ – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. - Вип.10, - Т.7. – С.245-252. 12. Горячкин В.П. Общая теория орудий. Картина разрушения материалов / В.П.
- 6 1. Ветров Ю. А. Резание грунтов землеройными машинами / Ю. А. Ветров. - М. : Машиностроение, 1971. – 357 с.

- 7 Волик Б.А., Брижаний І.Ю. Обґрунтування раціональної жорсткості пружного стояка диска дискатора / Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти – Вип. 7. – Херсон: ОЛДІ-ПЛЮС, 2019.– С 62-77
- 8 Гапоненко О. І. Експериментальні дослідження дискатора з пружними стояками / О. І. Гапоненко // Механізація і електрифікація сільського господарства. - 2014. - Вип. 99(1). - С. 263-271. Режим доступу:http://nbuv.gov.ua/UJRN/mesg_2014_99%281%29__27
- 9 Грунтообробні агрегати на основі дискових робочих органів: Монографія / [Г.В.Теслюк, Б.А.Волик, С.П.Сокол, О.М.Кобець, А.М.Семенюта]. – Дніпропетровськ: ТОВ «Акцент ПП», 2016. – 144 с.
- 10 Дудак С. М. Дискові грунтообробні знаряддя: основні параметри та особливості / С. М. Дудак // Механізація та електрифікація сільського господарства: міжвід. темат. наук.-техн. зб. – Глеваха: ННЦ ІМЕСГ, 2007. - Вип. 91.- С. 17-19.
- 11 Есоян А. М. К теории оптимизации параметров сферических дисков почвообрабатывающих машин / А. М. Есоян, П. А. Тонапетян, А. А. Аракелян // Известия Государственного аграрного университета Армении. – Ереван, 2006. -№2. – С. 56- 58
- 12 Кленин Н. И. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Н.И. Кленин, В. А. Сакур. – М.: Колос, 1980.- 671 с.
- 13 Кобець А. С. Грунтообробні машини: теорія, конструкція, розрахунок: монографія / А. С. Кобець, Б. А. Волик, А. М. Пугач. - Дніпропетровськ: Свідлер А.Л., 2011. - 140 с.
- 14 Математична модель дискового плуга / А. М. Семенюта, О. В. Білокопитов, Б. А. Волик В. О. Колбасін // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2010. - Вип.10, т.8. - С. 169 - 176.
- 15 Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських

- матеріалів: навчальний посібник / А. С. Кобець, Т. Д. Іщенко, Б. А. Волик, О. А. Демидов. – Дніпропетровськ: РВВ ДДАУ, 2009. – 84 с.
- 16 Мударисов С. Г. Повышение качества обработки почвы путем совершенствования рабочих органов машин на основе моделирования технологического процесса: автореф. дис... д-ра техн. наук / С. Г. Мударисов – Челябинск, 2007. –
- 17 Нартов П. С. Дисковые почвообрабатывающие орудия / П. С. Нартов. - Воронеж: ВГУ, 1972. - 182 с.
- 18 Панченко А. Н. Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями / А. Н. Панченко.- Днепропетровск: ДГАУ, 1999. – 140 с.
- 19 Пугач А.М. Польові дослідження сферичного диска на пружному кріпленні / А.М.Пугач //Техніка і технології АПК. Науково-виробничий журнал №11(98) 2017. _ С.23-25.
- 19,a Практикум з використання машин в рослинництві / [Ільченко В.Ю., Кобець А. С., Мельник В.П та ін]. – Дніпропетровськ : Дніпроп. держ агр. ун-т. – 2002 – 212с.
- 20 Семенюта А.М. Обгрунтування конструктивної схеми, параметрів та режимів роботи дискового плуга: автореф. дис..на здобуття ступеня канд.. техн. наук / А.М.Семенюта. – Мелітополь, 2014. – 23 с.
- 21 Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин: учебник для вузов сельскохозяйственного машиностроения / Е. С. Босой, О. В. Верняев, И. И. Смирнов, Е. Г. Султан-Шах.]; под ред. Е. С. Босого. -2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. – 568 с.
- 22 Цытович Н.А. Механика грунтов (краткий курс): учебник для строит. вузов / Н. А. Цытович. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1983. – 288 с.
- 23 Шевченко І. А. Обгрунтування геометричних параметрів дискових робочих органів / І.А. Шевченко // Праці ТДАТА. - Мелітополь, 2001. – Вип. 2, т.16.— С. 13 - 20.

- 24 Юнусов Г. С. Определение диаметра сферического диска для обработки почвы / Г. С. Юнусов // Техника в сельском хозяйстве. – 2005. - №2. – С. 48.
-

Обґрунтування конструктивних параметрів і режимів роботи дискатора в умовах органічного землеробства

Доповідач **Буряк Тетяна Юріївна**

студент 2 курсу, групи МГМ-1-19 за

спеціальністю 208 «Агроінженерія»

Керівник доцент **Волик Борис Анатолійович**

Мета роботи – Покращення якісних показників обробітку ґрунту в умовах органічного землеробства шляхом адаптації системи диск-пружинний стояк по до умов експлуатації

Задачі досліджень. Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні завдання :

Виконаний аналіз сучасних конструкцій дискакторів і окреслені напрямки можливого конструктивного удосконалення обґрунтований прототип розроблюваної конструкції;

Обґрунтована компоновочна схема знаряддя;

Розроблена математична модель взаємодії робочого органа з ґрунтовим середовищем;

На основі загальної математичної моделі запропонована модель механізму збудження коливань в системі Виконані експериментальні дослідження на підтвердження адекватності розробленої математичної моделі.

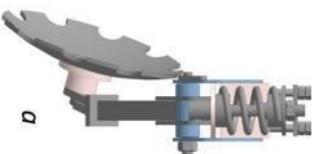
2. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ



Типова конструкція дискатора



Найбільш поширені конструкції пружних стовпків



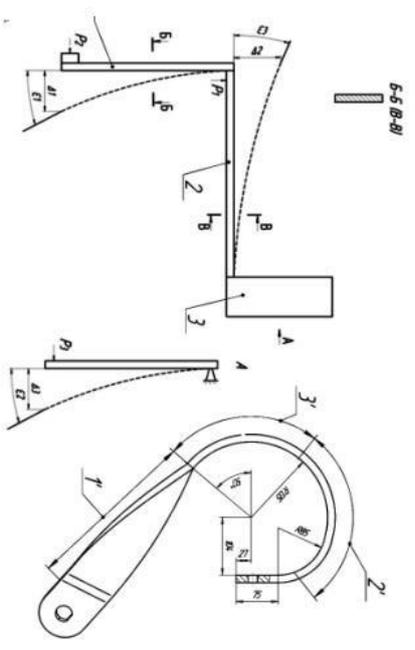
a



б

Варіанти виконання підпружинених стовпків

3. РОЗРАХУНКОВА СХЕМА СТОЯКА



Протин окремо взятої ділянки $\Delta_1 = E \cdot I \cdot 3 \frac{P_1 \cdot l^3}{P}$, де E – модуль пружності; I – момент інерції; P – сила, що доведена до ділянки.

Розрахункова робоча довжина ділянки $L_1 = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot \Delta_1 \cdot E \cdot I}{P}}$

Складові жорсткості ділянки по площинам:

- ПОВЗДОВЖНА $C_{zd} = P_{zd}/a_{zd}$ - вертикальна $C_{zv} = P_v/a_v$ поперечна $C_{zsh} = P_{sh}/a_{sh}$

Де: a_{zd} , a_v , a_{sh} – відповідні амплітуди прогину.

Загальна жорсткість стояка $C_{ж} = \sqrt{C_{ж1}^2 + C_{ж2}^2 + C_{жш}^2}$

4. АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

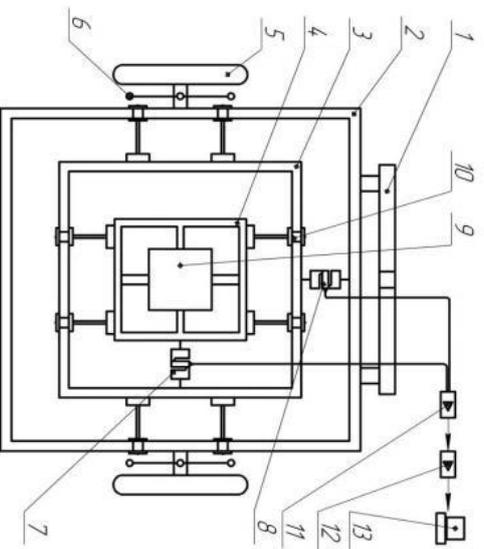
(Розрахункові значення складових тягового опору і відповідної жорсткості стояка)

Вихідні дані : Робоча швидкість $V = 2,4$ м/с, Глибина занурення $a = 12$ см; $D = 560$ мм; $\alpha = 25^\circ$, $\beta = 25^\circ$ $C = 23,3$

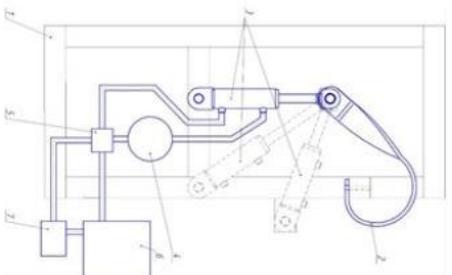
Складові тягового опору		Жорсткість ділянки стояка Н/см	Загальна жорсткість, Н/см
Позначення	Розрахункове значення, кН		
Повздовжня складова	$R_{скдл}$	0,146	456
	$R_{пл}$	0,174	
	$R_{дл}$	0,136	
	$R_{пг}$	0,456	
Вертикальні а складова	$R_{скв}$	0,106	875
	$R_{гв}$	0,113	
	$R_{дв}$	0,131	
	$R_{а}$	0,350	
Поперечна складова	$R_{скпш}$	0,09	780
	$R_{пш}$	0,102	
	$R_{дш}$	0,120	
	$R_{пш}$	0,312	

$$\text{Загальний розрахунковий тяговий опір диска : } P = \sqrt{0,456^2 + 0,350^2 + 0,312^2} = 0,654 \text{ кН}$$

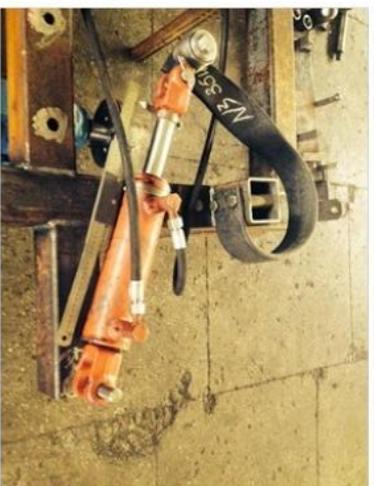
6. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ



Тензометричний візок



Стенд для визначення величини і напрямку



Прогинну стока в залежності від доведеного навантаження:

1 – напівка; 2 – рама основна; 3 – рама рухома повздовжня; 4 – рама рухома поперечна; 5 – колесо опорне; 6 – механізм регулювання глибини затлиблення; 7, 8 – датчик сили КМ1502/КТ150 ; 9 – плита для кріплення досліджуваного робочого органа; 10 – ролик опорний; 11 – блок первинної обробки сигналу; 12 – блок переводу аналогового сигналу у цифровий; 13- ПЕОМ;

7. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Рівні варіювання факторів

Фактор	Код	Рівні факторів		
		-1	0	+1
Жорсткість стояка, кН/см	X_1	1200	1400	1600
Кількість ударів твердоміру Дорнц	X_2	23.3	27.5	31.5
Робоча швидкість м/с	X_3	1.5	3.0	4.5

Рівняння регресії для заміряного значення величини тягового опору

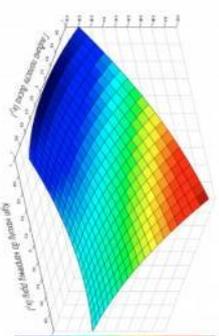
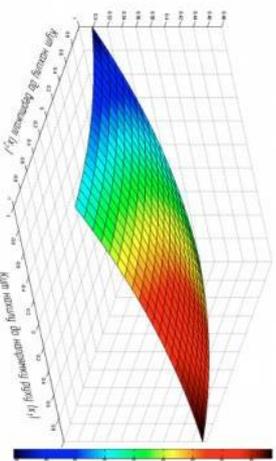
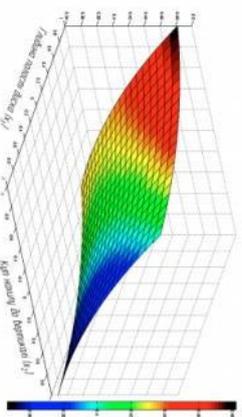
$$P = 0,96 + 0,059 \cdot X_1 + 0,068 \cdot X_2 + 0,064 \cdot X_3 - 0,028 \cdot X_1^2 - 0,118 X_2^2 - 0,046 \cdot X_3^2 - 0,01X_1 \cdot X_2 - 0,012X_1X_3 + 0,072X_2X_3$$

8. ГРАФІЧНИЙ АНАЛІЗ РІВНЯННЯ РЕГРЕСІЇ

Мінімальне і максимальне значення тягового опору :

Розрахункове $R_{\text{MIN}} = 0,80$ (замірняє $R_{\text{MIN}} = 0,73$

$R_{\text{MAX}} = 0,95$ (замірняє значення $- 0,98$;



1. Графік двовірного перетину залежності тягового опору від кількості ударів твердоміру ДорнДІ і робочої швидкості на нульовому рівні $X_1 = 0$, що відповідає жорсткості стовка $C_{\text{ж}} = 1400\text{Н/см}$
2. Графік двовірного перетину залежності тягового опору від жорсткості стовка і кількості ударів твердоміра на нульовому рівні $X_3 = 0$, що відповідає робочій швидкості $3,0\text{ м/с}$.
3. Графік двовірного перетину залежності тягового опору від жорсткості стовка і робочої швидкості на нульовому рівні $X_2 = 0$, що відповідає кількості ударів твердоміру $C = 27,5$

9 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ

№	ПОКАЗНИКИ	Варіант	
		Базовий	Проект
1	Вид роботи	Поверхневий обробіток ґрунту	
2	Об'єм роботи, га	200	200
3	Склад агрегату: Трактор Борона ротативна	МТЗ-80 БМР-5,6	МТЗ-80 БМР-5,6М
4	Продуктивність, га/год	8,2	8,5
5	Балансова вартість, грн: - трактора - машини	500000 144500	500000 145300
6	Експлуатаційні витрати, грн./га В тому числі: Основна і додаткова заробітна плата Амортизаційні відрахування Витрати на ПММ Витрати на ТО, ТР, зберігання	678,91 4,46 12,2 43,5 618,7,00	674,51 4,31 11,8 37,7 620,7
7	Капітальні вкладення, грн./га	3222,5	32,26,5
8	Приведені затрати, грн./га На весь обсяг роботи, грн.	1162,21 232400	1158,49 231697
9	Річний економічний ефект, грн.		703
10	Строк окупності, років		1,14

10. ВИСНОВКИ

В магістерській роботі наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення наукової задачі, яка полягає у покращенні експлуатаційних показників дискаторів на основі об'єднання основних параметрів і режимів роботи дискаторів робочого органа на пружному стожку.

1. В результаті проведеного аналізу відомих досліджень було встановлено, що найбільш перспективним з точки зору використання в дискаторі є пружний стожок з подвійним перетином робочої поверхні. Така конструкція дозволяє сприймати повздовжню, вертикальну і поперечну складові тягового опору окремими ділянками стожка. Але таке рішення вимагає узагальнення величин протини ділянок стожка з кутами постановки диска до напрямку руху і вертikalі. В протинному випадку існує велика ймовірність того, що віброударна дія буде спрямована не в площині обертання диска, тобто диск буде тиснути на ґрунт своєю боковою поверхнею, що збільшує величину тягового опору. Другим проблемним елементом є необхідність уникати резонансних явищ в системі диск-стожок.

2. Розроблена математична модель взаємодії диска з оброблюваним середовищем дозволяє аналітично визначити номінальні величини діючих сил. Загальна реакція розглядається як сума сил сколу призма ґрунту, тиску сколотої призма на його поверхню і сил вносу ґрунту за межі оброблюваної борозни. Модель дозволяє обчислити як загальну реакцію диска, так і всі її складові окремо. Механізм збуждження коливань розглядається як результат зміни номінально діючих сил за рахунок варіативної циклічної діючої і ймовірної імпульсної. які разом збуждують механізм віброударної дії. Знання величини діючих сил дозволяє знайти раціональні величини протини ділянок стожка при яких вектор віброударної дії буде знаходитись у площі обертання диска.

3. В ході експериментальних досліджень знайшли підтвердження основні положення розробленої математичної моделі. Експериментальними дослідженнями підтверджений аналітично об'єднаний з точки зору механіко-технологічних властивостей ґрунту діапазон найбільш ефективного використання дискаторів, як на пружних, так і на жорстких стожках $C = 19 - 35$ ударів твердоміру ДорґДЦ. При $C \leq 19$ стає питання взагалі доцільності обробітку ґрунту, при $C \geq 35$ - більш раціональними є використання дискаторів пугта. Використання пружних стожків є раціональним в діапазоні $22 \leq C \leq 31$ ударів твердоміру. При $C \geq 31$ пружність стожка практично дорівнює жорсткому. Перекрити увесь діапазон стожком однієї пружності не є раціональним. Нами пропонується при $C = 21 - 28$ використовувати стожок з $C_{ж} = 1200$ н/см, при $C = 28 - 31$ відповідно з $C_{ж} = 1400$ н/с, при більшому питомому зчепленні часток - $C = 1600$ н/см, або жорсткий. Враховуючи сучасні тенденції, як то органічне (біологічне) землеробство, Mini-Till, Strip-Till можна передбачити, що твердість ґрунту поступово з роками буде зменшуватись, що автоматично призведе до використання стожків меншої жорсткості.

Проведені техніко-економічні розрахунки показали, що від впровадження результатів роботи можна отримати прогнозований економічний ефект 703 грн. при річному навантаженні 200 га