

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Інженерно-технологічний факультет**

**Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин**

**П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а**

до дипломного проєкту

ступеня вищої освіти «Бакалавр» на тему:

**Обґрунтування конструкції та параметрів пригальмовуючого пристрою  
грунтообробного знаряддя**

**Виконав:** студент 4 курсу, групи АІС-1-22 за  
спеціальністю 208 «Агроінженерія»

\_\_\_\_\_ Сидоров Денис Юрійович

**Керівник:** \_\_\_\_\_ Теслюк Геннадій Володимирович

**Рецензент:** \_\_\_\_\_

Дніпро – 2025

# ДНПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

Ступінь вищої освіти: «Бакалавр»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

В.о. завідувача кафедри

ТСГМ

(назва кафедри)

ДОЦЕНТ

(вчене звання)

Теслюк Г.В.

(підпис)

прізвище, ініціали

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2025 р

## ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ СТУДЕНТУ

Сидорову Денису Юрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

**1. Тема проєкту:** Обґрунтування конструкції та параметрів пригальмовуючого пристрою ґрунтообробного знаряддя

керівник проєкту Теслюк Геннадій Володимирович, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від «7» травня 2025 року № 964

**2. Строк подання студентом проєкту** 07.06.2025 р.

**3. Вихідні дані до проєкту** Огляд стану питання в галузі рослинництва та існуючих засобів обробітку ґрунту. Патентний пошук, аналіз літературних джерел, останніх досліджень з обраної тематики.

**4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки** (перелік питань, які потрібно розробити). 1. Стан питання обробітку та вибір технології підготовки ґрунту.

2. Удосконалення конструкції пригальмовуючого пристрою ґрунтообробного знаряддя. 3. Технологічні розрахунки параметрів пригальмовуючого пристрою.

4. Охорона праці та захист навколишнього середовища 5. Техніко-економічна ефективність пригальмовуючого пристрою. Висновки та пропозиції.

Бібліографія.

**5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)**

1. Способи і типи пристроїв пригальмовування (А1). 2. Борона БДВ-7У. Кресленик загального виду (А1). 3. Пристрій пригальмовуючий. Складальне креслення (А1). 4. Вал (А3). 5. Кришка (А3). 6. Колесо (А3). 7. Пробка (А4) 8. Кришка підшипника (А3). 9. Карта операційно-технологічна (А1).

**6. Консультанти розділів проєкту**

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-5	Теслюк Г.В., доцент	07.03.2025	07.06.2025
нормоконтроль	Теслюк Г.В., доцент		07.06.2025

**7. Дата видачі завдання:** 07.03.2025 р.

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту	Строк виконання етапів проєкту	Примітка
1	Аналітичний (оглядовий)	до 01.04.2025 р.	
2	Технологічний	до 15.04.2025 р.	
3	Конструкційний	до 30.04.2025 р.	
4	Охорона праці	до 10.05.2025 р.	
5	Економічний	до 22.05.2025 р.	
6	Графічна частина	до 05.06.2025 р.	

**Студент**

\_\_\_\_\_ (підпис)

**Сидоров Д.Ю.**

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

**Керівник проєкту**

\_\_\_\_\_ (підпис)

**Теслюк Г.В.**

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)



## АНОТАЦІЯ

Сидоров Д. Ю. Обґрунтування конструкції та параметрів пригальмовуючого пристрою ґрунтообробного знаряддя / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «Бакалавр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія». – ДДАЕУ, Дніпро, 2025.

*Метою проєкту є підвищення ефективності роботи ґрунтообробного агрегату шляхом удосконалення конструкції пригальмовуючого пристрою для ротаційних робочих органів, з урахуванням енергозбереження, надійності в експлуатації, зниження тягового опору та забезпечення екологічної безпеки.*

У вступі обґрунтовано актуальність теми, сформульовано мету, завдання, об'єкт і предмет дослідження. У першому розділі проведено аналіз сучасних технологій підготовки ґрунту при вирощуванні сільськогосподарських культур, розглянуто конструкції сучасних знарядь для поверхневого обробітку, проаналізовано роботу їх робочих органів за умови пригальмовування, а також розглянуто існуючі способи пригальмовування. Сформульовано висновки щодо доцільності вдосконалення пригальмовуючого пристрою. У другому розділі здійснено аналіз роботи голчастої борони на твердих ґрунтах, обґрунтовано доцільність застосування ротаційних робочих органів із пригальмовуванням, а також визначено енергоємність обробки ґрунту при такому русі. Сформульовано конструктивні та технологічні передумови вдосконалення знаряддя. У третьому розділі наведено розрахунки параметрів пригальмовуючого пристрою, обґрунтовано вибір гідродинамічного типу пристрою, визначено кінематичні характеристики голчастого робочого органу, розроблено операційно-технологічну карту обробітку ґрунту та узагальнено результати в підрозділі з висновками. Четвертий розділ присвячено питанням охорони праці та захисту навколишнього середовища під час експлуатації вдосконаленого ґрунтообробного знаряддя. У п'ятому розділі наведено техніко-економічне обґрунтування ефективності запропонованої конструкції з урахуванням показників продуктивності, енергоспоживання та витрат на обробіток ґрунту.

*Ключові слова:* поверхневий обробіток ґрунту, пригальмовуючий пристрій, голчаста борона, ротаційні робочі органи, гідродинамічне гальмування, енергоємність, агротехнічні показники, удосконалення конструкції, сільськогосподарське знаряддя.

## Зміст

ВСТУП	8
1 СТАН ПИТАННЯ ОБРОБІТКУ ТА ВИБІР ТЕХНОЛОГІЇ ПІДГОТОВКИ ГРУНТУ.....	10
1.1 Аналіз технологій підготовки ґрунту при вирощуванні основних сільськогосподарських культур.....	10
1.2 Сучасні знаряддя для поверхневого обробітку ґрунту.....	12
1.3 Аналіз показників роботи робочих органів знарядь та їх рух з пригальмовуванням.....	18
1.4 Способи пригальмовування робочих органів знарядь.....	21
1.5 Висновки з розділу.....	23
2 УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПРИГАЛЬМОВУЮЧОГО ПРИСТРОЮ ГРУНТООБРОБНОГО ЗНАРЯДДЯ.....	24
2.1 Аналіз роботи голчастої борони на твердих ґрунтах.....	24
2.2 Обґрунтування роботи ротаційних робочих органів при русі із пригальмовуванням.....	31
2.3 Енергоємність процесу обробки ґрунту голчастими дисками при переміщенні з пригальмовуванням.....	38
2.4 Висновки з розділу.....	42
3 ТЕХНОЛОГІЧНІ РОЗРАХУНКИ ПАРАМЕТРІВ ПРИГАЛЬМОВУЮЧОГО ПРИСТРОЮ.....	43
3.1 Обґрунтування вибору гідродинамічного пригальмовуючого пристрою..	43
3.2 Основні кінематичні характеристики голчастого робочого органу при умові руху з пригальмовуванням.....	46
3.3 Визначення показників та розробка операційно-технологічної карти поверхневого обробітку ґрунту.....	48
3.4 Висновки з розділу.....	55
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.....	56
5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРИГАЛЬМОВУЮЧОГО	

ПРИСТРОЮ.....	59
ВИСНОВКИ.....	61
БІБЛІОГРАФІЯ.....	63
ДОДАТКИ.....	66

## ВСТУП

Забезпечення стабільного функціонування аграрного сектора, продовольча безпека країни та надійне постачання сировиною в умовах воєнного стану є ключовими завданнями державної підтримки України. Для досягнення високих виробничих показників необхідна консолідація зусиль усіх складових агропромислового комплексу. Збільшення обсягів валової продукції сільського господарства можливе завдяки впровадженню інноваційних науково-технічних розробок, прогресивних методів господарювання та раціональному використанню наявного виробничого ресурсу.

Нагальною метою є підвищення ефективності землеробства, що потребує реалізації комплексу заходів, спрямованих на покращення родючості ґрунтів і впровадження інтенсивних технологій вирощування сільськогосподарських культур. Вирішальним чинником успіху є перехід аграрного виробництва на індустріальні рейки шляхом широкомасштабного впровадження комплексної механізації як у рослинництві, так і в тваринництві. Необхідною умовою для цього є технічне оновлення матеріально-технічної бази машинобудівного сектора сільського господарства.

Розгалужена система освітніх і науково-дослідних закладів, конструкторських бюро та випробувальних центрів забезпечує розробку, тестування і серійне виробництво сучасних сільськогосподарських машин.

**Метою проєкту** є підвищення ефективності роботи ґрунтообробного агрегату шляхом удосконалення конструкції пригальмовуючого пристрою для ротаційних робочих органів, з урахуванням енергозбереження, надійності в експлуатації, зниження тягового опору та забезпечення екологічної безпеки.

### **Задачі дослідження:**

– проаналізувати існуючі конструкції пригальмовуючих пристроїв та виявити їх основні недоліки в умовах інтенсивного абразивного зносу і змінних кутів атаки робочих органів;

- обґрунтувати доцільність використання гідродинамічного механізму пригальмовування для ротаційних робочих органів;
- провести теоретичний аналіз та кінематичні розрахунки руху голчастих дисків за умов пригальмовування, визначити вплив коефіцієнта гальмування на тяговий опір і якість кришення ґрунту;
- встановити оптимальні конструктивні параметри, зокрема кут розміщення різальної кромки диска відносно його площини обертання;
- розробити операційно-технологічну карту функціонування агрегату та визначити основні експлуатаційні показники: продуктивність, витрати пального та трудомісткість;
- оцінити вплив застосування пригальмовуючого пристрою на охорону праці та навколишнє середовище, сформулювати вимоги до безпечної експлуатації та екологічного супроводу;
- провести техніко-економічне обґрунтування доцільності впровадження гідродинамічного пригальмовуючого пристрою в серійне виробництво.

## 1 СТАН ПИТАННЯ ОБРОБІТКУ ТА ВИБІР ТЕХНОЛОГІЇ ПІДГОТОВКИ ҐРУНТУ

### 1.1 Аналіз технологій підготовки ґрунту при вирощуванні основних сільськогосподарських культур

Ґрунтово кліматичні характеристики накладають свій відбиток на особливості і технологію виробництва зернових культур. Розглянемо одну з класичних ґрунтозахисних технологій виробництва зернових в більшості невеликих підприємств зі збереженням ґрунту за допомогою використання різноманітних систем обробітку ґрунту [1].

*Поле чорної пари після соняшника.* Після збирання соняшника осіння обробка виконується глибокорозпушувачем КПП- 50, або КПП-2-250 на глибину 25-27 см. У випадку, якщо стебла соняшника що залишилися товсті, то до глибокорозпушувача додається обробка важкою дисковою бороною БДВ-2,2 на предмет розрізання стебел соняшника та розпушування верхнього слою ґрунту. Це необхідно в тому випадку, якщо ґрунт сильно пересушений і глибокорозпушувач вивертає великі глиби. Після дискування ґрунт дещо зволожується і при пізно осінній обробці глибокорозпушувачем глиб не повинно утворювались. Стебла соняшника, що залишилися лежати на поверхні поля будуть надійно захищати ґрунт у безсніжну зиму та навесні від вітрової ерозії.

Весною для закриття вологи обробка поля голчастою бороною БГ-3. Влітку обробка поля для знищення бур'янів культиватором-плоскорізом КПП-2,2 або КПЄ-3,8 в чергуванні з обробітком штанговим культиватором КШ-3,6 на глибину 10-12 см. Останню передпосівну культивацію бажано провести штанговим культиватором КШ-3,6, який частково пресує ґрунт на глибині закладення насіння. Посів озимої пшениці, пресовими стерновими сівалками СЗС-9 або СЗС- 2,1.

Перед посівом сівалкою СЗС-9 внесення добрив по прийнятим для району нормам, при посіві сівалкою СЗС-2,1 внесення гранульованих добрив при посіві цією комбінованою сівалкою-культиватором. Передпосівний обробіток ґрунту ця сівалка здійснює сама, тому в більшості випадків окремий обробіток не потребується. Обидві сівалки важкими катками прикочують кожен висіяний ряд і тому ніякого додаткового прикочування не треба, ні в якому разі не можна за цими сівалками причіпляти шлейфи або легкі борони. Повинна бути збережена та гофрована поверхня поля, яка утворюється цими сівалками при посіві. Така поверхня має виключно важливе значення для запобігання вітрової ерозії та забезпечує кращі умови зимування для озимих.

*Поле чистої пари після зернових культур.* Літній догляд за парами та посів озимої пшениці аналогічний описаному. Різниця буде мати місце при обробці слідом за збиранням передуючі пару за зерновою культурою. Після збирання зернової культури поле негайно оброблюється бороною голчатою БІГ-3 на глибину 5-7 см. створений при обробці рихлий шар ґрунту запобігає втраті вологи ґрунтом. Випадаючи влітку дощі добре акумулюються ґрунтом. Насіння бур'янів, зароблене у верхньому шарі ґрунту, можуть прорости і послідувачими обробками знищені. Після такої обробки при проростанні бур'янів проводиться обробка культиваторами-плоскорізами КПП-2,2 або КПЄ-3,8. Треба зауважити, що при негайній пожнивній обробці поля голчастими боронами БІГ-3, кількість наступних обробок культиваторами-плоскорізами різко покращується, не створюються глиби, культиватори-плоскорізи добре працюють на завдану глибину. До осені, можливо, буде необхідно обробити поле культиваторами-плоскорізами двічі. Остання осіння обробка проводиться глибокорозпушувачами КПГ-250 або КПГ-2-150 на глибину 25-27 см. Весінне закриття вологи, літні обробки і посів здійснюється так, як і в описаному паровому полі, де попередником пари був соняшник.

*По непаровим попередникам.* Поле після кукурудзи на силос та бобово-злакових трав на сіно або зелений корм. Негайно після збирання займаючої поле культури проводиться ретельна обробка бороною голчатою БІГ-3,

створюючи тим самим умови припинення випаровування вологи з ґрунту та кращій акумуляції літніх опадів.

Потім на протязі літа та на початку осені приводиться потрібна кількість обробок культиваторами-плоскорізами КПГ-2,2 або КПЄ-3,8 на глибину не більше 10 см. Більш глибокий обробіток ґрунту може визвати пересихання ґрунту на всю глибину обробки, що являється вкрай небажаним так, як в цьому випадку виникає загроза не отримати своєчасно нормальних сходів пшениці. При необхідності, і в особливості перед посівом, небажана обробка такого поля штанговим культиватором КШ-3,6. Посів на такому полі проводиться тільки сівалками СЗС-9 або СЗС-2,1. Добрива вносяться за прийнятими в даному районі нормами.

*Поле після озимої пшениці посіяної по чистому пару.* В ряді випадків після озимої пшениці ще раз висівається озима пшениця з літньою підготовкою поля посів озимої пшениці при плоскорізній обробці небажано в зв'язку з можливістю пошкодження в цьому випадку жужелицею.

Якщо все ж по такому попереднику посів її буде проводиться, доцільна наступна обробка поля перед посівом. Після збирання озимої пшениці, так як і після кукурудзи на силос, негайна обробка бороною голчатою БІГ-3. Потім на протязі літа та початку осені обробка культиваторами плоскорізами для знищення бур'янів на глибину не більше 10 см.

Посів проводиться тільки сівалками СЗС-9 або СЗС-2,1. Добрива вносяться у відповідності з прийнятими в даному районі нормами. Але норма внесення азотних добрив повинна бути підвищена на 20-30%, у зв'язку з меншою кількістю споживчих з'єднань азоту, що утворюються на полях при суцільному плоскорізному обробітку.

## **1.2 Сучасні знаряддя для поверхневого обробітку ґрунту**

Останніми роками у провідних країнах світу активно ведуться дослідження і розробки нових технологій обробітку ґрунту, головною метою

яких є протидія ерозійним процесам, збереження та покращення родючості, а також зниження витрат пального, праці та коштів.

Провідні виробники сільськогосподарської техніки постійно працюють над удосконаленням конструкцій культиваторів, комбінованих агрегатів та інших ґрунтообробних знарядь, що забезпечують підвищену якість обробітку.

Як засвідчує аналіз сучасних конструктивних рішень чизельних культиваторів і комбінованих агрегатів, спостерігається чітка тенденція до забезпечення якісного розпушування та вирівнювання посівного шару завдяки використанню різноманітних типів робочих органів. До таких належать гнучкі пружні стійки з навісними елементами, що обертаються (зокрема, планчастими, спіральними, ножеподібними, кільчастими), а також різні типи борін і роторів.

Серед найвідоміших виробників чизельних культиваторів і комбінованих агрегатів є компанія «John Deere» (США). Популярність її техніки підтверджується, наприклад, широким модельним рядом культиваторів серій 1610 і 1650, які мають понад 30 модифікацій.

Ці моделі зазвичай виготовляються з трирядною рамою, рідше – з дворядною, та можуть комплектуватися трьома типами робочих органів: стандартною S-подібною пружною стійкою для ґрунтів без кам'янистих включень; С-подібною пружною стійкою «Hi-Arc» для важких ґрунтів; а також модифікацією S-подібної стійки «Tru-Depth», призначеною також для глибокого обробітку щільних ґрунтів.

Для якіснішого вирівнювання посівного шару ґрунту техніка «John Deere» може додатково комплектуватися зубовими пружними боронами (культиватор моделі 980 – рис. 1.1, а), ротаційними голчастими дисками (знаряддя «Mulch Master» моделі 550 – рис. 1.1, б), а також комбінованими агрегатами з дисками та боронами (модель 726 – рис. 1.1, в), що забезпечують підготовку ґрунту до сівби.

Компанія «Glencoe» (США) пропонує важкі чизельні культиватори для мінімальної обробітку під назвою «Super Duty», а також знаряддя «Soil Saver», які ефективно запобігають ерозійним процесам. Усі моделі «Super Duty» мають

трирядне розташування робочих органів, серед яких – S-подібні пружні стійки в комбінації з лемешами полицевого типу.



Рисунок 1.1 – Ґрунтообробні знаряддя фірми «John Deere» (США)

Компанія «Glencoe» пропонує 12 варіантів ґрунтозахисних дисково-чизельних агрегатів під назвою «Soil Saver». У передній частині машин розміщено дискові батареї, які забезпечують розрізання ґрунту та пожнивних залишків. За ними працюють твістери — спеціальні робочі органи, що проводять розпушування ґрунту і змішування його з рослинними рештками (див. рисунок 1.2(а)). Така конструкція дає змогу ефективно працювати навіть на важких ґрунтах із великою кількістю довгостеблових залишків, наприклад кукурудзи чи соняшника.

Під час весняного обробітку парів або культивації ґрунту чизельні культиватори «Glencoe» можуть додатково оснащуватися дво- або трирядними боронами для кращого вирівнювання поверхні. У таких випадках на пружні стійки агрегатів встановлюють стрілчасті лапи (див. рисунок 1.2(б)).

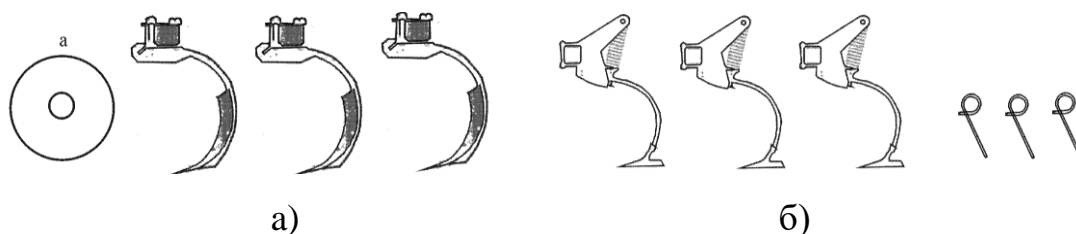


Рисунок 1.2 – Комплектація знарядь для ґрунтозахисних технологій фірми «Glencoe»

Канадська компанія «Flexi-Coil» спеціалізується на виробництві чизельних культиваторів, що мають традиційне трирядне розміщення робочих органів. У якості робочих органів використовуються S-подібні пружні стійки зі стрілчастими лапами. Залежно від виду виконуваних агротехнічних операцій – зокрема, первинного обробітку стерньового поля, поверхневої підготовки ґрунту під озимі або ярі культури, весняного розпушування зябу чи обробітку задернілих ділянок – ці стійки можуть додатково оснащуватися пружинними запобіжниками або підсилювачами.

Суттєвою особливістю цих культиваторів є гнучка конструкція рами, яка забезпечує адаптацію до нерівностей рельєфу (див. рисунок 1.3).



Рисунок 1.3 – Культиватор «Flexi-Coil» ST 820 (Канада)

Американська компанія «International Harvester» розробила агрегат Conser-Till IH-6500, призначений для обробітку ґрунту після таких важких попередників, як соняшник і кукурудза. У передній частині цієї машини розташовано дискову секцію з пружинним кріпленням. За нею встановлені рихлячі лапи, закріплені на S-подібних пружних стійках у три ряди. Працюючи в ґрунті, лапи не лише його розпушують, а й відкривають нижні шари, що сприяє покращенню аерації та накопиченню вологи.

Робочі органи культиватора здатні загортати до 75% рослинних залишків, а решта 25% рівномірно розподіляється на поверхні поля, що сприяє

зменшенню втрат вологи. Завдяки високому кліренсу агрегат демонструє хорошу прохідність навіть у вологих умовах. За інформацією виробника, використання моделі Conser-Till IH-6500 зменшує ущільнення ґрунту, знижує витрати пального та трудових ресурсів, прискорює мінералізацію залишків і сприяє кращому накопиченню вологи. Агрегат рекомендовано застосовувати як для основної обробки перед сівбою, так і для літньої обробки парів.

Французька компанія «Razol» пропонує культиватор моделі TDD, який призначений для лушення стерні та підготовки поля до сівби. Культиватор випускається в двох модифікаціях і має конструкцію, що складається з несної рами (поз. 2), на якій змонтовані чотири X-подібні дискові батареї (поз. 1). Попереду дисків встановлена прямокутна рама (поз. 3) з S-подібними пружними зубами, положення яких регулюється по висоті за допомогою гвинтового механізму (поз. 4), див. рисунок 1.4.

Згідно з рекомендаціями виробника, основні переваги використання культиватора TDD полягають у забезпеченні якісного лушення, ретельному перемішуванні та закладенні поживних залишків і бур'янів, а також у можливості виконати підготовку ґрунту під посів за один прохід, без потреби в оранці. Такий агрегат особливо ефективний у випадках обмеженого часу на передпосівний обробіток, наприклад, при сівбі озимої пшениці після кукурудзи на силос.

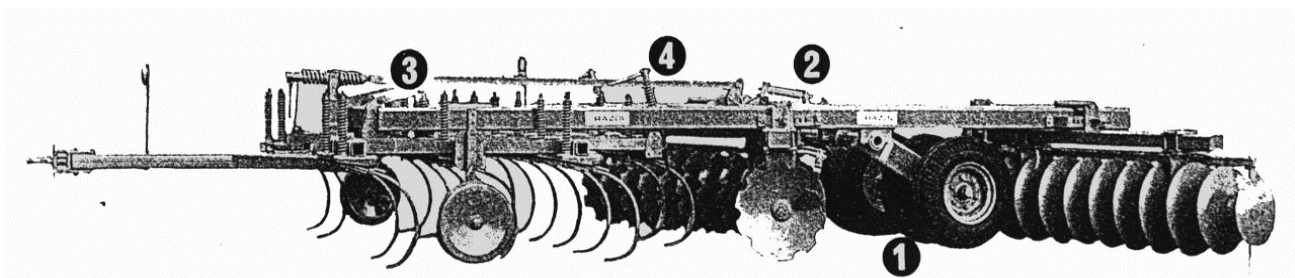


Рисунок 1.4 – Культиватор TDD фірми «Razol» (Франція)

Фінська компанія «Suomen Sokeri Oy», провівши серію польових випробувань та опитування серед аграріїв, розробила нову модель пружинної

зубової борони блочної конструкції для поверхневого обробітку ґрунту. Її конструкція передбачає послідовне розміщення на рамі переднього ребристого котка, чотирирядної секції зубів для розпушування і заднього ребристого котка. На думку інженерів компанії, така конфігурація забезпечує рівномірну обробку поля, якісне вирівнювання поверхні та стабільну роботу на різних типах ґрунтів.

Французький виробник «Franguet» створив багатофункціональний культиватор для передпосівного обробітку під різні сільськогосподарські культури — від зернових до картоплі й кукурудзи. Його конструкція включає послідовно встановлені на рамі такі робочі вузли: грейдер, спіральний коток, п'ятирядну секцію пружних S-подібних лап, вирівнювальний брус круглого перетину, подвійний спіральний коток та коток-дробарку для грудок.

Під час проходження агрегату по полю, грейдер виконує первинне подрібнення ґрунту і вирівнює його поверхню. Спіральний коток, розміщений попереду, контролює глибину обробітку, додатково подрібнює грудки та проводить початкове ущільнення. Секція пружних робочих органів формує дрібногрудкувату структуру ґрунту. Вирівнювальний брус усуває нерівності після дії лап. Подвійний спіральний коток завершує подрібнення та остаточно ущільнює верхній шар. Коток-дробарка, крім ущільнення, сприяє капілярному підняттю вологи до поверхні. Такий агрегат дозволяє сформувати добре вирівняний посівний шар із оптимальними структурними та щільнісними характеристиками по всьому орному горизонту.

Аналіз конструкцій сучасних ґрунтообробних машин провідних виробників свідчить про широке використання комбінацій пасивних робочих органів. Відмінності між моделями різних компаній здебільшого зумовлені варіаціями в компоновці рами, механізмах навіски та переведення в транспортне положення. Усі такі агрегати зазвичай оснащуються робочими органами на пружних стійках різноманітних форм у поєднанні з різними типами лап — зокрема стрілочастими й наральниковими. Найпоширенішими є дво-, три- або чотирирядні схеми їх розміщення, хоча іноді використовують і V-

подібне конструювання. Конструкції допускають гнучке регулювання відстані між стійками, а кліренс під рамою зазвичай достатній, щоб запобігти забиванню пожнивними рештками.

Комбіновані ґрунтообробні агрегати з пружними робочими органами мають менший тяговий опір порівняно з жорсткими, забезпечуючи якісне розпушування. Однак їхнім недоліком є обмежена здатність до загортання рослинних решток і бур'янів, а також недостатнє перемішування ґрунту. Це може призводити до розвитку шкідників і потреби в додатковому застосуванні гербіцидів, особливо після обробітку чизельними агрегатами, які залишають соломку на поверхні поля.

Для покращення якості обробки ґрунту багато компаній додають на раму агрегату дискові батареї, переважно перед пружними робочими органами. Вони кріпляться на пружних підвісках і можуть бути суцільними або вирізними — для ефективнішого розрізання рослинних залишків. Найчастіше використовуються сферичні диски, хоча деякі виробники застосовують і плоскі. Більшість дисків розміщені під прямим або невеликим кутом до напрямку руху агрегату.

У рідкісних випадках, з метою обробки ґрунту, виробники встановлюють ножові борони або експериментальні робочі органи, розроблені у власних наукових центрах. Щоб досягти потрібної щільності та рівності поверхні поля, знаряддя часто додатково комплектуються вирівнювальними брусами та котками різних типів.

### **1.3 Аналіз показників роботи робочих органів знарядь та їх рух з пригальмовуванням**

Поверхневий обробіток забезпечує добрий водяний і харчовий режими. Корисна мікрофлора ґрунту при такому обробітку має кращі умови для свого розвитку, тоді як при оранці з відвалом пласта аеробні бактерії гинуть від нестачі кисню, а анаеробні від дії світла та повітря.

В зв'язку з цим однією з важливих задач теоретичних основ мінімізації обробітку ґрунту є усунення протиріччя між агротехнічною необхідністю механічного обробітку і її негативною дією на структуру ґрунту, протистояння до ерозії, збільшення накопичення вологи.

Головною задачею обробітку ґрунту робочими органами голчастого типу є якісне його рихлення. При цьому визначними критеріями якості обробітку ґрунту служить оптимальне значення показника кришення або об'ємної ваги в залежності від ґрунтового кліматичних умов вирощування сільськогосподарських культур, а також ступінь збереження стерні на поверхні ґрунту в умовах ґрунтозахисної системи землеробства.

Ґрунтообробне знаряддя повинно приводити ґрунт в такий стан при найменшому руйнуванні структури ґрунту, роблячи в ній найменші нормальні напруження, знижувати енергоємність роблячи такі деформації при яких забезпечується найменший опір. В системі агротехнічних заходів по захисту ґрунту від ерозії є обробіток його без оберту пласта проходить знаряддями поверхневого обробітку, робочими органами яких є голчаті диски [2].

Таким чином, голчастий диск отримав широке розповсюдження як знаряддя поверхневого обробітку, так як робочі органи такого типу, єдині, які працюють з залишком стерні на поверхні ґрунту. Однак, такі знаряддя в пасивному положенні погано заглиблюються.

Але щоб досягти підвищення заглиблення голчастих дисків потрібно забезпечити уповільнення їх обертання.

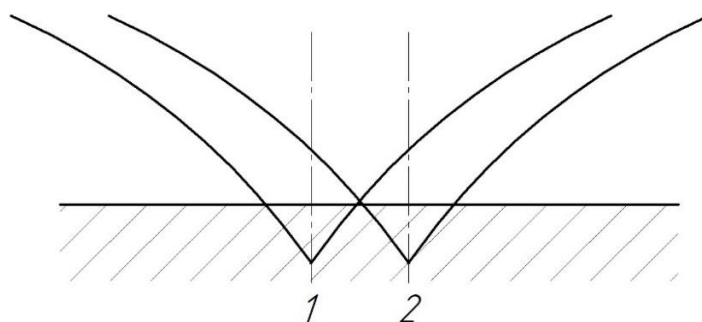


Рисунок 1.5 – Траєкторії кінців двох сусідніх голок при вільному перекочуванні

Основним з показників технологічного процесу є показник пригальмовування, відношення поступової  $V_m$  і окружної  $V_0$  швидкості. Величина зворотного кінематичного показника режиму роботи голчастого диска знаходиться за виразом:

$$\lambda = \frac{\omega R}{V_m}, \quad (1.1)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість, 1/с;

$R$  – радіус диска, м;

$V_m$  – поступальна швидкість агрегату, м/с.

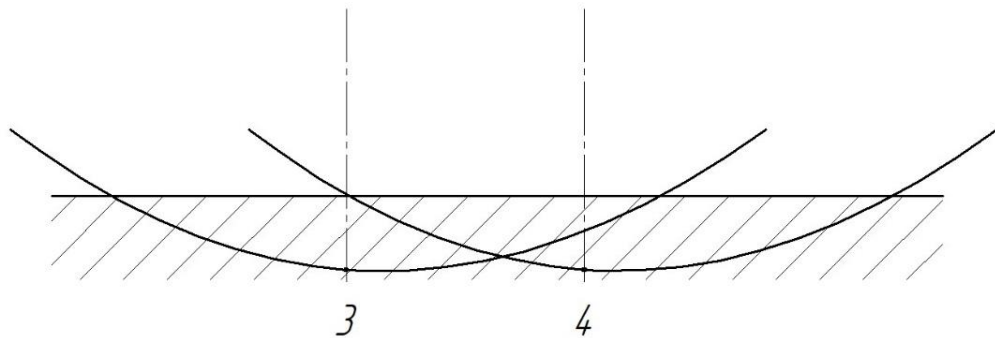


Рисунок 1.6 – Траєкторії кінців двох сусідніх голок при пригальмованому обертанні

З двох рисунків бачимо, що при вільному перекачуванні дисків, представляють собою циклоїди, а в пригальмованому варіанті в чотири рази обертання – укорочені циклоїди. Відстань між точками 3 і 4, відповідно крайнім нижнім положенням кінців голок, в чотири рази більша аналогічної відстані між точками 1 і 2 (рисунки 1.5, 1.6).

Виходячи з особливості руху з загальмуванням, ґрунт краще оброблюється, зберігаються його властивості, менше піддані водним і вітровим ерозіям.

## 1.4 Способи пригальмовування робочих органів знярядь

Пригальмовуючі пристрої з'явилися порівняно нещодавно, приблизно 80-90 роки XIX століття. Перші спроби були направлені не на пригальмовування, а на збільшення обертів за рахунок ланцюгової передачі і передаточного співвідношення. Такі пристосування з'явилися на фірмі Lilliston для обробки важких ґрунтів. При цьому вони використовувалися в два три ряди з постійним або змінним передаточним відношенням (рисунок 1.7).

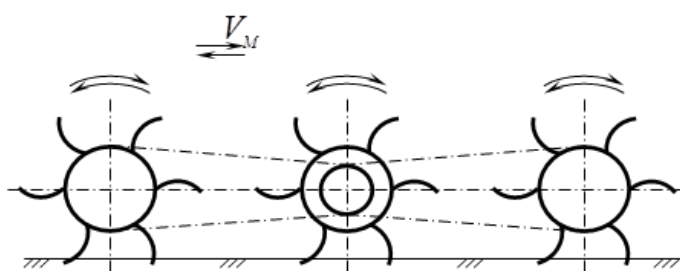


Рисунок 1.7 – Роторний пристрій фірми Lilliston

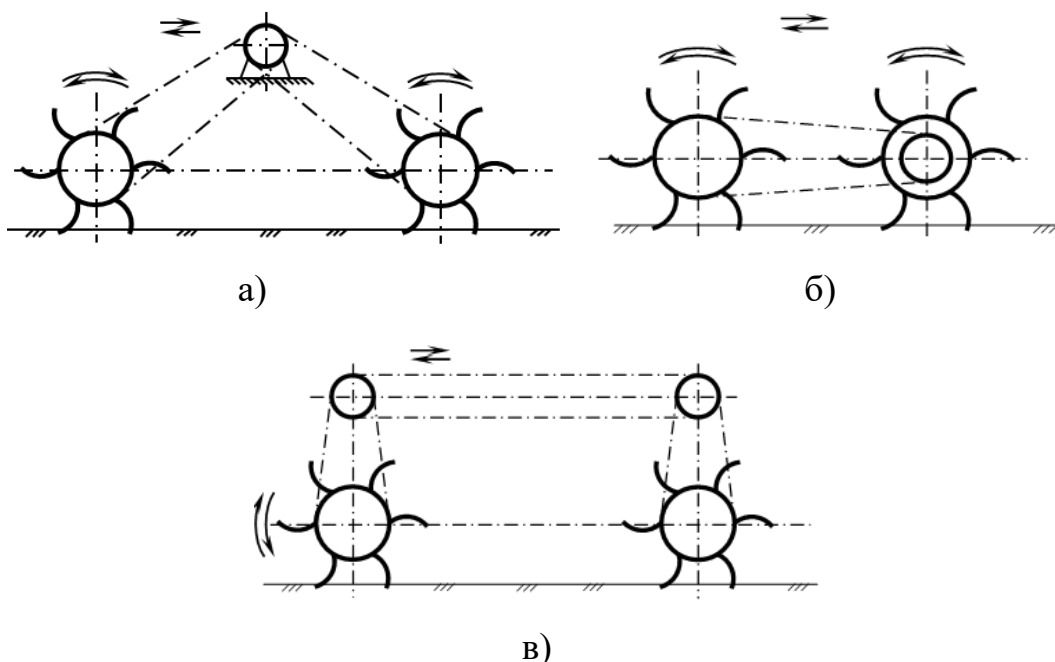


Рисунок 1.8 – Способи пригальмовування голчастих робочих органів:  
 а – конструкція Луганського НДІЗГЕ, (Україна); б – конструкція НДІЗГЕ;  
 в – конструкція ТДАТУ (Україна)

Вченим України Бакуліним В.К. було помічено, що пригальмовувальні голчасті робочі органи інтенсивніше впливають на обробіток ґрунту, при роботі на важких ґрунтах, якими є ґрунти центральних областей України [3, 4].

Подальші роботи з розробкою пригальмовуючих пристроїв проводились в академії за рахунок використання фрикційних якостей матеріалів. І хоча вони за своєю конструкцією сьогодні ще уступають ланцюговим передачам, все одно переваги, які мають фрикційні пригальмовуючі пристрої дозволяють використовувати їх значно ефективніше (рисунок 1.9).

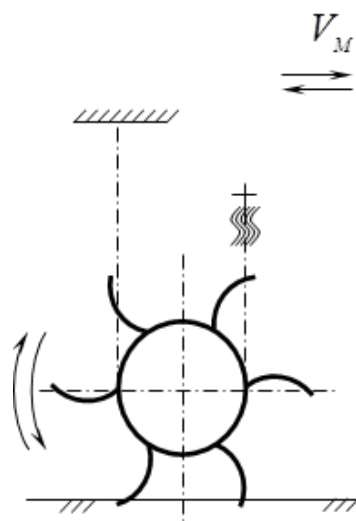


Рисунок 1.9 – Спосіб пригальмовування голчастих робочих органів за рахунок фрикційних матеріалів

Фрикційні пригальмовуючі пристрої мають наступні переваги:

- можливість використання пригальмовуючих пристроїв при встановленні голчастих дисків під різним кутом атаки;
- інтенсивність взаємодії дисків, що встановлені під гострим кутом атаки до напрямку руху значно зростає;
- встановлення під кутом атаки дає можливість збільшити відстань між дисками, що не приводить до засміченості між голчастого простору, але при цьому можливо зменшити кількість голок на диску, не порушуючи якості обробітку;

- можливість зменшення кількості батарей на машині, також не порушуючи якості обробітку, тобто зниження металоємності машини.

Але існує один недолік: робота машини з ґрунтом – підвищений знос фрикційних накладок який веде до порушення кінематичного режиму роботи.

### **1.5 Висновки з розділу**

З приведеного аналізу типів робочих органів видно, що серед них особливу роль займають дискові і ротаційні робочі органи. Аналіз і вибір тих чи інших типів робочих органів стосовно до конкретних ґрунтово-кліматичних умов – основа в рішенні задач по підготовці ґрунту.

Розглянувши і проаналізувавши вже існуючих пристроїв пригальмовування робочих органів, робимо висновок, що ці пристрої з фрикційними накладками мають невелику надійність, короткий строк служби, так як працюючи в запиленому середовищі піддаються абразивному зносу. Тому поставлено задачу розробити пригальмовуючий пристрій, який би мав довший строк служби з меншим зносом.

## 2 УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІ ПРИГАЛЬМОВУЮЧОГО ПРИБОРУ ҐРУНТООБРОБНОГО ЗНАРЯДДЯ

### 2.1 Аналіз роботи голчастої борони на твердих ґрунтах

Загальмування обертання голчастих дисків покращує заглиблення їх в твердий ґрунт. Пригальмувати обертання дисків можна, якщо з'єднати батарею дисків 1 з опорними колесами (рисунок 2.1). Для цього на валу батареї необхідно закріпити зірочку  $Z_1$ , а для підйому знаряддя в транспортне положення і опускання в робоче – встановити контр привідні зірочки  $Z_2$  і  $Z_3$  співвісні з валом підйому. Потім зірочку  $Z_1$  з'єднати ланцюгом із зірочкою  $Z_2$ , а зірочку  $Z_3$  із зірочкою  $Z_4$  яку закріплюється на опорному колесі. Число зубів зірочок  $Z_1 \dots Z_4$  потрібно підібрати так, щоб отримати необхідний ступінь загальмування [4].

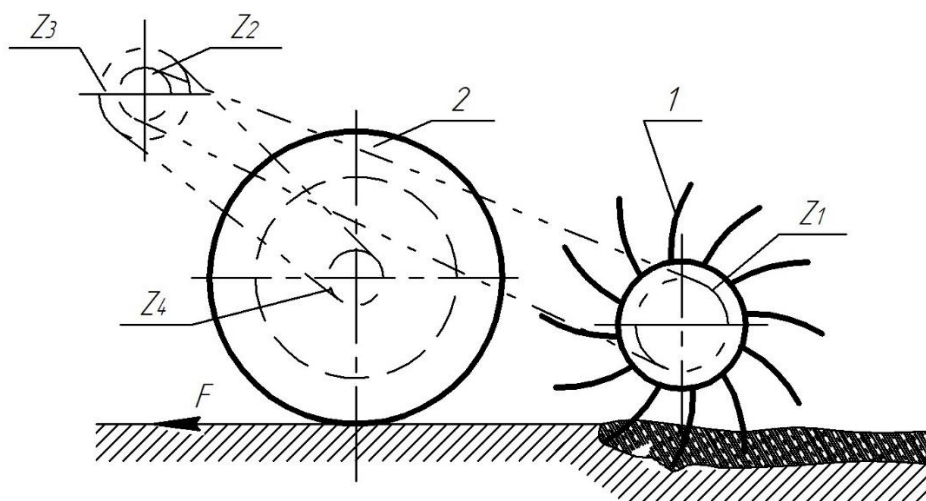


Рисунок 2.1 – Схема гальмування голчастих дисків

На твердих ґрунтах можна заглиблювати голчасті робочі органи з нерухомо закріпленими голками. Але в цьому випадку вони швидко забиваються ґрунтом і рослинними залишками. Пригальмоване обертання забезпечує самоочищення голчастих дисків, при цьому поступальна швидкість

загостреної частини голки стає меншою ніж поступальна швидкість знаряддя, на величину окружної швидкості кінця голки, завдяки чому знижуються витрати потужності на роботу голки.

Слід також звернути увагу на той факт, що швидкість початку взаємодії загальмованого голчастого робочого органу більше в порівнянні з вільним обертанням.

Загальне зниження тягової потужності при пригальмованому обертанні диска в загальному вигляді можна надати

$$\Delta N = \Delta N_1 + \Delta N_2 - \Delta N_3 \quad (2.1)$$

де  $N_1$  - зниження тягової потужності в результаті зменшення поступальної швидкості кінця голки щодо ґрунту, Вт;

$N_2$  - зниження тягової потужності завдяки позитивному моменту на приводній батареї, Вт;

$N_3$  - витрати потужності на буксування приводної батареї, Вт.

Ступінь пригальмовування обертання голчастих дисків виразимо

$$k = \frac{V_n}{V_{ок}} \quad (2.2)$$

де  $V_n$  - поступальна швидкість агрегату, м.с<sup>-1</sup>;

$V_{ок}$  - окружна швидкість кінця голки, м.с<sup>-1</sup>.

Швидкість переміщення кінця голки щодо ґрунту визначиться

$$V_{от} = \frac{V_n(k-1)}{k} \quad (2.3)$$

Якщо голчаті диски закріплені нерухомо, то потужність, необхідна для переміщення знаряддя визначається як

$$N = P \cdot V_n \quad (2.4)$$

де  $P$  - тяговий опір знаряддя, Н.

В загальному випадку, коли окружна швидкість  $V_{ок} \neq 0$ ;

$$N_1 = P_1 \cdot V_n \quad (2.5)$$

де  $P_1$  - тяговий опір голчастих дисків при швидкості переміщення голок відносно ґрунту,  $V_{от}$ ; Н.

Із зменшенням швидкості  $V_{от}$  тяговий опір зменшується, тому  $P_1 < P$ .  
Зниження тягової потужності в результаті зменшення тягового опору складає

$$\Delta N_1 = N - N_1 = (P - P_1) \cdot V_n \quad (2.6)$$

де  $P = P_1 \cdot B$

$B$  - ширина захвату агрегату, м.

Теоретичний ступінь пригальмовування для вибраної схеми голчатої батареї тобто ступінь пригальмовування за відсутності буксування опорно - приводної батареї буде мати вигляд (в загальному вигляді)

$$k_T = \frac{z_1 \cdot z_3 \cdot D_{пз}}{z_2 \cdot z_4 \cdot D_{вз}} = i \frac{D_{пз}}{D_{вз}} \quad (2.7)$$

де  $z_{1...4}$  - число зубів зірочки (зірочок);

$D_{пз}$  - діаметр опорно-приводної батареї, м; ( $D_{пз}$  - 1000мм);

$D_{вз}$  - діаметр відомої батареї, м; ( $D_{вз}$  - 1000мм);

$i$  - передаточне число трансмісії;

$$\text{тоді } k_T = 3 \cdot \frac{1,0}{1,0} = 3$$

Сповільнене обертання голчастих дисків можливо коли

$$M_{TP} > M_P \quad (2.8)$$

де  $M_{TP}$  - момент сил тертя спарено приводної батареї об ґрунт, Нм;

$M_P$  - момент, створюваний тяговим опором катка - розпушувача на опорно приводної батареї, Нм.

Момент сил тертя опорних коліс об ґрунт визначиться з виразу

$$M_{TP} = \frac{F \cdot D_{пз}}{2} \quad (2.9)$$

де  $F$  - сила тертя опорно - приводної батареї (Н).

Момент створюваний тяговим опором борони на опорно приводній батареї.

$$M_P = \frac{P_1 \cdot D_{вз} \cdot \eta}{2i} \quad (2.10)$$

де  $\eta$  - ККД передачі  $\eta = 0,95$ .

Підставляючи значення рівняння (2.9) і (2.10) у (2.8) матимемо :

$$\frac{F \cdot D_{nz} \cdot i}{D_{\text{вз}}} \geq P_1 \cdot \eta \quad (2.11)$$

Перетворивши рівняння (2.11) з урахуванням рівняння (2.7) значення сили тертя опорно - приводної батареї буде  $F \geq \frac{P_1 \cdot \eta}{k_T}$ , тоді підставивши значення, матимемо

$$F = \frac{400 \cdot 0,95}{3} = 126,6H.$$

Отже, для роботи знаряддя по вибраній схемі достатньо, щоб сила тертя, яку можна отримати на опорно - приводній батареї була не меншою за різницю між розподілом тягового опору на теоретичний ступінь пригальмовування [5].

Зниження тягової потужності, що обумовлене позитивним моментом на опорних колесах, можна визначити за формулою

$$\Delta N_2 = M_p \cdot \omega_k \quad (2.12)$$

де  $\omega_k$  - кутова швидкість опорно - приводної батареї, с-1.

Окружна швидкість кінця голки визначається

$$V_{ок} = \frac{\omega_{вз} \cdot D_{\text{вз}}}{2} \quad (2.13)$$

де  $\omega_{вз}$  - кутова швидкість відомої батареї.

З рівняння (2.2) маємо

$$V_{ок} = \frac{V_n}{k} \quad (2.14)$$

Отже прирівнявши праві частини рівнянь (2.13) і (2.14) значення кутової швидкості відомої батареї матиме вигляд :

$$\omega_{\text{вз}} = \frac{2 \cdot Vr}{D_{\text{вз}} \cdot k} \quad (2.15)$$

Кутова швидкість опорно - приводної батареї виразимо

$$\omega_{nz} = \omega_{\text{вз}} \cdot i \quad (2.16)$$

Підставивши у вираз (2.16) значення, обчислене по формулі (2.15) матимемо:

$$\omega_{нз} = \frac{2V_n \cdot i}{D_{вз} \cdot \kappa} \quad (2.17)$$

З урахуванням отриманих виразів (2.12), (2.10) і (2.16) зниження тягової потужності одержуване завдяки позитивному моменту опорно - приводної батареї матиме вигляд:

$$\Delta N_2 = \frac{P_1 \cdot V_n \cdot h}{\kappa} \quad (2.18)$$

Теоретичний ступінь пригальмовування по аналогії з рівнянням (2.2):

$$k = \frac{V_{нт}}{V_{окт}} \quad (2.19)$$

де  $V_{окт}$  - теоретична окружна швидкість кінця голки (за відсутності буксування опорно - приводної батареї),  $мс^{-1}$ .

Окружна швидкість кінця голки буде дорівнювати

$$V_{ок} = \frac{\pi \cdot D_{вз} \cdot \Pi_{вр}}{t} \quad (2.20)$$

де  $\Pi_{вр}$  - робоча частота обертання батареї голчастих дисків за час  $t$  (за відсутності буксування на опорно - приводній батареї).

Теоретична окружна швидкість кінця голки

$$V_{ок.т} = \frac{\pi \cdot D_{вз} \cdot \Pi_{вт}}{t} \quad (2.21)$$

де  $\Pi_{вт}$  - теоретична частина обертання батареї голчастих дисків (за відсутності буксування на опорно - приводній батареї) за час  $t$ .

Встановивши на рамі розпушувача голчастого диска без навантаження, такий як і на батареї, то поступальну швидкість можна виразити

$$V_n = V_{ок.х} = \frac{\pi \cdot D_{вз} \cdot n_{в.х}}{t} \quad (2.22)$$

де  $V_{окх}$  - окружна швидкість голки диска без навантаження,  $мс^{-1}$ ;  
 $n_{вх}$  - частота обертання диска без навантаження за час  $t$ .

Підставивши (2.20) і (2.22) у (2.2) ступінь пригальмовування можна представити виразом:

$$k = \frac{\Pi_{вх}}{\Pi_{вт}} \quad (2.23)$$

Якщо відомі частота обертання валу батареї за певний відрізок часу, то частоту обертання опорно - приводної батареї за цей же час можна обчислити, знаючи передаточне число . Тоді,

$$n_{кр} = \Pi_{\text{еп}} \cdot i \quad (2.24)$$

Аналогічно теоретичний ступінь пригальмовування можемо порхувати наступним чином

$$k_{\text{т}} = \frac{\Pi_{\text{ex}}}{\Pi_{\text{ет}}} \quad (2.25)$$

Тоді,

$$n_{\text{еп}} = \frac{\Pi_{\text{ex}}}{k_{\text{т}}} \quad (2.26)$$

Теоретична частота обертання опорно - приводної батареї за час (за відсутності буксування)

$$n_{кр} = \Pi_{\text{еп}} \cdot i = \frac{\Pi_{\text{ex}} \cdot i}{k_{\text{т}}} \quad (2.27)$$

Тоді, коефіцієнт буксування буде

$$\rho = \frac{\Pi_{кр} - \Pi_{\text{ет}}}{\Pi_{кр}} \quad (2.28)$$

Підставивши (2.47) і (2.49) у (2.51) отримаємо

$$\rho = \frac{(\Pi_{\text{ет}} - \Pi_{\text{ex}})}{\Pi_{\text{ет}} \cdot k_{\text{т}}} \quad (2.29)$$

Витрати потужності на буксування буде

$$\Delta N_3 = \Delta N_2 \cdot \rho \quad (2.30)$$

Підставляючи значення (2.12) і (2.29) у (2.30) матимемо

$$\Delta N_3 = \frac{[P_{\text{т}} \cdot \gamma_n (\Pi_{\text{ет}} - \Pi_{\text{ex}} / k_{\text{т}}) \cdot \eta]}{k \cdot n_{\text{ex}}} \quad (2.31)$$

Виразимо коефіцієнт буксування через дійсний і теоретичний ступінь пригальмовування. З (2.23) знайдемо

$$n_{\text{ет}} = \frac{\Pi_{\text{ex}}}{k} \quad (2.32)$$

Підставивши (2.32) у (2.24) отримаємо

$$n_{кр} = \frac{\Pi_{\text{ex}} \cdot i}{k} \quad (2.33)$$

Після підстановки (2.27) і (2.33) у (2.28) матимемо

$$\rho = \frac{(k_r - k)}{k_r} \quad (2.34)$$

Підставивши (2.18) і (2.34) у (2.31) можемо записати

$$\Delta N_3 = \frac{P_1 \cdot \gamma_n (k_r - k) \cdot \eta}{k_r \cdot k} \quad (2.35)$$

Підставивши (2.6), (2.18) і (2.35) у (2.4) загальне зниження тягової потужності матиме вигляд

$$\Delta N = V_n \left[ P - P_1 + \frac{P_1 \cdot \eta}{k} - \frac{P_1 (k_r - k) \cdot \eta}{k_r \cdot k} \right] \quad (2.36)$$

$$\Delta N = 2,5 \cdot \left[ 1200 - 400 + \frac{400 \cdot 0,95}{3} - \frac{400(3-3) \cdot 0,95}{3 \cdot 3} \right] = 1683,5 \text{ В} = 1,7 \text{ кВт}$$

Як видно, за умови роботи пригальмованого диска йде зниження тягової потужності.

Розглянемо межі ступеня пригальмовування дисків ( $V_{ок} = \gamma_n \cdot a$ ; при  $k=1$ ) - це за відсутності пригальмовування батареї голчастих дисків. При повністю загальмованому диску -  $V_{ок} = 0$ ;  $k = \infty$ . Отже, ступінь пригальмовування може змінюватися в межах  $\infty \geq k \geq 1$ .

Швидкість переміщення кінця голки щодо ґрунту  $k = 1$  перетворюється на нуль; при  $k = \infty$  відносна швидкість стає рівній поступальній швидкості руху. Отже при  $k = 1$  спостерігається вільне перекочування, при  $k = \infty$  знаряддя працює при жорстко закріплених робочих органах [5].

Якщо пригальмовування обертання голчастих дисків досягається за допомогою механічного гальма то тягова потужність розходиться також на нагрів і зношування гальма. В цьому випадки витрати потужності зростають на величину  $\Delta N$  і рівні

$$\Delta N_4 = \Delta N_2 - \Delta N_3 \quad (2.37)$$

Вибрана нами схема з'єднання батареї для забезпечення пригальмовування є з позиції зниження втрат потужності найбільш оптимальної. Треба звернути увагу на те, що таким чином можливо з'єднання коли диски працюють без кута атаки. Використання фрикційних гальм веде до

нестійкого утримання ступеня загальмовування, а також витрат потужності на нагрівання. Використання механічних гальм веде до неможливості зміни ступеня пригальмовування в широкому діапазоні, а також в цьому випадку зростають потужність знаряддя. Тож подальша перспектива є у використанні гідродинамічних гальм.

## **2.2 Обґрунтування роботи ротаційних робочих органів при русі із пригальмовуванням**

Одним з агротехнічних прийомів захисту ґрунту від ерозії є обробка її без обороту пласта із залишенням на поверхні пожнивних і рослинних залишків за наявності у верхньому (0...5 см) шарі водомірних агрегатів діаметром 1...10 мм. Цим вимогам до деякої міри відповідають плоскорізальні та чизелі в поєднанні із знаряддями поверхневої обробки, робочими органами яких служать голчаті диски.

Необхідність такого поєднання знарядь полягає в тому, що плоскорізи і чизелі забезпечують більш глибоке опушення ґрунту із збереженням пожнивних і рослинних залишків на поверхні поля при недостатньому кришінні верхніх шарів, а знаряддя поверхневої обробки з голчастими дисками добре кришають верхній шар ґрунту на глибину 7...8 см. Абсолютно очевидно, що застосування двох типів знарядь для виконання однієї операції неекономічна. Була поставлена задача створити знаряддя, що забезпечує необхідну обробку ґрунту за один прохід [5].

Таке знаряддя повинне мати робочі органи у вигляді голчастих дисків, що обертаються під дією сили тяги, оскільки вони менше розпиляли ґрунт, добре сепарують її, менш енергоємні і можуть працювати на більш високих швидкостях руху (10...12 км/год).

Проте дослідження, показали, що для обробки глинистих ґрунтів на глибину до 10 см необхідне вертикальне навантаження на голчастий диск не менше 600 Н, тоді як на диск голчатої гідрофікованої борони БГ-3 – близько



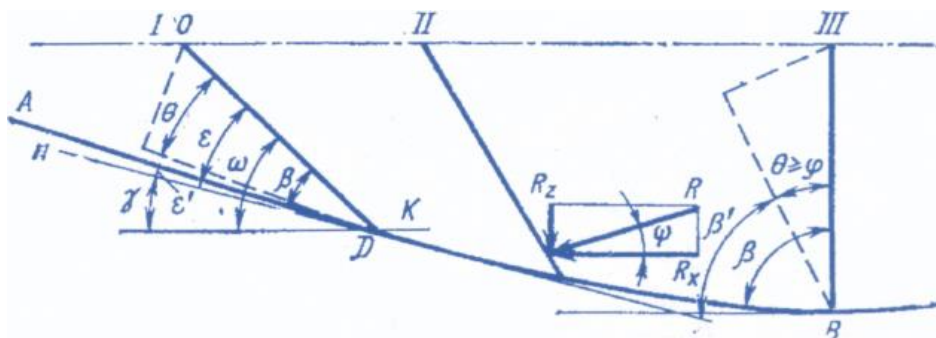


Рисунок 2.3 – Схема руху окремо розташованого зуба голчастого диска виконаного по скороченій циклоїді

З теорії різання ґрунтів відомо, що стійкий хід знаряддя по глибині має місце в тому випадку, якщо задній кут різання  $\epsilon$  робочого органу не менше  $10^\circ$ , а на робочу поверхню діє результуюча сила  $R$  елементарних опорів ґрунту під кутом  $\psi$  до осі  $X$  так, щоб вертикальна складова прагнула заглибити робочий орган. За показник заглиблення робочого органу прийmemo кут

$$\psi = 90^\circ - (\beta - \varphi), \quad (2.38)$$

де  $\beta$  — кут кришіння;  $\varphi$  — кут тертя робочого органу об ґрунт.

При позитивному значенні кута  $\psi$  робочий орган заглиблюється, а при негативному – виходить на поверхню.

Отже, дія ротаційного робочого органу на ґрунт повинна бути такою, щоб в процесі руху забезпечувався задній кут різання, а на робочу поверхню діяли заглиблюючі сила пласта ґрунту, що зрізається. Цього можна досягти зміною форми траєкторії руху робочого органу за допомогою підбору певного співвідношення його поступальної швидкості руху  $v_{\text{п}}$  і окружної швидкості обертання  $v_0$  -  $v_{\text{п}}/v_0$ . Це співвідношення називається кінематичним режимом  $\lambda$ , величина якого робить істотний вплив на форму траєкторії.

Із збільшенням  $\lambda$ , траєкторія руху має більш пологий (розтягнутий) вигляд і називається скороченою циклоїдою. Рух робочого органу по укороченій циклоїді ABC (рисунок 2.3) можна розглядати як дію на ґрунт клина із змінним в процесі руху кутом кришіння  $\beta$ .

Введемо прийняті параметри робочого органу для голчастого диска: задній кут різання  $\varepsilon$ , утворений робочою гранню зуба і дотичної до траєкторії кінця його руху (крапки D) в даний момент; кут кришіння  $\beta$ , утворений робочою гранню зуба і горизонталлю; кут повороту зуба  $\omega$  від горизонталі (при установці прямолінійного зуба на голчатому диску по радіусу  $\omega = \beta$ ); кут установки (відхилення)  $\theta$  зуба від радіусу диска; кут нахилу  $\gamma$  траєкторії руху леза зуба до горизонту. З рисунок 2.3 видно, що для радіального розташування зуба  $\beta = \varepsilon + \gamma$ .

При русі на робочу поверхню зуба діє результуюча сила R елементарних опорів ґрунту, який відхилює від горизонталі на кут [6].

Оскільки в процесі заглиблення робочого органу кут кришіння  $\beta$  безперервно збільшується від деякого мінімального значення в положенні I до максимального значення, рівного  $90^\circ$  (положення III), то  $\psi = 90^\circ - (90^\circ + \varphi) = -\varphi$ . Отже, в положенні III робочий орган виглиблюється.

З метою виключення виглиблення відхилюватимемо робочу частину зуба від радіального положення у зворотний бік на кут  $\theta$  так, щоб вона утворила з прямою, що сполучає вісь обертання з кінцем зуба, кут, більший або рівний куту тертя  $\varphi$  стали об ґрунт. Форма такого зуба робочого органу показана на рисунку 2.2 пунктирною лінією. Тоді кут крошення  $\beta'$  в положенні III складе  $90^\circ - \theta$  а  $\psi = 90^\circ - (90^\circ - \theta + \varphi)$ . Отже, при відхиленні зуба на кут  $\theta \geq \varphi$  голчастий диск під дією відштовхуючої реакції ґрунту виглиблюватися не буде.

Проте збільшення кута  $\theta$  викликає зменшення заднього кута різання  $\varepsilon'$ , тоді в положенні I можливо дія на ґрунт тильної сторони робочого органу. В цьому випадку повинна виконуватися умова  $\varepsilon \geq \omega - \theta - \gamma$ , де  $\gamma$  – кут, утворений дотичній n - n до траєкторії в крапці D і горизонталлю визначуваний кінематичним режимом  $\lambda$ .

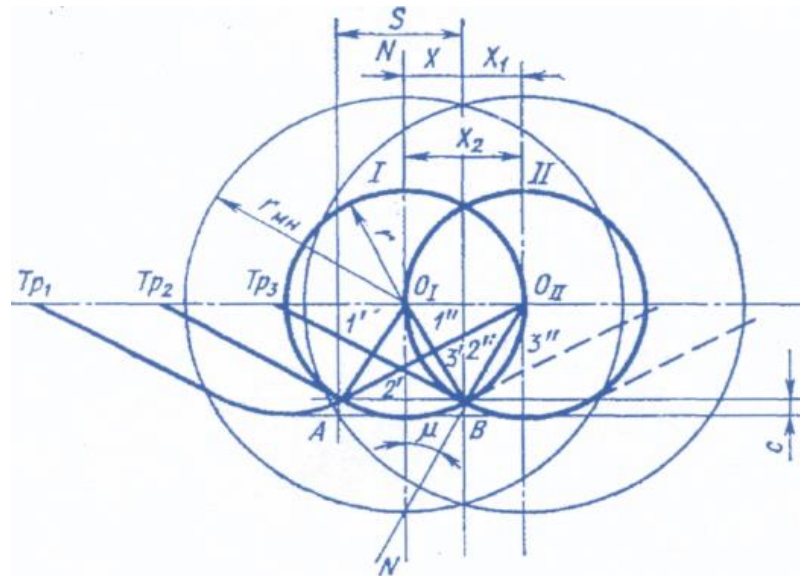


Рисунок 2.4 – Схема руху голчастого диска із загальмовуванням

Для встановлення взаємозв'язку між висотою нерівностей дна борозни, подачею на зуб  $s$  і величиною кінематичного режиму розглянемо рисунка 2.4, на якому для наочності зображено три зуби голчастого диска, рівні, що описують, зміщені відносно одна інший на величину подачі  $s$  траєкторія  $Tr_1$ ,  $Tr_2$ ,  $Tr_3$ . Положення крапок  $A$  і  $B$  перетини траєкторій щодо максимального заглиблення зубів в ґрунт визначає висоту  $C$  нерівностей дна борозни:

$$C = r(1 - \cos \mu), \quad (2.39)$$

де  $\mu$  — кут, утворений вертикаллю  $N - N$  і зубом, коли його кінцева крапка

До знаходиться в точці перетину траєкторій. Кут  $\mu$  змінюється залежно від параметрів голчастого диска і кінематичного режиму його роботи. Отже, визначення висоти від дна борозни зводиться до визначення кута  $\mu$ .

Розглянемо рух пальцевого диска. З рисунку видно, що  $X = s/2$ . Відомо, що колесо, що перекочується з ковзанням можна замінити уявним колесом більшого радіусу, яке котиться без ковзання, а буксуючи колесо (наприклад, фрезерний робочий орган) — колесом меншого радіусу, яке котиться без буксування. Отже, качіння голчастого диска радіусом  $r$  з ковзанням можна замінити уявним голчастим диском радіусом  $r\lambda$  без ковзання (рисунки 2.4):  $s = 2\pi r\lambda / z$ ,  $x = \pi r\lambda / z$ , де  $z$  — число зубів.

З іншого боку

$$x = r \left( \frac{\pi \lambda \mu}{180^\circ} - \sin \mu \right) \text{ або } r \frac{\pi \lambda}{z} = r \left( \frac{\pi \lambda \mu}{180^\circ} - \sin \mu \right). \quad (2.40)$$

Прийнявши значенням  $r$  рівним одиниці і даючи різні значення  $z$ ,  $\lambda$  і  $\mu$ , побудуємо номограму (рисунок 2.5), що дозволяє встановити взаємозв'язок між числом зубів голчастого диска  $z$ , кінематичним режимом його роботи  $\lambda$ , кутом  $\mu$  і половиною подачі на зуб  $x$ . Прямі лінії показують взаємозв'язок між  $\lambda$ ,  $\mu$  і  $s$  голчастого диска з різними його параметрами, а криві - взаємозв'язок між  $\lambda$ ,  $s$  і  $\mu$  для конкретного числа зубів голчастого диска ( $z=8; 9; 10; 11; 12; 14$  і  $19$ ).

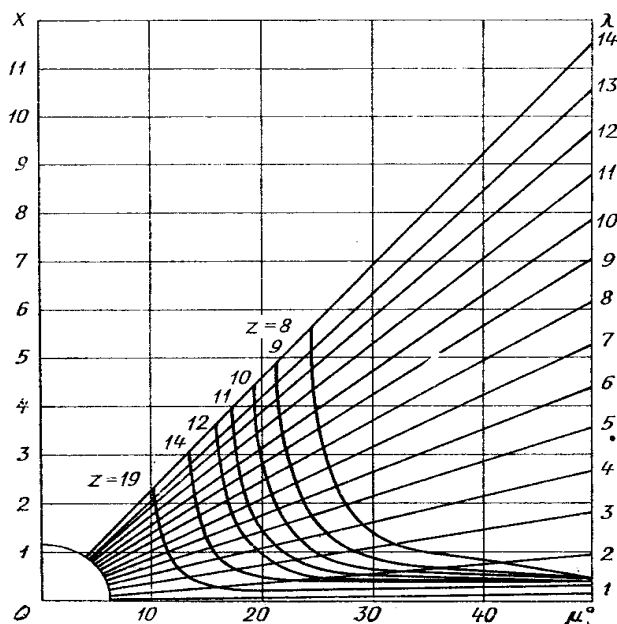


Рисунок 2.5 – Номограма визначення основних параметрів голчастих робочих органів

На стадії проектування дуже важливо знати, як із зміною одних величин змінюються інші. Наприклад, необхідно визначити  $z$  і  $\lambda$ , щоб отримати висоту нерівностей дна борозни  $3$ , рівну  $60$  мм, при діаметрі голчастого диска  $900$  мм і подачі на зуб  $s=450$  мм. Враховуючи, що  $\mu = \arccos(1 - C/r) = 30^\circ$ , а  $x = s/2$ ,  $r = 450/(2-450) = 0,5$ , шукані значення відповідають  $z = 11$  і  $\lambda = 1,8$ .

Отже, для забезпечення висоти нерівностей  $C = 60$  мм при  $s = 450$  мм і діаметрі голчастого диска 900 мм необхідні виготовити диск з 11 зубами, при цьому його поступальна швидкість руху повинна бути з більшою окружною швидкістю обертання в 1,8 рази.

Раніше розроблений і розпушувач, забезпечує рух робочих органів в заданому кінематичному режимі. Він є з двома послідовно розташованими і кінематично сполученими між собою батареями голчастих дисків, з яких задня є робочою, а передню виконує роль гальмівного пристрою (рисунок 2.6). Така кінематична схема дозволила голчаті диски діаметром 900 мм заглибити в ґрунт на 15 см. Оскільки дно борозни гребенясте, то середня глибина обробки склала 12 см. Знаряддя здатне працювати на схилах до  $16^\circ$  і ґрунтах різного механічного складу і забезпечує високу якість опущення в діапазоні вологості від 30 до 80% граничної польової вологості при човниковому русі упоперек схилу без зсуву орного шару вниз по схилу. Воно обробляє ґрунт на глибину 12...14 см з утворенням фракцій діаметром 1...50 мм. Після проходження знаряддя не утворюється борозен і валів, на поверхню поля виносяться більш крупні фракції і залишається до 75 % поживних і рослинних залишків. Винесені на поверхню поля ґрунтові фракції ( $8...9$  шт/м<sup>2</sup>) досягають діаметра від 5 до 10 см.

При обробці ґрунту підвищеної вологості без застосування зубових борін на поверхні поля утворюються мікронерівності довільної форми і розмірів, які створюють додатковий протиерозійний ефект, що полягає в тому, що перемішані з вологим ґрунтом поживне і рослинні залишки як би армують його, а освічені мікронерівності служать додатковим опором потокам стікаючої води, розсіюючи їх по поверхні поля.

Знаряддя шириною захвату 2,2 м в агрегаті з трактором класу 3 знижує витрати праці в 1,5...2 рази в порівнянні з обробкою плугом при необхідності подальшого опущення верхнього шару. Глибина обробки ґрунту розпушувачем склала під посів ячменю, озимої пшениці і кукурудзи на зелений корм 10...12 см, а під посів цукрового буряка і озимої іржі 14...16 см.

Даного типу розпушувач може покращити якість обробітку ґрунту під посів зернових культур без додаткового поверхневого розпушування, а при збільшенні глибини обробки — і під посів просапних культур. Пропоноване до удосконалення знаряддя може знайти широке застосування в лісостепових і степових зонах країни в районах прояву водної і вітрової ерозії.

### **2.3 Енергоємність процесу обробки ґрунту голчастими дисками при переміщенні з пригальмуванням**

Ротаційний розпушувач, що є двома батареями голчастих дисків 1 і 2, послідовно розташованих і кінематично сполучених між собою ланцюговою передачею 3, 4, 5. Перша батарея є допоміжною, а батарея 2 – робочою. Передаточне відношення ланцюгової передачі підібрано так, що батарея 1 перекочується з окружною швидкістю  $V_0$ , приблизно рівної поступальної швидкості розпушувача  $V_{\text{п}}$ , а батарея 2 - з меншою окружною швидкістю, причому її голчаті диски рухаються в ґрунті з ковзанням через момент гальмування  $M$ . На кожний заглиблений в ґрунт зуб дискової батареї діють сили реакції ґрунту; вертикальні і горизонтальні складові яких залежать від глибини обробки і кінематичних параметрів (рух з ковзанням, буксуванням або вільне перекочування).

Рух батареї 2 із загальмуванням сприяє її самозаглибленню в ґрунт при умові, якщо глибина обробки  $h$  не перевищує розрахункову [7]. В цьому випадку заглиблення обумовлено дією вертикальної складової реакції ґрунту, який направлений вниз. Якщо глибина обробки більше оптимальної, тобто

$$h > r_{\text{д}} \left[ 1 - \sin \left( \arcsin \frac{\cos \gamma}{\eta} + \gamma \right) \right] \quad (2.41)$$

де  $r_{\text{д}}$  і  $\gamma$  — радіус голчастого диска і кут установки його зуба, то кожний зуб голчастого диска впливає па ґрунт потиличною стороною і нормальна сила реакції ґрунту  $N$  направлена вгору, що обмежує глибину обробки.

Для спрощення міркувань прийнемо батареї 1 і 2 за однорідні прямі круглі циліндри (суцільні диски) радіусами  $r_1$  і  $r$ , вагою  $P_1$  і  $P_3$ , а сили реакції ґрунту, діючі на них, представимо горизонтальними складовими  $F_1$  і  $F$  і вертикальними складовими  $N_1$  і  $N$ , причому вертикальні складові змістимо вперед по ходу розпушувача на величину коефіцієнтів тертя кочення  $f_{к1}$  і  $f_к$ .

Визначимо силу тяги  $P$ , необхідну для роботи розпушувача, і умова, при якій диск 1 перекочуватиметься з ковзанням, буксуванням або без ковзання і буксування. При цьому розпушувач рухається прямолінійно і рівномірно зліва направо, під дією горизонтальної сили тяги  $P$ , прикладеної до осі обертання диска 1.

За відсутності кінематичного зв'язку між батареями голчастих дисків рівновагу кожної батареї можна розглядати окремо, в цьому випадку  $P = F_1 + F; P_1 + P_2 + P_3 = N_1 + N_2; N_1 f_{к1} = F_1 r_1; N f_к = F r$

Вважаючи, що центр тяжкості рами 6 розпушувача (точка додатку сили  $P_2$ ) розташований посередині відрізка  $C_1 3$ , знайдемо, що  $f_{к1} = F_1 / P'_1$ ,  $f_к = F / P'_3$ , де  $P'_1 = P_1 + P_2 / 2, P'_3 = P_3 + P_2 / 2$ .

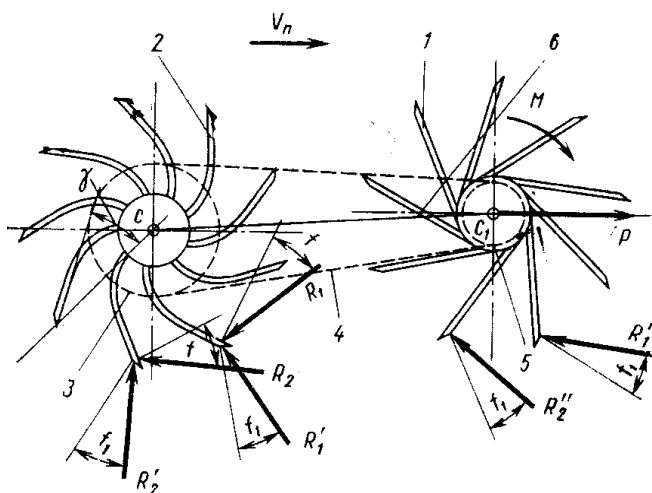


Рисунок 2.6 – Схема сил діючих на робочі органи розпушувача

За наявності кінематичного зв'язку між батареями 1 і 2 розпушувач є системою з внутрішніми кінематичними і динамічними зв'язками, для розгляду якої можна застосувати принцип можливих переміщень.

Розпушувач, що рухається, має один ступінь свободи, так як всі його точки визначаються положенням центру ваги  $C_1$  переднього диска 1 по відношенню до нерухомої осі  $x$ . Приймаючи  $x$  за узагальнену координату, обчисли суму робіт  $\delta A$  діючих сил на можливих переміщеннях, відповідних переміщенню  $\delta S_{C1}$ :

$$\delta A = Q \delta S_{C1} = \left[ P - F \left( 1 - \frac{1}{\eta} \right) + \frac{M}{r_1} - \frac{N_1 f_{к1}}{r_1} - \frac{N f_{к}}{r_1} \frac{r_2}{r_3} \right] \delta S_{C1} \quad (2.42)$$

де  $r_2$  і  $r_3$  – радіуси зірочок 5 і 3

або

$$\delta A = Q_{\varphi} \delta \varphi_1 = \left[ P r_1 + M - F r_1 \left( 1 - \frac{1}{\eta} \right) - N_1 f_{к1} - N f_{к} \frac{r_2}{r_3} \right] \delta \varphi_1 \quad (2.43)$$

При визначенні кінетичної енергії  $T$  матеріально системи вважаємо, що маса ланцюга мала порівняно з масами дисків 1, 2 і рами 6 розпушувача

$$T = \frac{1}{4g} \left[ 3P_1 r_1^2 + P_2 r^2 \left( \frac{r_2}{r_3} \right)^2 + 2P_{об} r_1^2 \right] \varphi_1^2 \quad (2.44)$$

де  $P_{об}$  – загальна вага деталей розпушувача, що рухається поступально).

В результаті підстановки всіх складових в рівняння Лагранжа другого роду отримано диференціальне рівняння руху системи для узагальненої координати  $\varphi_1$ :

$$\frac{1}{2g} \left[ 3P_1 r_1^2 + 3P_2 r^2 \left( \frac{r_2}{r_3} \right)^2 + 2P_{об} r_1^2 \right] \varphi_1 = P r_1 + M - F \left( 1 - \frac{1}{\eta} \right) r_1 - N_1 f_{к1} - N f_{к} \frac{r_2}{r_3}$$

Другий доданок виразу є горизонтальною складовою сил, діючих на робочу батарею. При коефіцієнті гальмування  $\eta = 1$  другий і п'ятий складові вирази обертаються в нуль, тобто за відсутності ковзання зникає горизонтальна

складова сил реакції ґрунту, діючих на диск 1. При  $\eta \rightarrow \infty$  друга частина прагне максимального значення, а п'ята – до нуля, тобто при загальмованій задній батареї перша батарея також не обертається [8].

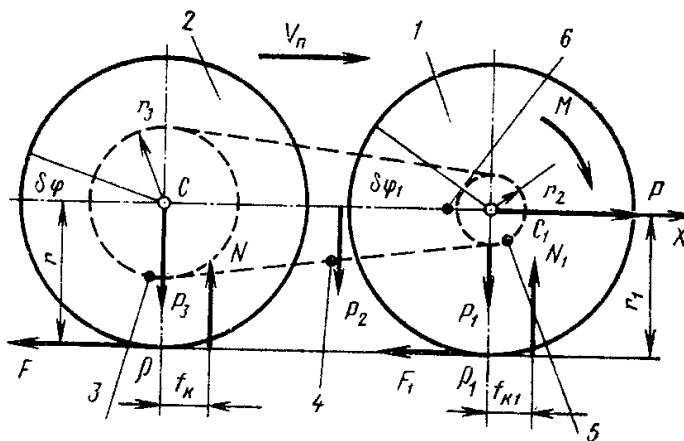


Рисунок 2.7 – Схема визначення сил, діючих на розпушувач

При коефіцієнті гальмування  $\eta = 1$  другий і п'ятий складові вирази звертаються в нуль, тобто за відсутності ковзання зникає горизонтальна складова сил реакції ґрунту, діючих на диск 1. При  $\eta \rightarrow \infty$  другий доданок прагне максимального значення, а п'яте — до нуля, тобто при загальмованій задній батареї перша батарея також не обертається [8].

Аналіз рівнянь показує, що із зменшенням коефіцієнта гальмування  $\eta$  знижується енергоємність процесу обробки ґрунту. Проте значення  $\eta$  не повинне прагнути одиниці, оскільки в цьому випадку погіршується заглиблення голчастих дисків.

Як показали дослідження, значення коефіцієнта гальмування повинне знаходитися в межах 2,4...2,7. Крім того, гальмування батареї 2 робочих органів за допомогою пристрою, показаного на рисунку 1 і 2, зменшує тяговий опір розпушувача. Експериментальні дослідження дозволили встановити, що таке гальмування першим барабаном знижує тяговий опір на 9...12 %.

## 2.4 Висновки з розділу

Рух голчастих дисків з пригальмовуванням зменшує енергоємність процесу обробітку ґрунту. Зі зменшенням коефіцієнту при гальмування зменшується тяговий опір, але його значення повинно вибиратися з розрахунком якісного кришіння ґрунту в межах 2.4...2.7. Гальмування голчастих дисків від контакту з ґрунтом знижує загальний опір на 9...12%.

### 3 ТЕХНОЛОГІЧНІ РОЗРАХУНКИ ПАРАМЕТРІВ ПРИГАЛЬМОВУЮЧОГО ПРИСТРОЮ

#### 3.1 Обґрунтування вибору гідродинамічного пригальмовуючого пристрою

До групи швидкісних гальм відносяться гідродинамічні гальма, засновані на використанні сили опору рідини обертанню ротора, з лопатями, в статорі який має нерухомі лопатки [9].

Гідродинамічний пригальмовуючий пристрій (рисунок 3.1) має ротор, сполучений з одним з валів механізму машини (насамперед з валом батареї), що обертається усередині статора, закріпленого нерухомо на рамі БДВ-7У. З обох боків статор закритий кришками і, є нерухомими робочими колесами.

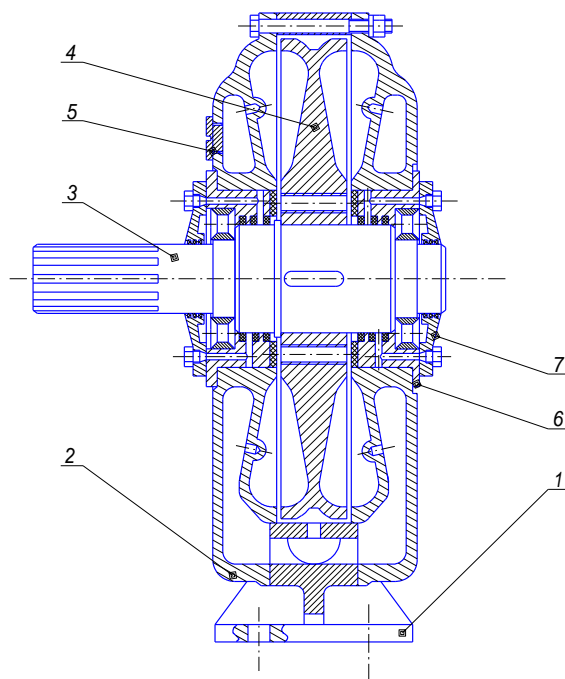


Рисунок 3.1 – Швидкісний гідродинамічний пригальмовуючий пристрій:  
1 – корпус; 2 – кришка; 3 – вал; 4 – колесо; 5 – пробка; 6 – стакан підшипника;  
7 – кришка підшипника

В роторі і статорі розташовуються лопатки, лежачі в меридіональній площині. При цьому гальмо має характеристики, не залежні від напрямку обертання ротора. В тих випадках коли потрібні різні характеристики при роботі по ступеню загальмовування, застосовують похилі лопатки.

Внутрішня частина гальма через отвір заповнюється робочою рідиною. Енергія, що передає рідина ротором, переходить в тепло, тому процес теплоутворення в гідравлічному тормозі неминучий. При напруженій роботі гальмівного механізму тепловідвід через поверхню корпусу може бути недостатній і доводиться рідину охолоджувати в спеціальному теплообміннику. Температура рідини, що виходить з гальма, не повинна перевищувати 70<sup>0</sup>С, оскільки в іншому випадку в робочій камері гальма може початися пароутворення, що призведе до коливання величини гальмівного моменту.

Міняючи ступінь заповнення порожнини гідравлічного тормозу, можна регулювати величину гальмівного моменту, потужності гальмування і швидкості опускання вантажу. При невеликій зміні частоти обертання валу механізму, потужність гальмування змінюється на значну величину [10]. Потужність гальмування може бути визначена

$$N = k \cdot n^3 \cdot \rho \cdot D^5 \quad (3.1)$$

де  $n$  – частота обертання ротора;

$\rho$  – щільність робочої рідини;

$D$  – активний діаметр гідрогальма, залежний від ступеня заповнення об'єму порожнини;

$k$  – коефіцієнт, залежний від конструктивних особливостей гальма і об'єму його робочих каналів.

Гідродинамічні гальма набувають все більше поширення в промисловості для регулювання швидкості опускання важких вантажів, в приводах рудникових підйомних машин, у важких конвеєрах, у випробувальних установках. Є можливість регулювати величину гальмівного моменту в широких межах, чого не можуть забезпечити фрикційні механічні гальма.

При використанні гідрогальм машина не зазнає ударів, вібрацій імпульсних динамічних зусиль, що звичайно мають місце при використанні механічних гальм. Все це сприяє збільшенню терміну служби елементів машини і пригальмовуючого пристрою. Порівняння характеристик різних типів гальм показує перевагу гідродинамічного гальмування перед другими видами, обумовлюється тим, що потужність використана гідрогальм пропорційна третьому ступеню швидкості руху, збільшується при збільшенні швидкості. Це видно з аналізу залежності потужності  $N$  гальмування від частоти обертання батареї:

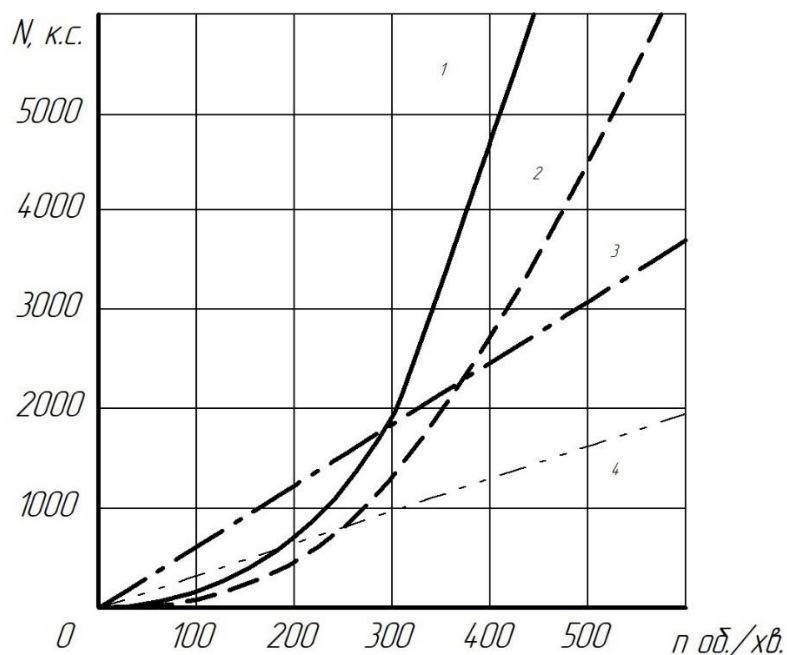


Рисунок 3.2 – Залежність потужності  $N$  гальмування від частоти обертання барабана лебідки при застосуванні гальма:

- 1 – гідродинамічного; 2 – відцентрового; 3 – електромагнітного (індуктивного); 4 – механічного фрикційного

Як бачимо, збільшення обертів веде до різкого збільшення потужності. Але при цьому слід вважати що батареї працюють при значно менших обертах [11]. Це ми бачимо і при аналізі порівняних характеристик (рисунки 3.2 та 3.3).

Краще тільки характеристика відцентрового пригальмовуючого пристрою, але за надійністю він значно поступається гідродинамічному. Тож подальші дослідження будуть направлені на пошук можливості регулювання ступеня загальмовування в залежності від ступеня заповнення порожнини гідродинамічного гальма.

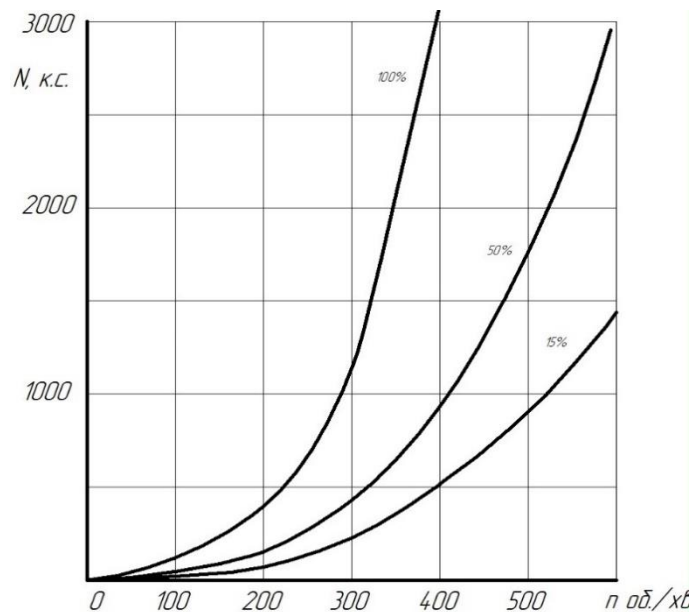


Рисунок 3.3 – Залежність потужності  $N$  гальмування від частоти обертання барабана лебідки при різних ступенях заповнення порожнини гідродинамічного гальма

### 3.2 Основні кінематичні характеристики голчастого робочого органу при умові руху з пригальмовуванням

Мета, яка поставлена у дипломному проекті по обґрунтуванню основних конструктивних і технологічних параметрів знаряддя з встановленим механізмом пригальмовування голчастих дисків, встановлених під кутом. Знаючи, що без пригальмовування збільшується зона деформації. Відповідно, найбільш оптимальними умовами роботи голчастого диску, коли коефіцієнт пригальмовування дорівнює 2.0... 3.5. В цьому випадку кінематичний показник

роботи голчастого диску  $\lambda=0.5...0.28$ . Для розрахунків приймаємо  $\lambda = 0.5$ , коли коефіцієнт пригальмовування  $k_m=2.0$ .

Основні дані вибираємо з конструктивних особливостей знаряддя, розрахунків та досліджень і зводимо у таблицю 3.1.

Значення кута повороту диску, при якому відбудеться момент початку взаємодії і вихід з взаємодії голки з ґрунтом .

$$\varphi_n = 180 - \arccos \frac{R - h}{r}, \quad (3.2)$$

$$\varphi_b = 180 + \arccos \frac{R - h}{r}, \quad (3.3)$$

Таблиця 3.1 – Вихідні дані розрахунку кінематики голчастого диску

№	Показники	Позначення	Розмірність	Робочий орган для спущування	Примітка
1	Радіус диску	R	м	0.325 м	
2	Швидкість руху агрегату	V <sub>m</sub>	м/с	2,3(8,3 км/год)	(III)
3	Кут атаки дисків	$\alpha$	град.	15	
4	Кут повороту диску $\varphi=\omega t$	$\varphi$	град.	0...360	
5	Кут фіксації крапки леза	$\psi$	град.	180	[ ]
6	Кінематичний показник	$\lambda$	–	0,5	
7	Глибина обробітку	h	м	0.15	завдання
8	Коефіцієнт деформації	k		1.15	
9	Кут сколювання ґрунту	$\theta$		46	[ ]
10	Діаметр голки	d		0.02	
11	Поточне значення радіусу	r	м	0.325; 0.300; 0.275; 0.250; 0,225; 0,200	

Підставляючи значення з таблиці вихідних даних, будемо мати

$$\varphi_n = 180 - \arccos \frac{0.325 - 0.15}{0.325} = 122.5 \text{ град}$$

$$\varphi_k = 180 + \arccos \frac{0.325 - 0.15}{0.325} = 237.5 \text{ град}$$

В подальшому розрахунки проводимо на основі досліджень.

Визначаємо величину переміщення

$$x_1 = r \cdot \sin \alpha \cdot \sin(\psi - \varphi); \quad (3.4)$$

$$x_2 = r \cdot \cos \alpha \cdot \sin(\psi - \varphi) + \frac{\pi R \cos \alpha}{180 \cdot \lambda} \cdot \varphi; \quad (3.5)$$

$$x_3 = R - r \cdot \cos(\psi - \varphi); \quad (3.6)$$

$$S = \sqrt{x_1^2 + x_2^2 + x_3^2}; \quad (3.7)$$

де  $x_1, x_2, x_3$  – складові по осям ординат, м;

$S$  – величина абсолютного переміщення, м;

Підставляючи значення, будемо мати:

$$x_1 = 0.325 \cdot 0.2588 \cdot 0.5 = 0.07 \text{ м}$$

$$x_2 = 0.325 \cdot 0.9659 \cdot 0.5 + \frac{3.14 \cdot 0.325 \cdot 0.9659}{180 \cdot 0.5} \cdot 122,5 = 1,60 \text{ м}$$

$$x_3 = 0.325 - 0.325 \cdot 0.8660 = 0.15 \text{ м}$$

$$S = \sqrt{0.07^2 + 1.60^2 + 0.15^2} = 1.61 \text{ м}$$

Визначаємо значення швидкості по складовим і загальну:

$$x'_1 = -\frac{r}{R} V_m \lambda \cos^2 \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos(\psi - \varphi); \quad (3.8)$$

$$x'_2 = -\frac{r}{R} V_m \lambda \cos^2 \alpha \cdot \cos(\psi - \varphi) + V_m; \quad (3.9)$$

$$x'_3 = -\frac{r}{R} V_m \lambda \cos \alpha \cdot \sin(\psi - \varphi); \quad (3.10)$$

$$V_u = \sqrt{x_1'^2 + x_2'^2 + x_3'^2}; \quad (3.11)$$

$$x'_1 = -0.325 / 0.325 * 2.3 * 0.4 * 0.9659 * 0.2588 * 0.8660 = -0.15 \text{ м/с}$$

$$x'_2 = -0.325 / 0.325 * 2.3 * 0.4 * 0.9659^2 * 0.8660 + 2.3 = 1.72 \text{ м/с}$$

$$x'_3 = -0.325 / 0.325 * 2.3 * 0.4 * 0.9659 * 0.5 = -0.93 \text{ м/с}$$

$$V_u^m = \sqrt{-0.15^2 + 1.72^2 - 0.92^2} = 1.97 \text{ м/с}$$

### 3.3 Визначення показників та розробка операційно-технологічної карти поверхневого обробітку ґрунту

Характеристика умов роботи. Робота агрегату в полі потребує високої організації праці. Щоб забезпечити виконання агротехнічних показників необхідно забезпечити: повне завантаження агрегату; забезпечити виконання

технологічних регулювань та виправлення неполадок в роботі машин; забезпечити всю організацію руху виконання технологічного процесу.

Запропонована модернізація борони БДВ-7 (Умань, Україна) розрахована для найбільш типових ґрунтів та умов України з важкими умовами роботи. Все це дозволяє більш точно визначити екологічну сторону питання, продуктивність агрегату, витрати ПММ, так як в легких умовах агрегат забезпечить виконання технологічного процесу.

З цією метою приймаємо: марка трактора - Т-150; марка с.г. машини - БДВ- 7У; вид роботи - рихлення; тип ґрунту - важкий суглинистий чорнозем; агрофон - стерня; глибина обробітку - 12 см; рельєф поля - пересічний, схил до 3°.

Розрахунок і вибір оптимального складу агрегату. Вихідні данні до розрахунку: експлуатаційна маса трактора – 7760 кг; експлуатаційна маса с. г. машини 3240 кг; максимальна ширина знаряддя – 6.84 м; допустима робоча швидкість руху до 11 км/год [12].

Таблиця 3.2 – Вихідні данні трактора Т-150

Передача	Швидкість руху агрегату $V_p$ , км/год	Нормальне тягове зусилля $P_{кр}$ , кН	Погодинна витрата палива $G_T$ , кг/год	Буксування $\delta$ , %
3	8.3	34.1	26	8.9
4	11.0	28.4	28.7	7.5

Визначимо питомий тяговий опір

$$k = k_0 \left[ 1 + (V_p - V_0) \frac{\Delta C}{100} \right], \quad (3.12)$$

де  $k_0$  – питомий тяговий опір відповідно швидкості  $V_0 = 5$  км/г ,

$k_0 = 3.5 \dots 4.0$  кН/м ;

$V_p$  – робоча швидкість руху агрегату;

$\Delta C$  – темп наростання питомого тягового опору  $\Delta C = 6\%$  .

$$k_3 = 3.5 \left[ 1 + (8.3 - 5) \frac{6}{100} \right] = 4.19 \text{кН/м};$$

$$k_4 = 3.5 \left[ 1 + (11.0 - 5) \frac{6}{100} \right] = 4.76 \text{кН/м};$$

Визначимо граничну ширину захвату

$$B_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{кр}} - G \sin \alpha}{k + S_{\text{м}} \sin \alpha + S_{\text{ц}} (f + \sin \alpha)}, \quad (3.13)$$

де  $P_{\text{кр}}$  – нормальне тягове зусилля при даній швидкості, кН;

$G$  – вага трактора, кН;

$$\sin \alpha = \text{tg} \alpha = \frac{i}{100} - \text{схил місцевості, \%};$$

$$\sin \alpha = \frac{3}{100} = 0.03\%;$$

$S_{\text{м}}$  – відношення ваги машини до конструктивної ширини захвату, кН:

$$S_{\text{м}} = \frac{G_{\text{м}}}{b_{\text{к}}}; S_{\text{м}} = \frac{0.01 \cdot 3240}{6.4} = 5.06 \text{кН/м}; \quad (3.14)$$

$$B_{\text{пр3}} = \frac{34.1 - 77.6 \cdot 0.03}{4.19 + 5.06 \cdot 0.3} = 7.32 \text{м};$$

$$B_{\text{пр4}} = \frac{28.4 - 77.6 \cdot 0.03}{4.76 + 5.06 \cdot 0.3} = 5.31 \text{м};$$

Визначимо можливу кількість машин

$$\Pi_{\text{м}} = \frac{B_{\text{пр}}}{b_{\text{к}}}. \quad (3.15)$$

$$\Pi_{\text{м3}} = \frac{7.32}{6.4} = 1.14;$$

$$\Pi_{\text{м4}} = \frac{5.31}{6.4} = 0.83.$$

Приймаємо кількість машин одну.

Визначимо тяговий опір агрегату

$$R_{\text{а}} = \Pi_{\text{м}} \cdot B_{\text{р}} \cdot k + G_{\text{м}} \cdot \Pi_{\text{м}} \cdot \sin \alpha, \quad (3.16)$$

де  $B_p$  – робоча ширина захвату

$$B_p = \beta \cdot b_k,$$

де  $\beta$  – коефіцієнт використання конструктивної ширини захвату,  $\beta = 0.98$

$$B_p = 0.98 \cdot 6.4 = 6.27 \text{ м}$$

$$R_{a3} = 1 \cdot 6.27 \cdot 4.19 + 32.4 \cdot 1 \cdot 0.03 = 27.24$$

$$R_{a4} = 1 \cdot 6.27 \cdot 4.76 + 32.4 \cdot 1 \cdot 0.03 = 30.81$$

Визначимо коефіцієнт використання тягового зусилля

$$\xi_p = \frac{R_a}{P_{кр} - G \sin \alpha} \quad (3.17)$$

$$\xi_{p3} = \frac{27.24}{34.1 - 77.6 \cdot 0.03} = 0.85$$

Приймаємо третю швидкість, так як в цьому випадку буде повністю завантажений і матимемо можливість отримати більш високі економічні показники. Результати розрахунків заносимо до таблиці 3.3:

Таблиця 3.3 – Показники роботи агрегату

Передача	Тяговий опір агрегату $R_a$ , кН	Коефіцієнт використання тягового зусилля $\xi_p$	Робоча швидкість агрегату $V$ , км/ГОДОД	Погодинна витрата палива $G_T$ , кг/ГОДОД	Питома витрата палива $g$ , кг/ГОДОД	Продуктивність агрегату $W$ , га/год	Витрати праці люд. год/год
3	27.24	0.85	8.3	26	5.23	4.98	0.2

Для виконання технологічного процесу приймаємо: човниковий спосіб руху агрегату в загоні та петльовий круговий поворот.

Обчислимо найменший радіус повороту

$$R_0 = b_k \quad (3.18)$$

$$R_0 = 6.4 \text{ м.}$$

Оцінимо необхідну мінімальну ширину поворотної ділянки

$$E_{\min} = 2.8R_0 + l + d_k, \quad (3.19)$$

де  $l$  – довжина виїзду агрегату,  $l = 5 \text{ м}$ ;

$d_k$  – ширина повороту за кінематичними параметрами

$$d_k = \frac{b_k}{2}$$

$$d_k = \frac{6.4}{2} = 3.2 \text{ м}$$

$$E_{\min} = 2.8 \cdot 6.4 + 5 + 3.2 = 26.12 \text{ м}$$

Поворотну смугу  $E$  задають з урахуванням того, що її значення не повинно бути меншим за необхідне і має бути кратним робочій ширині захвату

Приймаємо  $E = 32 \text{ м}$

Для визначення довжини повороту використовують наступне рівняння

$$L_x = (6.6 \dots 8.0)R_0 + 2l \quad (3.20)$$

$$L_x = 8.0 \cdot 6.4 + 2.5 = 61.2 \text{ м}$$

Визначається довжина робочого переміщення знаряддя

$$L_p = L - 2E \quad (3.21)$$

$$L_p = 2000 - 2 \cdot 32 = 1936 \text{ м}$$

Обчислимо час, необхідний для здійснення робочого проходу агрегату

$$t_p = \frac{0.06 \cdot L_p}{V_p}. \quad (3.22)$$

$$t_p = \frac{0.06 \cdot 1936}{8.3} = 14 \text{ хв.}$$

Визначається тривалість холостого розвороту агрегату

$$t_x = \frac{0.06 \cdot L_x}{V_x}, \quad (3.23)$$

де  $V_x$  – швидкість холостого повороту,  $V_x = 5 \text{ км/год}$ ,

$$t_x = \frac{0.06 \cdot 61.2}{5} = 0.8 \text{ хв.}$$

Орієнтовну тривалість очищення робочих елементів визначаємо згідно з методичними рекомендаціями

$$t_{\text{оч}} = 2 \text{ хв.}$$

Розрахунок часу виконання одного робочого циклу

$$t_{\text{ц}} = t_p + t_x + t_{\text{оч}}, \quad (3.24)$$

$$t_{\text{ц}} = 14 + 0.8 + 2 = 16.8 \text{ хв}$$

Оцінимо час, що не відноситься до циклічного етапу

$$t_{\text{н.ц}} = t_{\text{ост}} + t_{\text{конт}} + t_{\text{об}} + t_{\text{візд}} + t_{\text{виїзд}}, \quad (3.25)$$

- де  $t_{\text{ост}}$  – зупинка по особистим причинам,  $t_{\text{ост}} = 10 \dots 15$  хв;  
 $t_{\text{конт}}$  – час витрачений на контроль якості і регулювання агрегату,  
 $t_{\text{конт}} = 5 \dots 10$  хв;  
 $t_{\text{об}}$  – час витрачений на обслуговування,  $t_{\text{об}} = 4 \dots 6$  хв;  
 $t_{\text{візду}}$  – час в'їзду в загінку,  $t_{\text{візду}} = 0.5$  хв;  
 $t_{\text{виїзд}}$  – час виїзду з загінки,  $t_{\text{виїзд}} = 0.5$  хв.

$$t_{\text{н.ц}} = 15 + 10 + 5 + 0.5 + 0.5 = 31 \text{ хв.}$$

Визначимо кількість циклів за зміну

$$\Pi_{\text{ц}} = \frac{T_{\text{зм}} - t_{\text{нц}}}{t_{\text{ц}}}, \quad (3.26)$$

- де  $T_{\text{зм}}$  – час зміни при восьми годинному робочому дні,  $T_{\text{зм}} = 480$  хв;

$$\Pi_{\text{ц}} = \frac{480 - 31}{16.8} = 26.7.$$

Приймаємо 26 проходів.

Уточнюємо баланс часу роботи агрегату в загінці

$$T_{\text{зм}} = \Pi_{\text{ц}} (t_{\text{п}} + t_x + t_{\text{оч}}) + t_{\text{нц}}, \quad (3.27)$$

$$T_{\text{зм}} = 26(14 + 0.8 + 2) + 31 = 468 \text{ хв.}$$

Визначимо коефіцієнт використання часу зміни

$$\tau = \frac{T_p}{T_{\text{зм}}} = \frac{t_{\text{ц}} \cdot \Pi_{\text{ц}}}{T_{\text{зм}}}; \quad (3.28)$$

$$\tau = \frac{26 \cdot 16.8}{480} = 0.91.$$

Визначимо технічну продуктивність за одну годину зміни

$$W_{\text{ч}} = 0.1 \cdot B_p \cdot V_p \cdot \tau, \quad (3.29)$$

$$W_{\text{ч}} = 0.1 \cdot 6.6 \cdot 8.3 \cdot 0.91 = 4.98 \text{га/год.}$$

Визначимо погектарну витрату палива

$$g = \frac{G_p \cdot T_p + G_x \cdot T_x + G_0 \cdot T_0}{60 \cdot F_3}, \quad (3.30)$$

де  $G_p, G_x, G_0$  – відповідно погодинні витрати палива двигуном при робочій загрузці, на холостих поворотах і заїздах, а також при зупинках з робочим двигуном;

$T_p$  – час експлуатації агрегату в умовах навантаження, мм;

$$T_p = t_p \cdot \Pi_{\text{ц}},$$

$$T_p = 14 \cdot 26 = 364 \text{хв.};$$

$T_x$  – час експлуатації агрегату без виконання робочих операцій,

$$T_x = t_x \cdot \Pi_{\text{ц}} + t_{\text{вїзд}} + t_{\text{вїзд}},$$

$$T_x = 0.8 \cdot 26 + 0.5 + 0.5 = 21.8 \text{хв.};$$

$T_0$  – час роботи двигуна в періоди зупинення,

$$T_0 = t_{\text{оч}} \cdot \Pi_{\text{ц}} + t_{\text{конг}} + t_{\text{ост}} + t_{\text{об}},$$

$$T_0 = 2 \cdot 26 + 15 + 10 + 5 = 82 \text{хв.};$$

$F_3$  – площа обробки гону за зміну або  $W$ ,

$$F_3 = W_{\text{г}} \cdot T_{\text{заг}},$$

$$F_3 = 4.98 \cdot 7.8 = 38.8 \text{га},$$

Погектарна витрата палива визначається як співвідношення загальної витрати палива до обробленої площі

$$g = \frac{28.7 \cdot 364 + 22.1 \cdot 21.8 + 15.3 \cdot 82}{60 \cdot 38.8} = 5.23 \text{кг/га.}$$

Визначаємо витрати праці на одиницю роботи

$$H = \frac{m_{\text{тр}} + m_{\text{об}}}{W_{\text{г}}}, \quad (3.31)$$

де  $m_{\text{тр}}$  – відповідно кількість трактористів;

$m_{\text{об}}$  – кількість обслуговуючого персоналу;

$$H = \frac{1}{4.98} = 0.2 \frac{\text{люди год}}{\text{га}}.$$

### **3.4 Висновки з розділу**

Виконано розрахунки основних технологічних показників роботи ґрунтообробного агрегату. Визначено швидкість руху агрегату, що в свою чергу дозволило визначити продуктивність машини, швидкість взаємодії голки з ґрунтом, обґрунтувати встановлення різальної кромки на голці при умові її руху з пригальмовуванням, складено технологічну схему роботи комбінованого знаряддя з використанням пригальмовуючого пристрою.

#### 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Охорона праці та захист навколишнього середовища при експлуатації, обслуговуванні та ремонті пригальмовуючого пристрою ґрунтообробного знаряддя є невід'ємною складовою безпечної роботи персоналу та збереження екологічної рівноваги в агропромисловому виробництві. Дотримання вимог охорони праці знижує ризик травматизму, забезпечує надійність роботи обладнання і сприяє підвищенню ефективності сільськогосподарських операцій.

Перед початком роботи з ґрунтообробним знаряддям, обладнанням пригальмовуючим пристроєм, персонал повинен пройти інструктаж з техніки безпеки відповідно до вимог ДСТУ та нормативних документів охорони праці. Оператору заборонено працювати без відповідного навчання та перевірки знань. Особи, допущені до роботи, повинні бути забезпечені засобами індивідуального захисту (ЗІЗ), зокрема захисним одягом, взуттям, рукавицями, захисними окулярами та, за необхідності, засобами захисту органів слуху. Робочий одяг має бути зручним, без звисаючих елементів, щоб запобігти захопленню рухомими частинами знаряддя.

Під час підготовки агрегату до роботи важливо провести ретельний технічний огляд. Особливу увагу слід звернути на стан пригальмовуючого пристрою: перевірити кріплення, знос робочих елементів, цілісність пружин і з'єднань, а також відсутність сторонніх предметів. Забороняється вмикати привід знаряддя за наявності людей у зоні дії рухомих механізмів. Усі налаштування пригальмовуючого пристрою (натяг пружини, тиск гідроциліндра, кут зсуву тощо) мають виконуватися лише при знеструмленому тракторі та з повним зупиненням агрегату.

При експлуатації ґрунтообробного знаряддя оператор повинен забезпечити контроль за роботою пригальмовуючого пристрою, стежити за його стабільною дією та не допускати перевантаження. У разі виникнення сторонніх шумів, вібрацій, зниження ефективності гальмування або порушення геометрії агрегату

роботу слід негайно припинити та провести діагностику. Забороняється виконувати будь-які ремонтні або регулювальні роботи на працюючому агрегаті. При проведенні ремонту необхідно дотримуватись вимог безпечного демонтажу вузлів, уникати використання несправного інструменту, а також обов'язково фіксувати знаряддя в стабільному положенні з використанням упорів або спеціальних підставок.

Особливу небезпеку становлять роботи, пов'язані з обслуговуванням пригальмовуючих пристроїв, які мають елементи з пружинним або гідравлічним навантаженням. Розбирання таких механізмів вимагає послідовності дій, розвантаження енергії пружин або зниження тиску в гідросистемі. За недотримання вимог техніки безпеки можливі випадки різкого вивільнення енергії, що може призвести до травм. Після закінчення обслуговування агрегату слід обов'язково перевірити його на наявність витоків, правильність збирання та працездатність усіх вузлів.

Окрему увагу слід приділяти організації безпечних умов праці під час переміщення агрегату в транспортному положенні. Перед транспортуванням необхідно зафіксувати рухомі частини, перевірити роботу гальмівної системи та освітлювальних приладів. Заборонено перевищувати швидкість руху, визначену інструкцією з експлуатації, особливо на нерівних ділянках або при русі по дорогах загального користування.

З точки зору екологічної безпеки, пригальмовуючий пристрій не повинен спричиняти додаткового ущільнення ґрунту або його деградації. Важливою вимогою до сучасного ґрунтообробного обладнання є збереження структури верхнього шару ґрунту та мінімізація втрат органічної речовини. Надмірне ущільнення призводить до порушення аерації, водного балансу та зменшення біологічної активності ґрунту. При експлуатації знаряддя необхідно уникати роботи на перезволожених або надто сухих ділянках поля, оскільки це призводить до деградації ґрунту та зниження урожайності.

Значну екологічну небезпеку становить витік гідравлічної рідини або мастильних матеріалів у ґрунт, особливо у разі пошкодження ущільнювачів або

трубопроводів. Під час обслуговування слід використовувати екологічно безпечні мастила або біологічно розкладні гідравлічні рідини. Зливання відпрацьованих рідин на ґрунт категорично заборонене. Вони мають збиратися у спеціальні ємності з подальшою передачею на утилізацію відповідно до вимог природоохоронного законодавства.

У процесі роботи слід враховувати можливість потрапляння залишків пального, мастил або бруду з агрегату на посівні площі. Рекомендується періодично очищати знаряддя від налиплого ґрунту та рослинних залишків, особливо при переході між різними ділянками. Це запобігає переносу бур'янів, шкідників або хвороб культур. Після завершення роботи агрегат повинен проходити обов'язкове очищення, огляд і технічне обслуговування на спеціально обладнаному майданчику з дренажем, де зібрані стоки не забруднюють природні водойми або ґрунтові води.

Також необхідно враховувати вимоги пожежної безпеки при виконанні зварювальних, шліфувальних або інших ремонтних робіт із використанням відкритого полум'я чи високих температур. Місце проведення таких робіт повинно бути очищене від легкозаймистих матеріалів, обладнане первинними засобами пожежогасіння, зокрема вогнегасниками, а персонал повинен мати допуск до вогневих робіт згідно чинних нормативів. У разі виникнення аварійної ситуації або пожежі на полі чи у майстерні необхідно негайно повідомити відповідні служби та виконувати дії згідно з планом локалізації аварійних ситуацій.

Загалом, для забезпечення охорони праці та захисту довкілля під час експлуатації пригальмовуючого пристрою необхідно чітко дотримуватись інструкцій виробника, регламентів технічного обслуговування, правил поведження з відходами та вимог екологічної безпеки. Всі дії персоналу повинні бути спрямовані на мінімізацію ризиків для здоров'я людини, запобігання пошкодженню обладнання та недопущення забруднення навколишнього середовища. Реалізація комплексного підходу до охорони праці та екологічного контролю сприяє сталому розвитку аграрного виробництва, підвищенню його ефективності та зниженню впливу на довкілля.

## 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРИГАЛЬМОВУЮЧОГО ПРИСТРОЮ

Впровадження гідродинамічного пригальмовуючого пристрою у конструкцію борони типу БДВ-7У зумовлено потребою підвищення якості поверхневого обробітку ґрунту, зменшення енергетичних втрат, зниження вібраційних навантажень на робочі органи та підвищення їхнього ресурсу. Запропоноване конструктивне рішення дозволяє керовано зменшувати швидкість обертання голчастих дисків, завдяки чому знижується зона деформації ґрунту, а саме обробіток стає рівномірнішим.

Порівняльний аналіз показує, що встановлення пригальмовуючого пристрою забезпечує:

- зниження питомого тягового опору (до 10–12% у важких умовах);
- зменшення буксування агрегату (в середньому на 1,5–2%);
- збільшення ресурсу експлуатації робочих органів (до 20%);
- економію пального в межах 5–8%;
- зростання продуктивності агрегату за рахунок стабілізації кінематичного режиму – до 7%.

На основі цих факторів проведемо техніко-економічний розрахунок ефективності впровадження пригальмовуючого пристрою на один агрегат.

Таблиця 5.1 – Вихідні дані для розрахунку

Показник	Позначення	Значення	Одиниця
Площа, що обробляється за рік одним агрегатом	$S$	1200	га
Витрати пального без пригальмування	$q_0$	26	кг/год
Витрати пального з пригальмуванням	$q_1$	24	кг/год
Ціна 1 кг дизельного пального	$C_{\text{ПММ}}$	58	грн/кг
Продуктивність агрегату	$W$	1,5	га/год
Тривалість роботи	$T$	$S/W=800$	год/рік
Термін служби пристрою	$T_{\text{сл}}$	5	років
Вартість виготовлення пристрою	$C_{\text{в}}$	22 000	грн
Вартість встановлення та регулювання	$C_{\text{мон}}$	3000	грн

Показник	Позначення	Значення	Одиниця
Зростання ресурсу робочих органів	R	20%	–
Середньорічна економія на заміні частин	E <sub>зап</sub>	1500	грн/рік

Економія пального за рік:

$$E_{\text{пмм}}=(q_0-q_1)\cdot T\cdot C_{\text{пмм}}=(26-24)\cdot 800\cdot 58=92\,800 \text{ грн}$$

Економія на запчастинах:

$$E_{\text{зап}}=1500\cdot 1=1500 \text{ грн/рік}$$

Економія на зниженні буксування та зменшенні зношення шин і вузлів (оцінено орієнтовно):

$$E_{\sigma}=1000 \text{ грн/рік.}$$

Сумарна щорічна економія:

$$E_{\text{заг}}=E_{\text{пмм}}+E_{\text{зап}}+E_{\sigma}=92\,800+1500+1000=95\,300 \text{ грн/рік}$$

Розрахунок строку окупності. Повні капітальні витрати на впровадження:

$$C_{\text{заг}}=C_{\text{в}}+C_{\text{мон}}=22\,000+3000=25\,000 \text{ грн}$$

Строк окупності:

$$T_{\text{ок}}=C_{\text{заг}}/E_{\text{заг}}=25\,000/95\,300\approx 0.26 \text{ року}\approx 3,1 \text{ місяця}$$

Встановлення гідродинамічного пригальмовуючого пристрою дозволяє значно підвищити техніко-економічні показники роботи ґрунтообробного агрегату. Розрахунки показують, що термін окупності капітальних витрат становить 3,1 місяця. У подальшому експлуатація пристрою забезпечує щорічну економію 95 300 грн/рік, а також зменшує навантаження на вузли машини та підвищує якість обробки ґрунту. Це свідчить про доцільність серійного впровадження такої конструкції в сільськогосподарське виробництво.

## ВИСНОВКИ

1. Проведено огляд наявних конструкцій пригальмовуючих пристроїв для робочих органів. Встановлено, що найпоширенішими є пристрої з фрикційними механізмами. Проте через експлуатацію в умовах значного запилення та інтенсивного абразивного зносу вони демонструють низьку надійність і потребують частого регулювання. Аналогічно, пригальмовуючі механізми з ланцюговими передачами виявляються недостатньо ефективними, особливо у випадках, коли робочі органи встановлені під змінними кутами атаки.

2. Надано теоретичне обґрунтування принципу роботи ротаційних робочих органів під час пригальмованого руху. Проведено аналіз ефективності роботи голчастої борони на ущільнених ґрунтах. Виконано кінематичні розрахунки руху голчастих дисків за умов пригальмовування, що дозволило довести зниження енерговитрат при обробітку. Зі зменшенням коефіцієнта пригальмовування спостерігається зниження тягового опору, який залежно від вимог до якості кришення коливається в межах 2,4...2,7.

3. З розрахункових даних випливає, що пригальмовування забезпечує вищу початкову швидкість контакту голок з ґрунтом у порівнянні з вільно обертовими дисками. Це сприяє зниженню загального тягового опору агрегату на 9...12%. Результати кінематичного аналізу пригальмованого диска дозволили визначити оптимальний кут розміщення різальної кромки відносно площини обертання диска, який становить  $\beta = 24,15^\circ$ .

4. Розроблено операційно-технологічну карту та визначено основні експлуатаційні показники: технічна продуктивність агрегату – 4,98 га/год, питомі витрати пального – 5,23 кг/га, трудовитрати – 0,2 люд.-год/га.

5. Для забезпечення охорони праці та захисту довкілля під час експлуатації пригальмовуючого пристрою необхідно чітко дотримуватись інструкцій виробника, регламентів технічного обслуговування, правил поведіння з відходами та вимог екологічної безпеки. Всі дії персоналу повинні бути спрямовані на мінімізацію ризиків для здоров'я людини,

запобігання пошкодженню обладнання та недопущення забруднення навколишнього середовища. Реалізація комплексного підходу до охорони праці та екологічного контролю сприяє сталому розвитку аграрного виробництва, підвищенню його ефективності та зниженню впливу на довкілля.

6. Встановлення гідродинамічного пригальмовуючого пристрою дозволяє значно підвищити техніко-економічні показники роботи ґрунтообробного агрегату. Розрахунки показують, що термін окупності капітальних витрат становить 3,1 місяця. У подальшому експлуатація пристрою забезпечує щорічну економію 95 300 грн/рік, а також зменшує навантаження на вузли машини та підвищує якість обробітку ґрунту. Це свідчить про доцільність серійного впровадження такої конструкції в сільськогосподарське виробництво.

**БІБЛІОГРАФІЯ**

1. Кучеренко І. І., Мельник О. О. Агротехнічні машини та обладнання : підручник. Івано-Франківськ, 2019. 296 с.
2. Данилюк В. І., Сидоренко О. П. Механізація сільськогосподарських робіт : підручник. Чернігів, 2018. 304 с.
3. Кравченко В. М., Горюнов О. І., Грищенко С. А. Дослідження фізико-механічних властивостей ґрунту : методи та прилади. Київ : Видавництво КНУБА, 2017. 240 с.
4. Войтюк Д. Г., Аніскевич Л. В., Волянський М. С., Мартишко В. М., Гуменюк Ю. О. Сільськогосподарські машини : навч. посіб. Київ : Агроосвіта, 2017. 180 с.
5. Іванов І. І., Петров П. П. Техніка для обробітку ґрунту : посібник. Київ, 2015. 239 с.
6. Веселовська Н. Р., Руткевич В. С., Шаргородський С. А. Технологічні основи сільськогосподарського машинобудування : навч. посіб. Вінниця : ВНАУ, 2019. 283 с.
7. Кочев В. І., Білокопитов О. В., Сергієв А. В. Дослідження голчастих робочих органів, встановлених під гострим кутом атаки // Механізація та електрифікація сільського господарства. 1993. № 77. С. 84.
8. Михайлов В. М. Ґрунтозахисні технології в землеробстві : навч. посіб. Київ : Видавництво НУБіП України, 2017. 376 с.
9. Гончаренко В. В., Кравчук О. О. Обладнання та машини для обробітку ґрунту : навч. посіб. Суми, 2018. 280 с.
10. Шевченко І. В. Ґрунтозахисні заходи в агропромисловому комплексі України. Київ : Видавничий дім «Аграр Медіа Груп», 2018. 176 с.
11. Довбуш Т. А., Хомик Н. І., Довбуш А. Д. Методи проектування сільськогосподарських машин : навч.-метод. посіб. до курсового проектування. Тернопіль, 2019. 72 с.
12. Система землеробства No-till : навч. посіб. Київ : Логос, 2011. 352 с.

13. Кравченко В. М., Мельник С. М., Коноваленко В. В. Дискові знаряддя для обробітку ґрунту та їх розрахунок. Київ : Видавництво НАУ, 2017. 192 с.
14. Швець Л. В., Паладійчук Ю. Б., Труханська О. О. Технічний сервіс в АПК : навч. посіб. Вінниця : ВНАУ, 2019. 648 с.
15. Головачук А. Ф., Марченко В. І., Орлов В. Ф. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки : підручник. 2004. 320 с.
16. Mualem A. M., Schaap J. W. Physical and Mechanical Properties of Soils and their Measurements. Boca Raton, FL : CRC Press, 2019.
17. Гнатів В. І., Кісельов С. В., Чернявська О. В. Дискові знаряддя в землеробстві : монографія. Київ : КНУБА, 2018. 172 с.
18. Aliiev E., Tesliuk H., Puhach A. та ін. Improving the work process efficiency of a tillage module for pre-sowing tillage // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2023. № 4 (1 (124)). С. 60–71. DOI: 10.15587/1729-4061.2023.284597.
19. Kobets A., Aliiev E., Tesliuk H., Aliieva O. Simulation of the interaction between the working bodies of tillage machines and the soil in Simcenter STAR-CCM+ // Machinery & Energetics. 2023. Т. 14, № 1. С. 9–23. DOI: 10.31548/machinery/1.2023.09.
20. Aliiev E., Tesliuk H. Analytical justifications of constructive parameters of bionic colters for vertical soil treatment // Machinery & Energetics. 2024. Т. 15, № 3. С. 129–139. DOI: 10.31548/machinery/3.2024.129.
21. Kozachenko O., Aliiev E., Sedykh K. Results of investigation of the spring shank disc harrow performance // U.P.B. Sci. Bull., Series D. 2021. Т. 83, № 4. С. 123–140.
22. Лабатюк Ю. М., Алієв Е. Б. Математичне моделювання процесу взаємодії робочого органу глибокорозпушувача з ґрунтом // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. 2015. Вип. 5, т. 2. С. 133–140.

23. Козаченко О. В., Шкрегаль О. М., Каденко В. С., Алієв Е. Б. Моделювання енергоощадної форми леза ґрунтообробного робочого органу // Матеріали XIII Міжнар. конф. «Стратегія якості в промисловості та освіті». Варна (Болгарія), 5–8 червня 2017 р. Вип. 2. С. 131–138.

24. Алієв Е. Б., Теслюк Г. В. Перспективи чисельного моделювання взаємодії ґрунтообробних робочих органів із ґрунтом у Simcenter STAR-CCM+ // 36. тез міжнар. наук. інтернет-конф. «Олійні культури: сьогодення та перспективи». Запоріжжя : ІОК НААН, 2023. С. 120–121.

25. Теслюк Г. В., Алієв Е. Б., Золотовська О. В. Обґрунтування форми пазуреподібного прутка ґрунтообробного агрегату для передпосівного обробітку // Сільськогосподарські машини. 2024. № 50. С. 7–17. DOI: 10.36910/acm.vi50.1313.

26. Hula J., Kovaricek P., Mayer V. Exploitational indicators, Diesel fuel consumption and work quality during disc tiller skimming // Res. Agr. Eng. 2003. Vol. 49, No. 3. P. 85–95.

27. Hula J., Šindelar R., Kovaricek P. Operational effects of implements on crop residues in soil tillage operations // Res. Agr. Eng. 2005. Vol. 51, No. 4. P. 119–124.

28. Wischmeier W. H., Smith D. D. Predicting rainfall erosion losses – A guide to conservation planning. Washington, D.C. : US Department of Agriculture, 1978. Agricultural Handbook No. 537. 58 p.

29. Arshad M. A. Tillage practises for sustainable agriculture and environmental quality in different agro ecosystems // Soil Till. Res. 1999. No. 53. P. 1–3.

30. Cannell R. Q., Hawes J. D. Trend in tillage practices in relation to sustainable crop production with special reference to temperate climates // Soil Till. Res. 1994. No. 30. P. 245–282.

31. Hanna H. M., Melvin S. W., Pope R. O. Tillage implement operational effects on residue cover // Appl. Engng. Agric. 1995. No. 11. P. 205–210.

## **ДОДАТКИ**

Дніпровський державний аграрно-економічний університет  
Інженерно-технологічний факультет  
Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

## **Обґрунтування конструкції та параметрів пригальмовуючого пристрою ґрунтообробного знаряддя**

Демонстраційний матеріал до дипломного проєкту освітнього ступеня «Бакалавр»

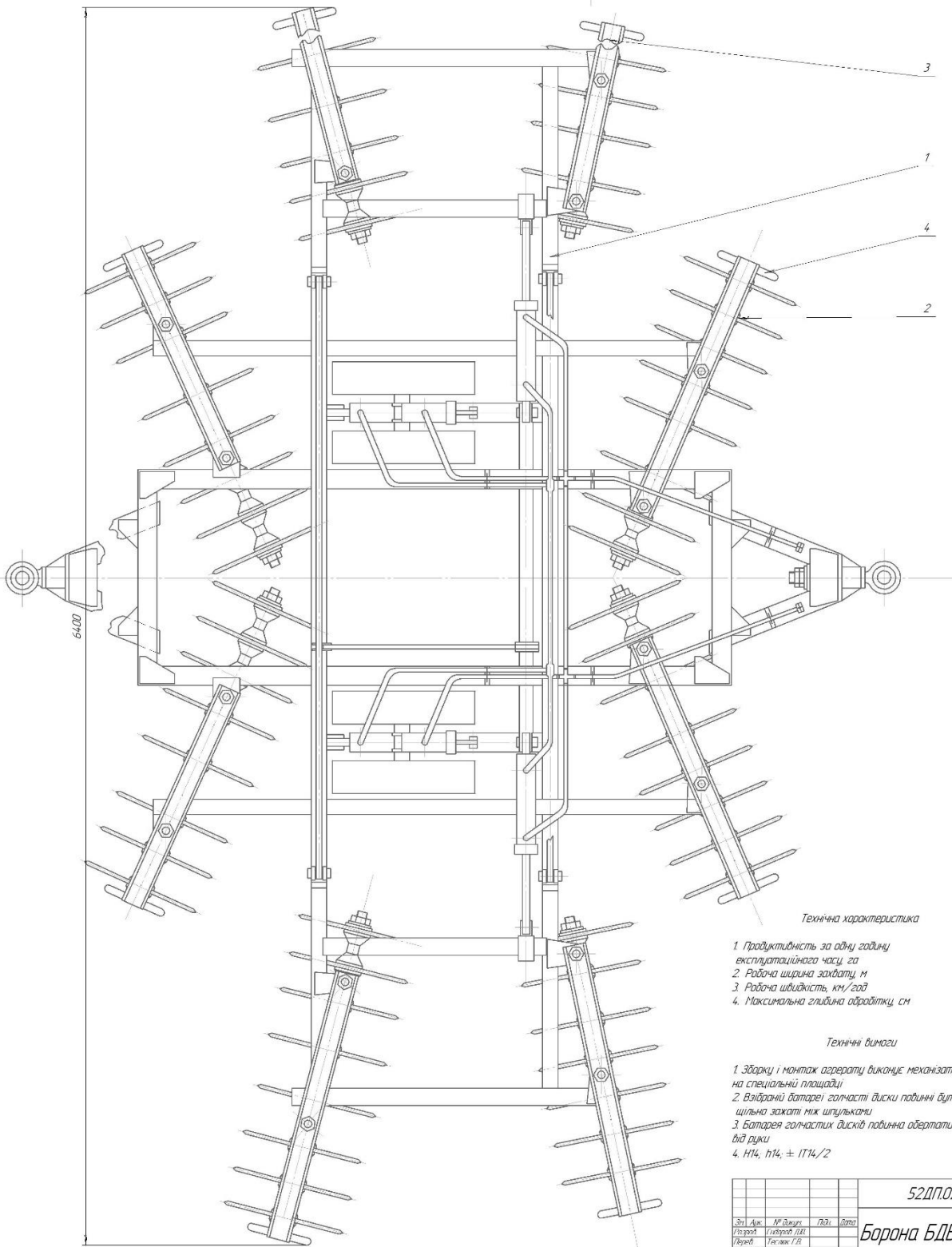
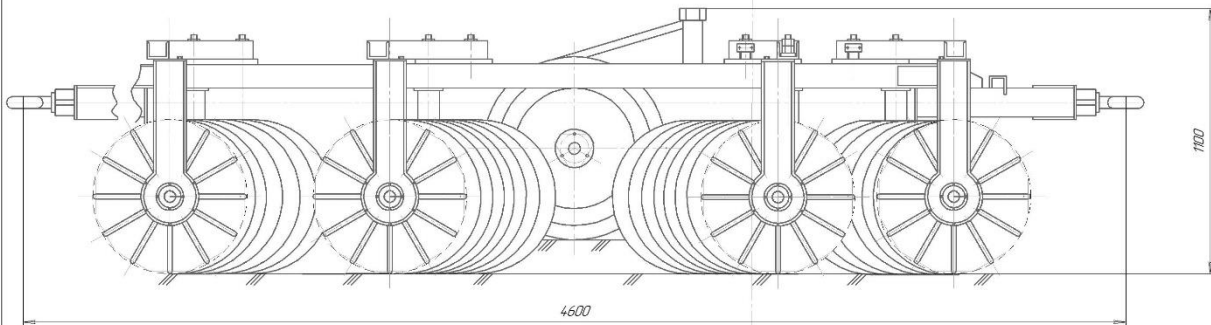
Виконав: студент 4 курсу, групи АІС-1-22 за  
спеціальністю 208 «Агроінженерія»  
**Сидоров Денис Юрійович**

Керівник: канд. техн. наук, доцент  
**Теслюк Геннадій Володимирович**

Дніпро, 2025



52ДП.025000.000.В3



Технічна характеристика

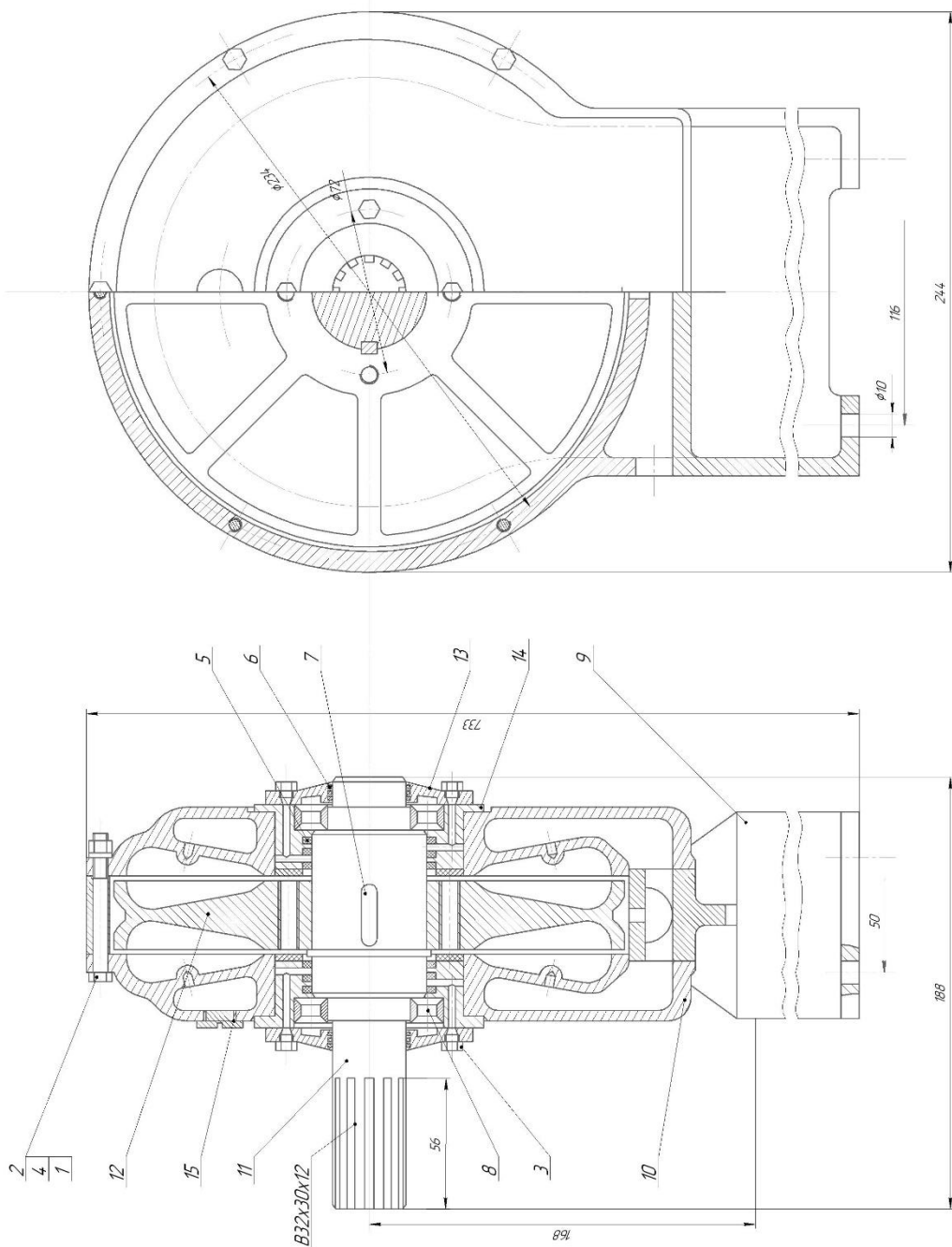
- 1. Продуктивність за одну годину експлуатаційного часу, га 4,98
- 2. Робоча ширина захвату, м 7,0
- 3. Робоча швидкість, км/год 8,3
- 4. Максимальна глибина обробки, см до 12

Технічні вимоги

- 1. Збірку і монтаж агрегату виконують механізатор на спеціальній площині
- 2. Вибрані батареї голчасті диски повинні бути щільно зажаті між шпильками
- 3. Батарея голчастих дисків повинна обертатися від руки
- 4. Н14, н14; ± IT14/2

				52ДП.025000.000.В3		
Зні	Арх	№ докум	Твіз	Візм	Лист	Місяч
Проек	Головний інж	Тех. зам. Г.В.				1-10
Вироб					Аркми	Аркшляб 5
Накази	Інженер Г.В.				Кресленник загального виду	
Вибір	Тех. зам. Г.В.				ДДАЕУ АІС-1-22	

ІС/МД/12/14.20.000.03



Технічні характеристики

1. Тип установки	стационарний
2. Маса	8,35
3. Габаритні розміри:	
довжина	0,244
ширина	0,188
висота	0,291

Технічні вимоги

1. Перед початком роботи перевірити рівень робочої рідини
2. Зварні з'єднання виконувати згідно з ДСТУ 39512-2000
3. Фарбування проводити згідно з ДСТУ ISO 1514-2013
4. ННЧ п.16, ІТ п.4.2

52111025000.100.03			
Вид	Відомо	Лист	Масштаб
Статус	Лист	Лист	1:1
Виробник	Лист	Лист	8,35
Колір	Лист	Лист	ДДАСУ
Матеріал	Лист	Лист	АІС-1-22
Упаковка	Лист	Лист	
Пристрій присальмодульний			
Складальне креслення			

