

**Г.В. ТЕСЛЮК
Б.А. ВОЛИК
С.П. СОКОЛ
О.М. КОБЕЦЬ
А.М. СЕМЕНЮТА**

**ГРУНТООБРОБНІ АГРЕГАТИ
НА ОСНОВІ ДИСКОВИХ
РОБОЧИХ ОРГАНІВ**

МОНОГРАФІЯ

ДНІПРОПЕТРОВСЬК – 2016

**G.V. TESLYUK
B.A. VOLYK
S.P. SOKOL
O.M. KOBETS
A.M. SEMENYUTA**

**TILLAGE MACHINES
BASED ON DISK
WORKING ELEMENTS**

MONOGRAPH

DNIPROPETROVSK – 2016

УДК 631.31

ББК 40.72

Г 90

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Є.В. Михайлов – доктор технічних наук; Таврійський державний агро-технологічний університет, м. Мелітополь

В.І. Дирда – доктор технічних наук, професор; Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет

Друкується за рішенням вченої ради Дніпропетровського державного аграрно-економічного університету (протокол № 9 від «26» травня 2016 р.)

Ґрунтообробні агрегати на основі дискових робочих органів: монографія / [Теслюк Г.В., Волик Б.А., Сокол С.П., Кобець О.М., Семенюта А.М.]. – Дніпропетровськ: Вид-во _____, 2016. – 144 с.

В основу наведених у монографії матеріалів покладено результати багаторічних аналітичних і експериментальних досліджень, виконаних кафедрою сільськогосподарських машин ДДАЕУ у співдружності з ДП «Ґуляйпільський механічний завод» ПАТ «Мотор-Січ».

Розглянуто питання синтезу агрегатів, у конструкції яких використані робочі органи дискового типу, представлено класифікацію і викладено основні елементи теорії дискових робочих органів. Запропоновано оригінальні методики і наведено основні результати експериментальних досліджень.

Сподіваємося, що монографія буде корисною спеціалістам, які працюють в галузі сільськогосподарського машинобудування, аспірантам, магістрам, студентам інженерних факультетів.

Автори належать до плеяди гідних послідовників наукової школи «Землеробська механіка», засновниками якої були професори А.І. Задонцев, О.Т. Лисенко, а нині її очолюють професори А.С. Кобець, В.І. Дирда.

ISBN _____

УДК 631.31

ББК 40.72.

Г 90

© Теслюк Г.В., Волик Б.А., Сокол С.П., Кобець О.М., Семенюта А.М., 2016

UDK 631.31
LBC 40.72
T 57

READERS:

Y.V. Mykhailov – Ph.D. in Engineering, Tavriysky State Agroengineering University, Melitopol

V.I. Dyrda – Ph.D. in Engineering, Professor, Dnipropetrovsk State Agrarian and Economic University

***Published by resolution of the Academic Board
of Dnipropetrovsk State Agrarian and Economic University
(minutes № 09 of 26.05. 2016)***

Tillage Machines Based on Disk Working Elements:
monograph / [Teslyuk G.V., Volyk B.A., Sokol S.P., Kobets O.M.,
Semenyuta A.M.]. – Dnipropetrovsk: Publishing house _____, 2016. –
144 p.

The monograph materials are based on the results of years of analytical and experimental research carried out by the Department of Agricultural Machinery of Dnipropetrovsk State Agrarian and Economic University in collaboration with State Enterprise «Gulyaypole Mechanical Plant» JSC «Motor-Sich».

The paper goes into the matter of synthesis of units that use disk working elements as part of their design, presents the classification and sets out the basics of the theory of disk working elements. It proposes unconventional methods and contains the main results of experimental studies.

We hope that the monograph will be useful to specialists working in the field of agricultural engineering, postgraduates, masters and students of engineering departments.

The authors belong to the pleiad of worthy followers of the scientific school «Land cultivation mechanics», the founders of which were professors of A.I. Zadontsev, A.T. Lysenko, and currently it is headed by Professors A.S. Kobets, V.I. Dyrda.

ISBN _____

UDK 631.31
LBC 40.72.
T 57

© Teslyuk G.V., Volyk B.A., Sokol S.P.,
Kobets O.M., Semenyuta A.M., 2016

ВСТУП

Сучасні тенденції щодо впровадження нетрадиційних для України систем землекористування (No-Till, Mini-Till, Strip-Till) вимагають гнучких підходів до обробітку ґрунту. Залежно від конкретних потреб технології, за якої вирощується культура, необхідно забезпечити глибокий (основний) та мінімальний (поверхневий) обробіток ґрунту:

- з обертанням та без обертання шару;
- з перемішуванням та без перемішування шарів;
- зі зміною та без зміни положення шарів;
- з подрібненням та без подрібнення рослинних решток;
- із заорюванням та без заорювання рослинних решток.

Агрегати на основі дискових робочих органів здатні забезпечити окреслені види обробітку ґрунту, але за умови повної адаптації до технологічного процесу. В єдиному агрегаті це зробити не можливо, тому склалася відповідна система машин:

- дискова борона;
- дисковий луцільник;
- турбодисковий культиватор;
- дискатор;
- дисковий плуг;
- комбіновані агрегати на основі дискових робочих органів.

Аналітичні дослідження, які представлені читачеві, містять елементи математичної моделі взаємодії диска з оброблюваним середовищем, а також принципи синтезу агрегатів на їх основі.

Наукова новизна викладеного матеріалу полягає в тому, що диск розглядається як поверхня, утворена переміщенням у просторі криволінійної твірної. Такий підхід дозволяє розробити загальну модель взаємодії з ґрунтом робочого органа практично довільної геометричної форми.

Працюючи над проблемою вдосконалення ґрунтообробних агрегатів, автори глибоко усвідомлюють, що робочі органи сільськогосподарських машин безпосередньо впливають на ґрунт, рослини, тварин. Тому дослідженнями передбачено, як не знизити родючість ґрунтів, врожайність культур, продуктивність тваринництва.

1. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ АГРЕГАТІВ, В ОСНОВУ ЯКИХ ПОКЛАДЕНІ ДИСКОВІ РОБОЧІ ОРГАНИ

1.1. ДИСКИ ТА ЇХ КОНСТРУКЦІЇ

Дискові робочі органи можна розглядати як знаряддя, що мають за аналогією з полицевим плугом кути кришення, зсуву і обертання. Але додатково вони повинні задовольняти ряду специфічних вимог, наприклад, якісно виконувати лушення стерні, розподіл соломи, створювати мульчу і т. ін. Диски використовують і у висівних агрегатах. Тому, з метою більш якісної адаптації під конкретні вимоги, використовують диски різного виконання. Розглянемо декілька найпоширеніших конструкцій.

Найбільш розповсюдженими серед дисків є сферичні зі суцільним лезом (рис. 1.1).

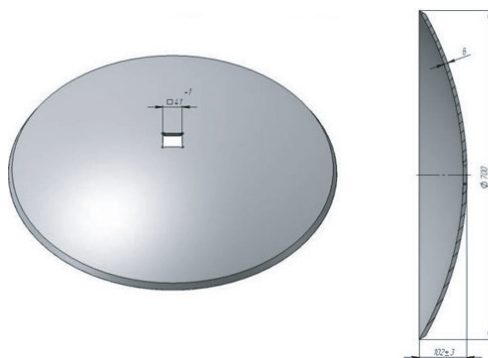


Рис. 1.1. Суцільний сферичний диск

Суцільний сферичний диск виконує операції підрізання, кришення, обертання і зсуву у відносно легких умовах. Використовується на легких боронах і луцільниках, на важких боронах як другий слід, у дискаторах і легких плугах.

Диски зі суцільним лезом діаметра (550–700 мм) застосовують при обробці ґрунту на глибину до 14 см та за наявності на поверхні крупностеблових пожнивних решток. Диски меншого діаметра виконують лушення ґрунту на глибину 4–6 см, з легкими пожнивними рештками на поверхні, наприклад, подрібненої соломи. Недоліком малих дисків є велика ймовірність пробуксо-

вування з втратою обертання. Як наслідок – забивання міждискового простору.

Вирізні диски «Ромашка» від дисків зі суцільним лезом відрізняються наявністю по периметру вирізів, що дозволяє підвищити тиск на поверхню. Історично перший варіант вирізного диска мав трапецієвидні вирізи (рис. 1.2).

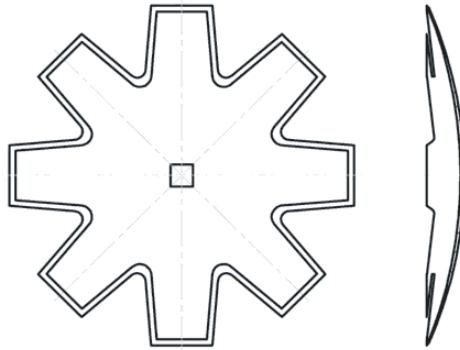


Рис. 1.2. Диск з вирізами трапецієвидної форми («Ромашка»)

Такий диск навіть за відносно малого діаметра міцно захоплює рослинні рештки і перерізає їх. Він легше заглиблюється у ґрунт і більш надійно входить у зчеплення з дном борозни, тобто уникаючи пробуксовування.

Пізніше з'явився варіант дисків з вирізами напівкруглої форми (рис. 1.3).

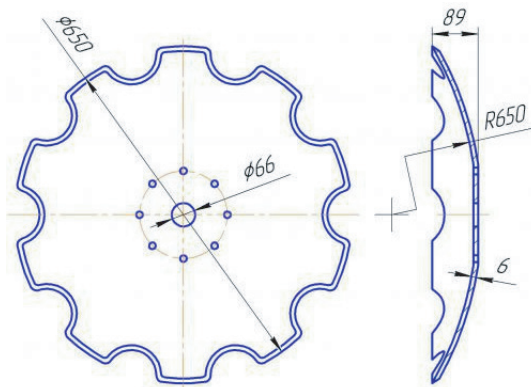


Рис. 1.3. Сферичний диск з вирізами напівкруглої форми

Використовують диски з вирізами великого і малого радіуса. Вирізи великого радіуса (50–60 мм) призначені одночасно для перерізання грубих рослинних решток і для отримання надійного зчеплення з дном борозни. Вирізи радіусом до 30 мм в основному забезпечують вірогідний контакт з дном борозни.

З метою досягнення більш надійного обертання диска і повного перерізання крупностеблових культур (кукурудзи, соняшнику) випускають диски з асиметричними вирізами (рис. 1.4).

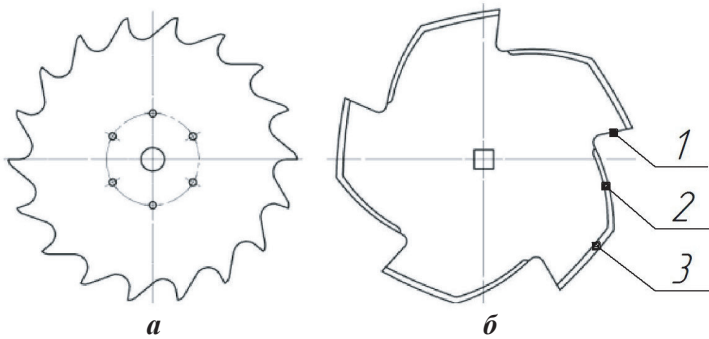


Рис. 1.4. Диски з асиметричними вирізами:
а – з малим кроком вирізів; *б* – з великим кроком

Особливість конструкції таких дисків полягає в тому, що лезо диска 1 виконане радіально по прямій лінії, а лезо 2, плавно переходячи у зовнішній діаметр 3, утворює лінію, що забезпечує різання з ковзанням. У такий спосіб перше лезо виконує захоплення рослинних решток, а друге лезо – їх перерізання.

Сферичний диск з внутрішніми і зовнішніми вирізами (рис. 1.5,в) використовується виключно на дискаторах, бо його позитивні якості проявляються тільки в тому випадку, коли диск має нахил до вертикалі. Технологічний процес відрізняється тим, що нижня частина підрізаного шару ґрунту спрямовується і просипається у вирізи, чим самим зменшується перемішування шарів. Наголосимо, більш дрібні грудки просипаються у вирізи, що позитивно відбивається на утриманні вологи ґрунтом.

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

Дослідженнями, виконаними ДП «Гуляйпільський механічний завод» ПАТ «Мотор-Січ», підтверджена ефективність використання сферичних дисків, але зазначено, що для великої глибини диск плоскої форми більш ефективний. Зовнішній вигляд досліджуваних вирізних дисків представлений на рис. 1.5.

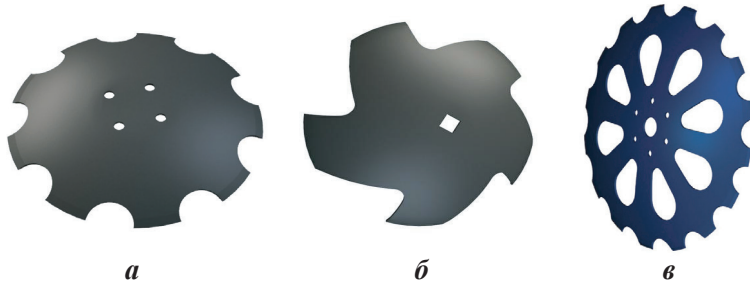


Рис. 1.5. Сферичні диски з вирізами:

а – зовнішніми напівкруглими; б – зовнішніми асиметричними; в – внутрішніми і зовнішніми вирізами

Останнім часом все більшої популярності набуває так званий вертикальний обробіток ґрунту. Сутність процесу полягає в тому, що вертикально встановлені хвилясті турбодиски (колтери) діють на оброблюваний шар вертикально. За рахунок хвилеподібної різальної кромки вони дрібнять поживні рештки, а розпушування ґрунту відбувається за рахунок утворення тріщин. Різновидів дисків досить багато, але конструктивно їх можна звести до двох (рис. 1.6): з радіальними хвилями і хвилями під кутом до осі обертання.

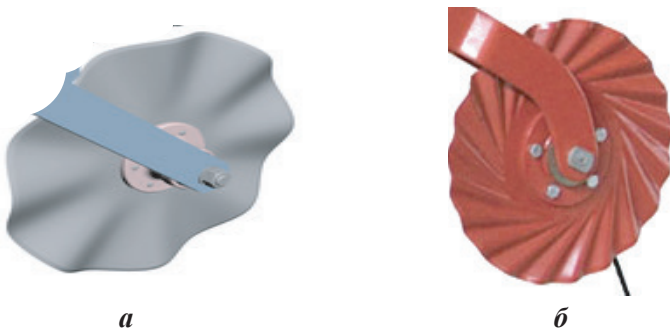


Рис. 1.6. Хвилясті турбодиски:

а – радіальні хвилі; б – хвилі під кутом до осі обертання

З метою інтенсифікації подрібнення рослинних решток та кришення ґрунту деякі виробники виготовляють для борін сферичні диски з рифлями на лезі (рис.1.7). Такий диск може успішно використовуватися і на турбодисковому культиваторі.

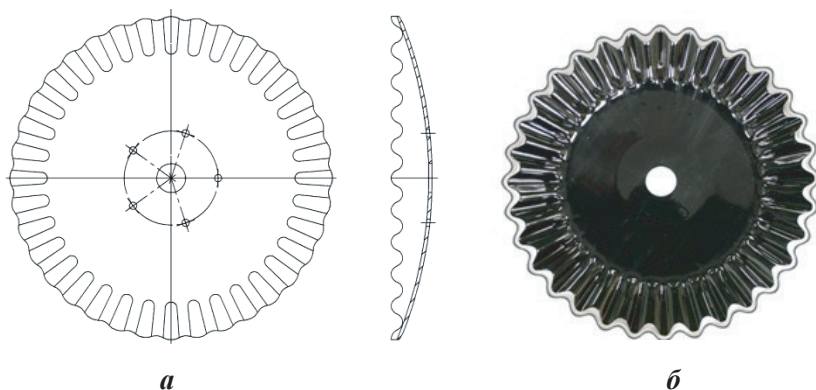


Рис. 1.7. Сферичний диск з рифлями на лезі:
а – конструктивна схема; б – загальний вигляд

Інтерес являє для виробництва і диск конічної форми (рис. 1.8). Такі диски легко заглиблюються у ґрунт, але незадовільно кришать його. Диски конічної форми в парі з робочими органами, адаптованими до інтенсивного кришення, показують високі результати.

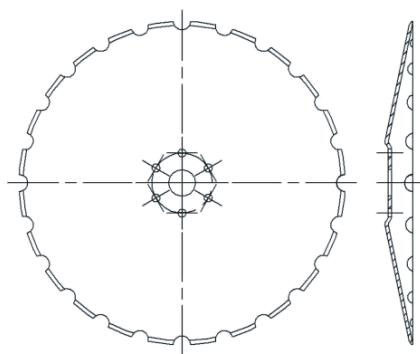


Рис. 1.8. Диск конічної форми

1.2. БОРОНИ І ЛУЩИЛЬНИКИ

Основним базовим елементом дискових борін і лущильників є батарея (рис. 1.9).

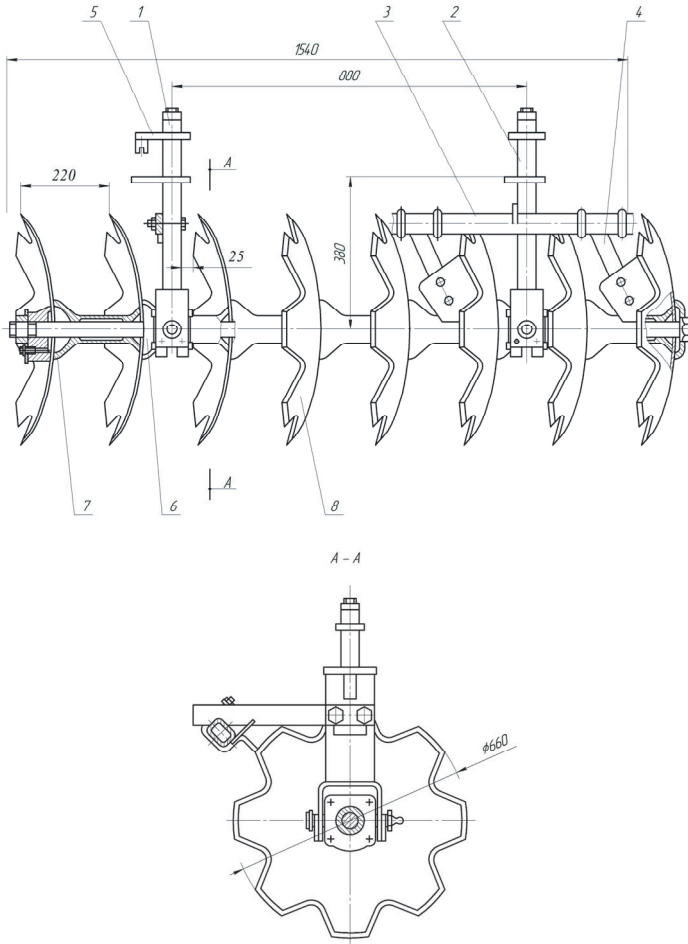


Рис. 1.9. Секція борони важкої:

1 – кронштейн батареї лівий; 2 – кронштейн батареї правий;
3 – кронштейн чистиків; 4 – чистик; 5 – опора;
6 – вузол підшипниковий; 7 – шпилька; 8 – диск

Батарея складається з квадратного вала, на якому через рівні проміжки встановлені диски 8, розділені між собою шпупьками 7. Батарея може мати від 4 до 11 дисків. Вал вільно обертається у підшипникових опорах лівого 1 і правого 2 кронштейнів, які прикріплюють до рами машини.

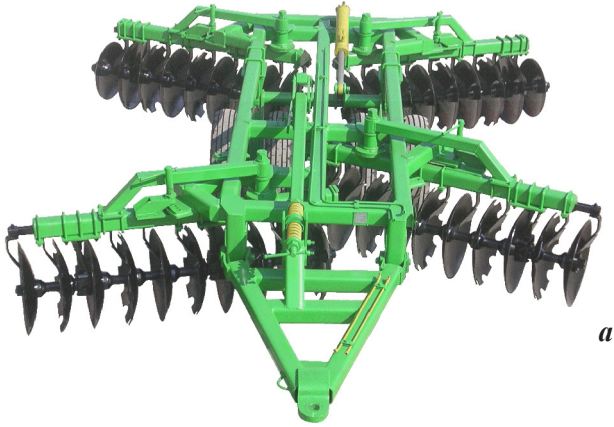
БОРОНИ призначені для поверхневого розпушування ґрунту, руйнування кірки, вирівнювання поверхні, знищення бур'янів. Борони використовують при обробітку ґрунту як одноопераційне знаряддя, так і як складову в комбінованих агрегатах.

Дискові борони за призначенням поділяють на польові (БД), садові (БДС) і важкі (БДБ, БДТ, БДВ).

Польові борони (рис. 1.10,а) призначені для кришення задернілих пластів і брил, весняного передпосівного обробітку ґрунту, освіження задернілих луків та лушення стерні. Батареї на рамі борони розміщують за двослідною схемою. У такий спосіб під час роботи борони поверхня поля обробляється двічі. Щоб виключити зсув борони в бік під дією реакції ґрунту, батареї розташовують симетрично, а диски на батареях так, щоб реакції ґрунту взаєморівноважувалися. Глибина обробітку польовими боровами – 6–10 см, діаметр дисків – 450–500 мм, відстань між дисками – 165–180 мм, кут постановки батареї до напрямку руху від 10 до 22°.

Садові борони (рис. 1.10,б) застосовують для розпушення ґрунту і підрізання бур'янів у міжряддях плодових дерев. Батареї садових борін розташовують несиметрично. Це дає можливість змістити лінію тяги борони в бік і віддалити тим самим трактор від дерев на необхідну відстань. Глибина обробітку такими боровами становить до 14 см.

Важкі (болотні) борони (рис. 1.10,в) застосовують для первинного обробітку осушених боліт на глибину до 25 см та розробки пластів піднятих чагарниково-болотним плугом. Борони цього типу, як правило, причепні двослідні симетричні. Іноді застосовують однослідні. Діаметр дисків важких борін – 560–660 мм, диски вирізні. Кількість вирізів від 5 до 12. Відстань між дисками 230–280 мм.



а



б



в

Рис. 1.10. Види борін:

а – польова дискова борона БД-4,2; *б* – борона садова БДВС-2,3;
в – борона дискова важка причепна БДВПА-4,2

ЛУЩИЛЬНИКИ. Лушення – прийом обробітку ґрунту, який забезпечує розпушування, часткове обертання і перемішування ґрунту, а також підрізання бур'янів. Проводять лушення після збирання культур суцільного способу сівби.

Основним завданням лушення є збереження і накопичення вологи в ґрунті, знищення бур'янів і шкідників. Для лушення використовують лемішні та дискові лущильники, але перевагу віддають дисковим, які лушення проводять на глибину від 6 до 14 см, залежно від стану поля.

Лущильники, як правило – причіпні, за винятком таких, що мають малу ширину захвату (до 2 м). Конструктивно лущильники можуть бути симетричними і несиметричними. Останній варіант використовують тільки на лемешевих.

Найбільш поширеною є серія ЛДГ-(5-10-15-20), де цифри означають ширину захвату при куті атаки 15° . Машина симетрична (рис. 1.11).

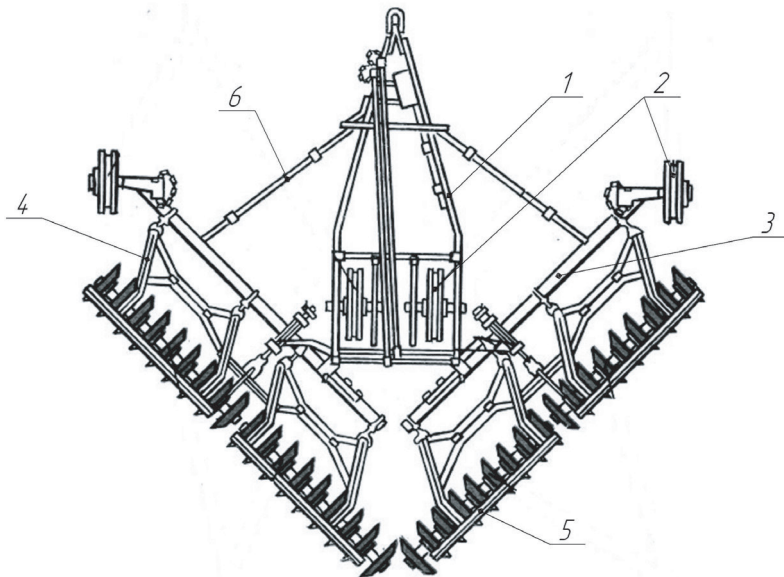


Рис. 1.11. Загальний вид лущільника ЛДГ- 5:
1 – візок; 2 – опорні колеса; 3 – брус основної рами;
4 – проміжна рама; 5 – дискова батарея;
6 – механізм регулювання кута атаки

Батарей з 8–10 дисків навішені на проміжні рамки 4, які шарнірно приєднані до брусів 3 основної рами. Діаметр дисків – 450 мм, відстань між дисками – 170 мм. Механізмом 6 регулювання кута атаки можна встановити кут у межах від 10 до 35°.

При роботі луцильника, виконаного за такою схемою, виникають три недоліки:

- на поверхні поля утворюються звальні гребені і роз'ємні борозни;
- вал дискової батареї достатньо довгий і, як наслідок, погано копіює місцевість;
- уся конструкція досить жорстка і відповідно працює в жорсткому режимі, що відбивається на надійності.

Останнім часом з'явилися луцильники нової конструкції. Конструктивне рішення полягає в тому, що на підпружинених індивідуальних стояках встановлені дводискові секції (рис. 1.12), які попарно закріплені на проміжних рамках (рис. 1.13). Відстань між суміжними дисками становить 250–300 мм, кут постановки до напрямку руху 15°. В окремих конструкціях (рис. 1.12,а) передбачена можливість нахилу дисків до вертикалі в межах 6°. Це робить профіль борозни несиметричним, але він залишається в межах агровиног. Для усунення цього недоліку іноді в секції встановлюють диски різного діаметра.

У процесі роботи підпружинені стояки плавно обходять перешкоди, що робить режим роботи менш жорстким. При цьому виникають низькочастотні коливання, які сприяють самоочищенню дисків.

Порівняно з лемешевими луцильниками дискові гірше обертають ґрунт і підрізають бур'яни, але краще розрізають їхні горизонтально розгалужені кореневища. Дискові луцильники якісно луцять стерню зернових культур на ділянках, засмічених багаторічними бур'янами. Ці луцильники є ефективними на обробітку парів, засмічених пирієм повзучим, а також на передпосівному обробітку цілих земель. За наявності коренепаросткових бур'янів краще застосовувати лемешевий луцильник.

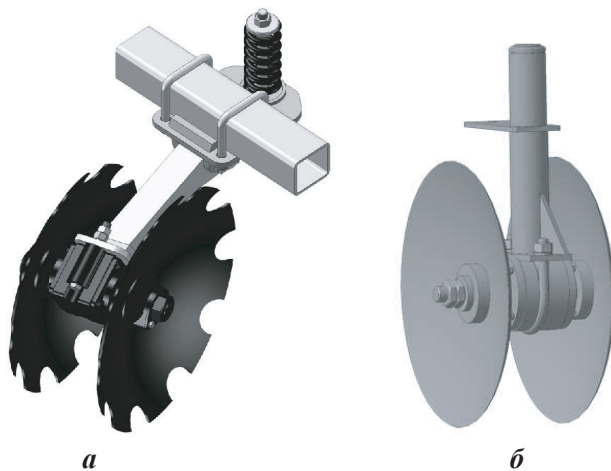


Рис. 1.12. Дводискова секція:
а – секція важкого луцильника; б – секція легкого луцильника



Рис. 1.13. Загальний вигляд луцильника на основі дводискових секцій:
1 – брус основної рами; 2 – проміжна рамка; 3 – секція

Індивідуальне кріплення дисків з точки зору копіювання поверхні є більш ефективним рішенням порівняно з дводисковим, і тим більш з батареїним. Такі борони і лушцильники використовують за високої культури землеробства, коли треба вирівняти мікронерівності поверхні.

У цьому контексті оригінальним є технічне рішення, реалізоване в бороні Amazone Catros 3000 (рис. 1.14)

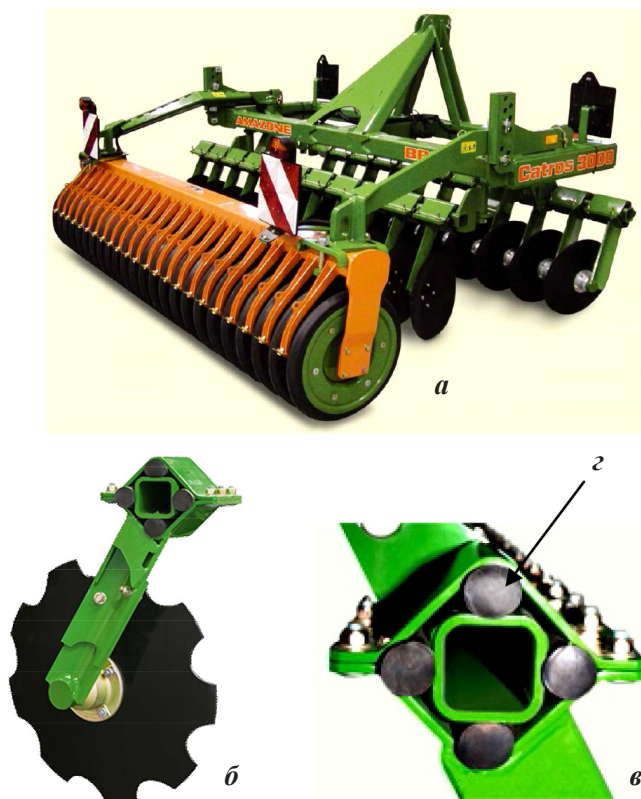


Рис. 1.14. Борона Amazone Catros 3000:
а – загальний вигляд борони; б – стояк;
в – механізм кріплення до рами; з – гумові амортизатори

Враховуючи те, що диски копіюють мікрорельєф поверхні, амплітуда переміщення буде малою і її можна компенсувати гумовими амортизаторами (рис. 1.14,з).

1.3. ТУРБОДИСКОВІ КУЛЬТИВАТОРИ

Турбодисковий культиватор виконує так званий вертикальний обробіток ґрунту і являє собою 2–4 ряди вертикально встановлених хвилястих турбодисків (колтерів), площа обертання яких співпадає з напрямком руху агрегату (рис. 1.15).



Рис. 1.15. Турбодисковий культиватор мінімальної комплектації

Турбодиски встановлені попарно на пружних стояках (рис. 1.16).



*Рис. 1.16.
Секція турбодискова на пружному стояку*

Залежно від виду турбодиска технологічний процес може дещо відрізнятись, але сам принцип найбільш характерно проявляється саме на диску з хвилястими рифлями під кутом до осі обертання. Сутність вертикального обробітку ґрунту відображена на рис. 1.17.

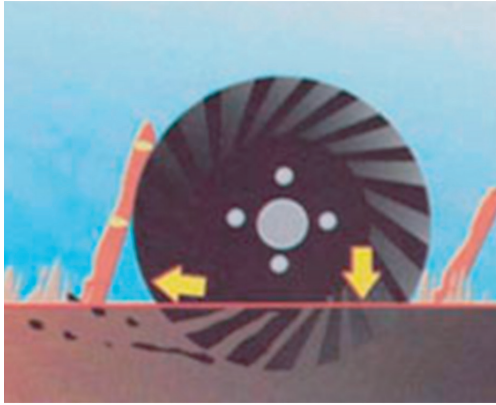


Рис. 1.17. Схема до пояснення принципу вертикального обробітку

На початковому етапі хвилясті рифлі занурюються у ґрунт перпендикулярно поверхні і зрізають пожнивні рештки. Далі в процесі обертання диск захоплює ґрунт і на виході вкладає його поверх стерні. Отже, дія робочого органа спрямована спочатку вертикально вниз, а потім знизу до денної поверхні, що і підтверджує назву вертикальний обробіток. Особливість його в тому, що турбодиск не відкидає ґрунт в бік і не утворює гребенів на поверхні.

Завдяки хвилястій формі дисків у процесі руху утворюється постійна вертикальна вібрація, яка впливає на шар ґрунту як відбійний молоток, тобто подрібнює довкола ґрунт і утворює в ньому мікросілини. Це надає можливості поверхневій волозі проникати в ґрунт.

Але основна перевага вертикального обробітку в тому, що подрібнені рослинні рештки залишаються на поверхні, але дещо присипані ґрунтом. І це є головною вимогою консервуючої технології No-Nill, бо ці рештки закривають вологу. Окрім того, їх розкладання відбувається за допомогою грибів, без участі кисню

і азоту поверхневого шару ґрунту, тобто активного кисню і азоту залишається більше для корисних рослин.

Зазвичай, на турбодискових культиваторах не встановлюють додаткового обладнання, бо це може вступити у протиріччя зі самою ідеєю вертикальної обробки ґрунту. Як виняток, встановлюють пружні борони (рис. 1.15) або шпорові котки у плаваючому режимі (рис. 1.18). В поодиноких випадках їх також комплектують спаркою шпорових дисків, які встановлюють замість колтерів (рис. 1.19).

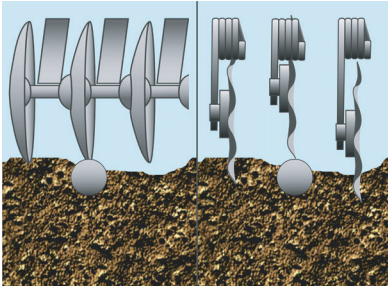


Рис. 1.18. Колтерний широкозахватний ґрунтообробний агрегат TURBODISK-18000

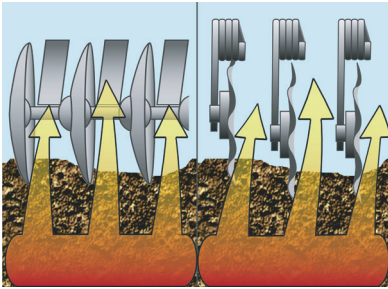


*Рис. 1.19.
Шпорові диски
на пружному стояку*

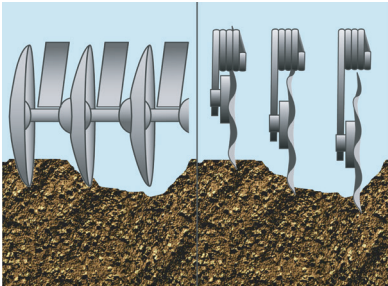
Порівняльна характеристика колтерного культиватора представлена на рис. 1.20 [15].



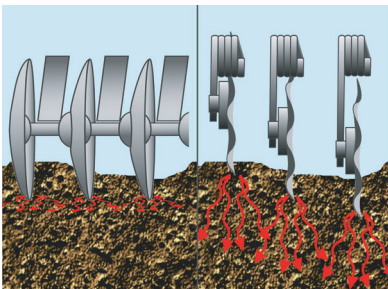
Конструкція стояка дозволяє диску індивідуально піднятися або ухилитись убік, щоб уникнути перешкоди



Конструкція забезпечує незабивання рослинними рештками міжстоякового простору



Конструкція забезпечує копіювання поверхні індивідуально кожним диском



Вертикальна вібрація діє на ґрунт як відбійний молоток і утворює розгалужену систему тріщин

Рис. 1.20. Технологічні переваги турбодискового культиватора відносно дискової борони [15]

1.4. ДИСКАТОРИ

Дискатор, борона і лушпильник призначені для поверхневого (до 15 см) обробітку ґрунту. Принципова відміна дискатора полягає в тому, що диски встановлені на індивідуальних стояках під кутом α до напрямку руху і кутом β до вертикалі. Кут α можна змінювати відповідно до конкретних вимог підготовки ґрунту, кут β є постійним, але раціонально підібраним під ґрунтові умови. Диски в машині встановлені рядами (рис. 1.21). Ряди зміщені один відносно одного, і напрямок обертання шару кожним наступним рядом протилежний до попереднього.



Рис. 1.21. Загальний вигляд чотирирядного дискатора

У конструкції використовують як суцільні, так і вирізні сферичні диски, які кріпляться до маточини з можливістю обертання довкола осі. Діаметр дисків у більшості відомих конструкцій 450–650 мм, при цьому радіус кривизни практично дорівнює діаметру диска.

Базовим вважається чотирирядний варіант, але мають поширення дворядний і трирядний варіанти (рис. 1.22). Дворядний варіант, як правило, начіпний, варіанти більшої рядності причіпні.



a



б



в

Рис. 1.22. Найбільш масові варіанти конструктивного виконання дискаторів:
a – дворядний причіпний; *б* – дворядний начіпний з вирізними дисками; *в* – трирядний причіпний

Для кріплення дисків використовують два види маточин: у першому варіанті обертається вісь, в другому – корпус. Конструкція, в якій обертається вісь, більш поширена. Це пояснюється більш надійним кріпленням корпуса до стояка, хоча б тому, що має більшу площу контакту. Але таке рішення має і недолік: маточина знаходиться в робочій зоні диска. Особливість конструкції маточини дискатора, в якій обертається вісь, можна побачити на рис. 1.23.

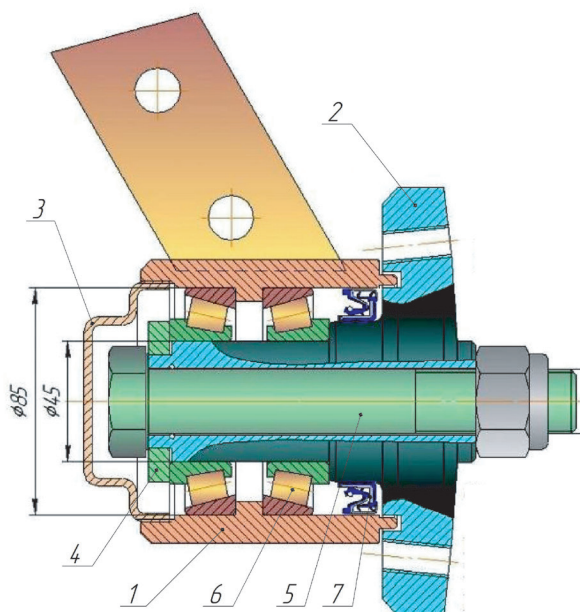


Рис. 1.23. Маточина дискатора, в якій обертається вісь:
 1 – корпус; 2 – вал; 3 – кришка; 4 – втулка; 5 – болт стяжний;
 5 – гайка; 6 – підшипник; 7 – лабіринтне ущільнення SIMRIT

Використання порожнистого вала 2 зі стяжним болтом 5 дозволило винести гайку 5 за межі маточини, що полегшує регулювання зазорів у підшипниках, а використання гайки відповідно до ISO 7040 спрощує фіксацію конструкції, бо гайка самостопорна.

Варіант, у якому обертається корпус, представлений на рис. 1.24. Як видно з наведеної схеми, кріплення стояка до осі має малу

площу контакту і є менш надійним. Використання шарикового дворядного підшипника в такій конструкції постає вимушеним, бо забезпечити регулювання зазора в роликівих підшипниках у даному випадку надто складно. Тому використовувати конструкцію з малою площею контакту можливо тільки в умовах малого навантаження.

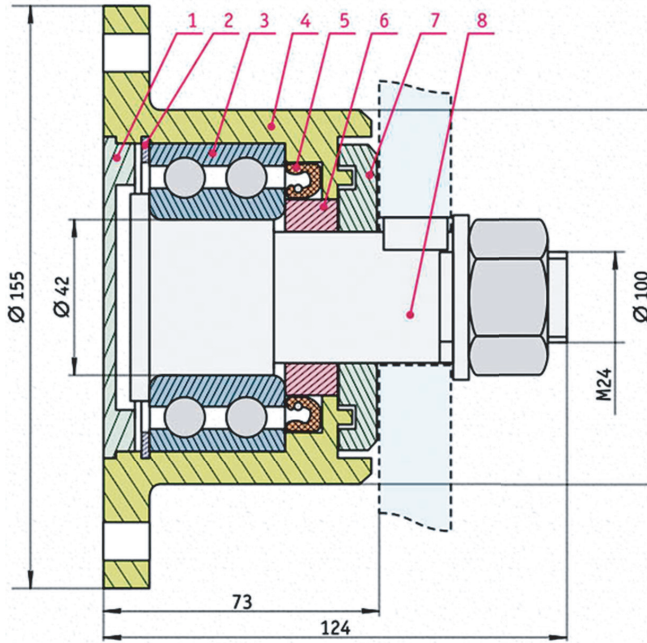


Рис. 1.24. Маточина дискатора, в якій обертається корпус:

- 1 – кришка; 2 – кільце стопорне;
 3 – підшипник шариковий дворядний; 4 – корпус;
 5 – ущільнення; 6 – втулка; 7 – кришка; 8 – вісь

Позитивним в такій конструкції є відносна простота і висока ремонтпридатність.

У сучасних конструкціях як першого, так і другого виду дискаторів використовують лабіринтне ущільнення SIMRIT (рис. 1.25), яке створене спеціально для роботи за високих концентрацій пилю. Це практично виключає необхідність технічного обслуговування в межах сезону експлуатації.

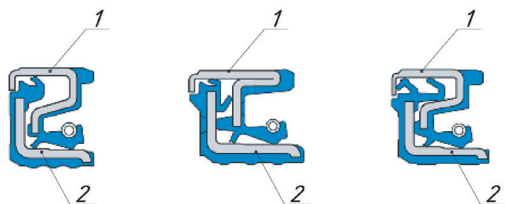


Рис. 1.25. Варіанти виконання лабіринтного ущільнення SIMRIT: 1 – кільце; 2 – вбудована втулка ковзання

Експлуатуються стояки дисків двох видів: жорсткі і пружні. Жорсткі (рис. 1.26,б) застосовують на легких дискаторах (діаметр диска $D = 450\text{--}510$ мм, навантаження $q = 500\text{--}800$ кг/м ширини захвату). Недолік таких стояків – підвищене навантаження на маточину, що відбивається на надійності конструкції. І хоча такі стояки значно дешевші, ніж інші, але в чистому виді застосовуються рідко.

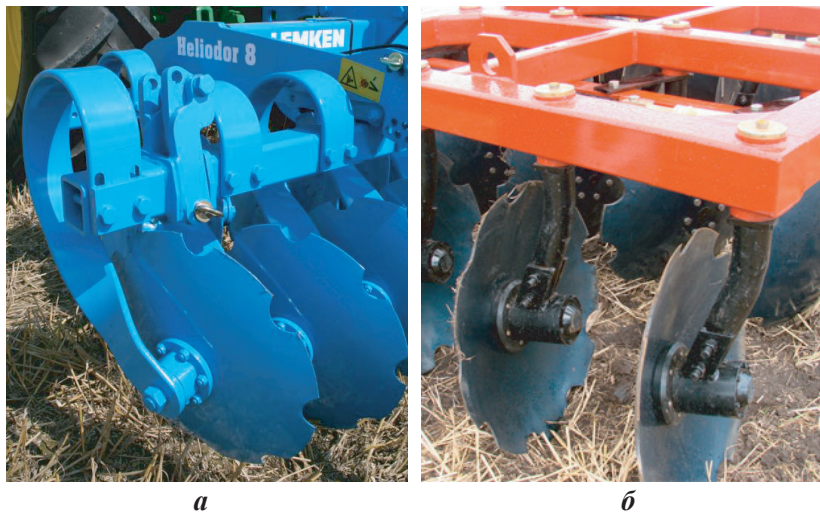


Рис. 1.26. Варіанти виконання стояків корпусів: а – пружний стояк; б – жорсткий стояк

Як компроміс, на окремих дискаторах для кріплення використовують гумові або пластикові втулки, наприклад: CATROS

(AMAZONE), OPTIMER (KUHN), CARRIER (VADERSTAD), DISCOMIX (GREGORIE BESSON).

На важких ($D = 570\text{--}620$ мм; $q = 800\text{--}1200$ кг/м) та надважких дискаторах ($D = 610\text{--}810$ мм; $q > 1300$ кг/м) жорсткі стояки не використовують.

Пружні стояки (рис. 1.26,а) у значній мірі компенсують ударне навантаження і цим поліпшують режим роботи підшипникового вузла. Досвід експлуатації показує, що надійність корпусів з такими стояками значно більша: строк служби збільшується до 70 %.

Ще однією перевагою пружних стояків є те, що стояк перегинається у центральній частині, тобто коливання відбуваються у всіх трьох площинах. Це запобігає налипанню ґрунту.

Існує також компромісний варіант дискатора, у якому використовується жорсткий, але підпружинений стояк (рис. 1.27). Характерна особливість – повна відсутність поперечних коливань. При застосуванні конструкції на ґрунтах підвищеної в'язкості це має сенс, бо зминання такого ґрунту боковою поверхнею диска – процес енергоємний і шкідливий.

Конструкція знайшла обмежене застосування.

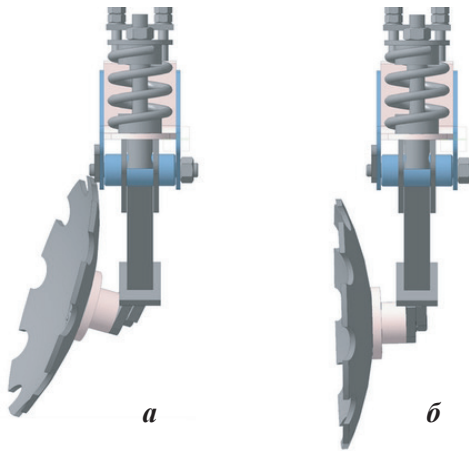


Рис. 1.27. Жорсткий підпружинений стояк з використанням:
а – у дискаторі; *б* – в бороні

Конструкція знайшла обмежене застосування.

Класичний дискатор має чотири ряди дисків, але також широко розповсюджені дворядний і трирядний варіанти. Розглянемо особливості розташування робочих органів на рамі машини.

Чотирирядний варіант дискатора (рис. 1.28).

В основному розповсюджені дві схеми. Перша схема являє собою послідовне розташування дисків. Другий і кожний наступний ряди зміщені відносно попередніх послідовно, тобто, якщо, наприклад, по ходу крайній правий диск першого ряду обробляє першу смугу, то крайній правий диск другого ряду обробляє другу смугу і так далі (рис. 1.28,а). Напрямок обертання шару кожного наступного ряду протилежний попередньому.

Така схема має суттєвий недолік – машину уводить вліво і при цьому утворюються огріхи між проходами. Недолік можна виправити, якщо нахилити раму вперед у такий спосіб, щоб диски переднього ряду йшли на 2–3 см глибше за останні, або відкорегувати кути постановки дисків до напрямку руху. Якщо дискатор уводить вліво – збільшити кут постановки першого і третього рядів, якщо вправо – другого і четвертого. Але з огляду на виконання агротехнічних вимог, обидва варіанти не завжди можна застосовувати.

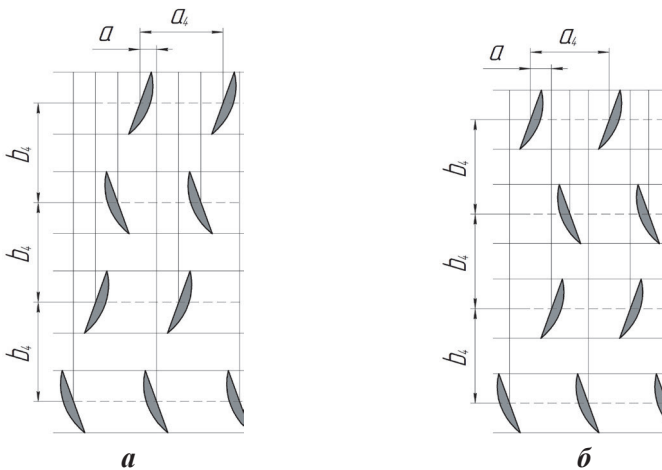


Рис. 1.28. Варіанти розташування дисків чотирирядних дискаторів: а – послідовне розташування; б – розташування у шаховому порядку

Із позиції стабільності ходу ефективніше працюють дискатори, де застосована шахова схема розташування дисків (рис. 1.28,б). За такої схеми диски другого ряду зміщені відносно дисків першого ряду через одну смугу. Цю смугу обробляють диски третього ряду, а диски четвертої смуги, що залишилися після проходу – попередніх рядів. Напрямок обертання шару кожного наступного ряду протилежний попередньому. Більш висока стабільність ходу обумовлена тим, що задній ряд дисків у разі відхилення машини вліво частково потрапляє в оброблену смугу і реакція його дії на розвертання дискатора зменшується.

Відзначимо, що чотирирядні дискатори у зв'язку з підвищеною довжиною рами надзвичайно чутливі до додаткових навантажень, наприклад, до приєднання шлейф-котків. Таке додаткове обладнання підвищує тиск на задню поперечну балку і диски четвертого ряду, що на ній закріплені, збільшують глибину ходу. Така ситуація призводить до дисбалансу діючих сил і дискатора уводить вбік. Але ця проблема може стати вирішеною шляхом примусового заглиблення переднього ряду дисків на більшу глибину, або застосуванням спеціальних підпружинених котків.

До недоліків чотирирядних дискаторів слід віднести і те, що останній ряд дисків для отримання вирівняного агрофону вимушений переміщати ґрунт від трьох рядків, що потребує робочої швидкості 12–15 км/год. Така швидкість не бажана, оскільки механічна дія на ґрунт занадто інтенсивна.

Суттєвим недоліком є також те, що довжина машини повинна бути такою, щоб забезпечити її перевезення транспортними засобами. Конструктивно це можна виконати, якщо відстань між рядами дисків b буде не більше 70 см, що і прийняте у більшості конструкцій. Але така відстань критична з точки зору забування простору ґрунтом між рядами дисків, особливо між другим і третім.

Дворядний варіант (рис. 1.29).

Найбільш дешевий, але і проблематичний. Як свідчать результати розрахунків, ширина захвату диска для всіх варіантів рядності знаходиться в межах $a_1 = 10–12$ см. Це значення обмежується висотою непорушених гребенів на дні борозни і кутами постановки дисків. Практика показує, що відстань між дисками в ряду за умови незабивання міждискового простору

грунтом повинна бути $a > 20\text{--}25$ см. У чотирирядному варіанті $a = 40$ см і умова незабивання виконується. У дворядному варіанті (рис. 1.29) це значення знаходиться на межі припустимого $a = 20$ см і фактично ширина захвату дисків не перекривається на величину до 5 см. Це є огріх, який потрібно усувати за повторного проходу агрегату, що на практиці і робиться.

Позитивним в конструкції є малий тяговий опір, легка маневреність і порівняно низька вартість конструкції.

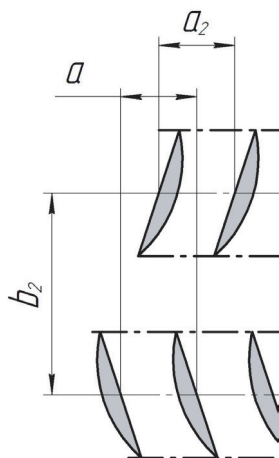


Рис. 1.29.
Дворядний варіант дискатора

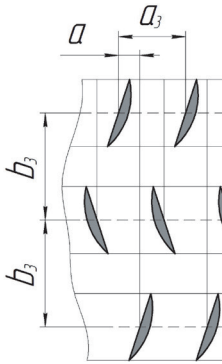
Трирядний варіант дискатора (рис.1.30).

Проміжним варіантом між розглянутими і такими, що в значній мірі усуває їх окремі недоліки, є трирядний дискатор.

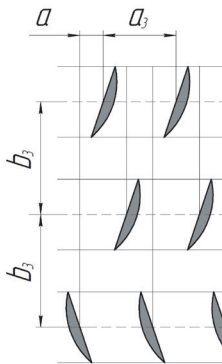
Порівняно з дворядним варіантом наявність третього ряду за робочої ширини захвату диска 10 см дозволяє збільшити відстань між дисками в ряду до 30 см. Це перевищує припустиме значення за умови незабивання ґрунтом міждискового простору і дозволяє дискам працювати з перекриттям.

Підкреслимо, що у чотирирядного варіанта дискатора для отримання вирівняного агрофону останнім рядом ґрунт необхідно перемістити на відстань до 40 см (відстань між дисками в ряду), що вимагає робочої швидкості 12–15 км/год. У трирядному – на 30 см, що потребує робочої швидкості 10–12 км/год. Зі зниженням швидкості зменшується й інтенсивність дії на ґрунт, що позитивно відбивається на його стані. Того ж часу, зниження

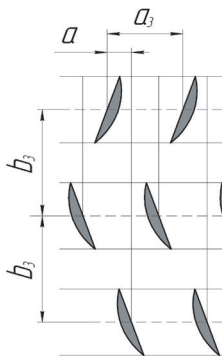
продуктивності можна легко компенсувати збільшенням ширини захвату, бо тяговий опір суттєво менший.



Диски кожного ряду зорієнтовані протилежно попередньому



Диски перших двох рядів зорієнтовані в один бік, диски третього ряду – протилежно



Диски другого і третього рядів зорієнтовані в один бік і протилежно першому ряду

Рис. 1.30. Варіанти розташування і орієнтації дисків у трирядному дискаторі

У ряді конструкцій, з метою стабілізації ходу, один з рядів, як правило, перший, розділений на дві рівні частини, диски в яких спрямовані в протилежні боки. Таке рішення підвищує курсову сталість ходу.

Загальним недоліком усіх дискаторів є те, що крайній диск останнього ряду залишає за собою відкриту глибоку борозну. Тому в деяких конструкціях крайній стояк останнього ряду коротший на 40 мм. У результаті диск знаходиться вище і утворює менш глибоку борозну.

Дискатори, як прийнято, комплектуються опорними котками. В їх задачу входить вирівнювання поверхні, кришення великих грудок, підтримання сталості глибини ходу. Найпростіші з них реберчасті (рис. 1.31,*a*) і спіралевидні (рис. 1.32).



a

б

Рис. 1.31. Реберчасті котки дискаторів:

a – з прямолінійними ребрами; *б* – з спіралевидними ребрами

Реберчасті котки більш інтенсивно дрібнять грудку, але гірше вирівнюють поверхню. Спіралевидні завдяки спіральним виткам краще вирівнюють поверхню, але складніші у виготовленні.

Крок спіралі залежить від рядності дискатора: чим більше рядність, тим менше крок.



Рис. 1.32. Спіралевидні котки:

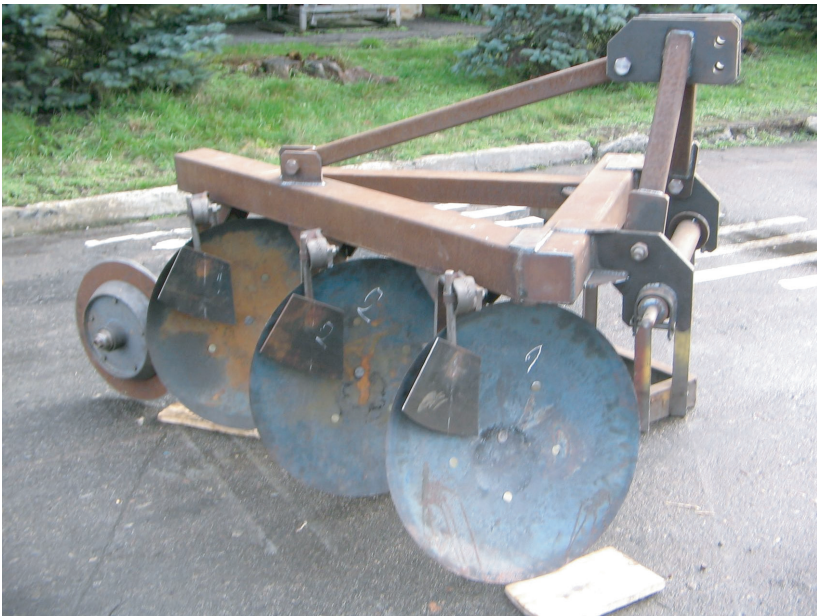
а – з малим кроком спіралі; б – з великим кроком спіралі

Таким чином, відзначимо, що дискатори серед дискових агрегатів для поверхневого обробітку ґрунту конструктивно найбільш складні і мають велику кількість модифікацій. Але, на наш погляд, трирядний варіант є найбільш оптимальним як з технічної, так і економічної точки зору.

1.5. ДИСКОВІ ПЛУГИ

Для основного обробітку ґрунту призначений дисковий плуг. Його переваги особливо проявляються під час обробітку важких засмічених дикою рослинністю плантацій, оскільки він легко перерізає кореневу систему. Суттєва перевага полягає ще й в тому, що він роботоздатен працювати на плантаціях з підвищеною вологістю. Саме така особливість дозволяє використовувати дискові плуги на літуванні ставків і для роботи на рисових чеках.

З дискатором плуг поєднує те, що в ньому диски розміщені на індивідуальних стояках. Основна відміна машин полягає в розташуванні стояків: у дискатора рядне, у плуга – за класичною схемою полицевого плуга (рис. 1.33).



*Рис. 1.33. Дисковий плуг виробництва
ДП «Гуляйпільський механічний завод» ПАТ «Мотор-Січ»*

Рядне розташування дисків, як це виконано в дискаторі, має певні переваги: машина врівноважена в плані діючих

сил, відсутні свально-розвальні борозни, мала кінематична довжина.

Проте наведені переваги технічно добре реалізуються на глибинах 15–18 см. Збільшення глибини до рівня основного обробітку ґрунту автоматично вимагає збільшення діаметра диска до рівня, який забезпечує, як мінімум, його обертання. Для важких причіпних плугів це 610–810 мм, для легких – 580–710 мм. Дальність сходу шару ґрунту з поверхні такого диска збільшується, і все це разом потребує збільшення відстані між дисками, бо в протилежному випадку підвищується ймовірність заклинювання скиби в міждисковому просторі і збільшуються енерговитрати на процес. Диски другого ряду не можуть забезпечити необхідного перекриття за шириною захвату, що змушує збільшувати рядність.

Розташування дисків за класичною схемою полицевого плуга для обробітку ґрунту на глибину 25–32 см більш перспективне. Усі диски знаходяться поза межами дії один одного, що виключає забивання ґрунтом, створює можливість регулювання величини перекриття та кута атаки у широких межах.

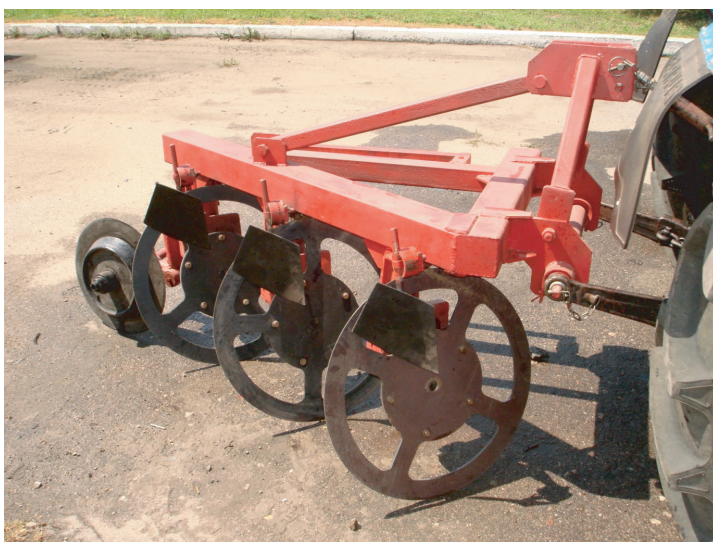
У більшості конструкцій передбачене крокове регулювання кута постановки дисків за напрямком руху, зазвичай 31–40–48°. У деяких плугів запроєктоване також регулювання кута постановки диска до вертикалі – 8–17–26°, чого немає в дискаторі. Це надає додаткових можливостей для адаптації агрегату під конкретні ґрунтові умови. Найбільш раціонально виконаний механізм регулювання кутів постановки диска, представлений на рис. 1.34.

Для компенсації поперечної складової сили тяги встановлені з нахилом до дна борозни: у причіпного плуга передні і задні борозні колеса, у начіпного – заднє опорне колесо. Колеса мають реборди, які виконують роль активної польової дошки.

Існує також варіант використання дисків з внутрішніми вирізами. Таке рішення сприяє просипанню в отвори дрібних грудок і зменшенню тягового опору, особливо його поперечної складової. Виконання диска плоским, як це представлено на загальному вигляді плуга (рис. 1.35), зменшує обертання і зсув шару ґрунту.



*Рис. 1.34. Механізм регулювання кутів постановки диска:
1 – диск; 2 – за напрямком руху; 3 – до вертикалі*



*Рис. 1.35. Варіант комплектації плуга дисками
з внутрішніми вирізами*

Використання як робочого органа диска надає ще одну перевагу – плуг можна виконати поворотним, ніби, наприклад, поворотний плуг серії ПОДН виробництва ВАТ «Майкопський редукторний завод» (рис. 1.36).



Рис. 1.36. Поворотний плуг виробництва ВАТ «Майкопський редукторний завод»

Існує також окрема група дискових плугів так звані протипожежні. Використовуються для локалізації лісових пожеж і проведення профілактичних робіт шляхом прокладання протипожежних мінералізованих смуг шириною не менше 1,2 м, глибиною до 12 см. Плуг дводисковий. Особливість розстановки дисків на рамі полягає в тому, що диски встановлені з кутами атаки у протилежні боки відносно напрямку руху (рис. 1.37). Така компоновка дозволяє отримати розвальну борозну. Позитивним є те, що поперечні складові тягового опору дисків взаємно компенсуються.

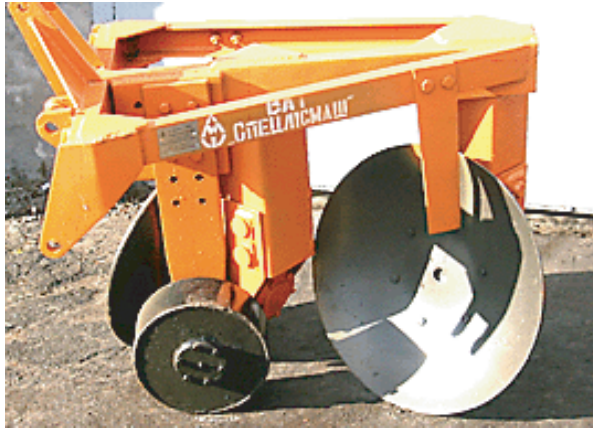


Рис. 1.37. Плуг дисковий протипожежний ПДП-1,2

Історична довідка. Першим ґрунтообробним агрегатом на основі дискових робочих органів був саме дисковий плуг. На рис.1.38 представлений кінний варіант випуску середини XIX ст. Як видно на рисунку, основні конструктивні ідеї були закладені ще в той час. У подальшому схема плуга тільки удосконалювала-ся конструктивно.

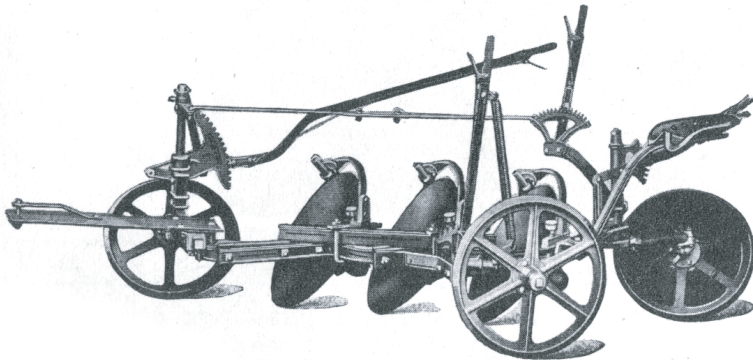


Рис. 1.38. Кінний плуг МКЖМ – один із перших варіантів дискових ґрунтообробних агрегатів

1.6. ДИСКОВІ ПІДГОРТАЧІ

Відомі незаперечні позитивні моменти підгортання картоплі, найважливішим з яких є збільшення врожаю. За рахунок чого це досягається? Коли молоді пагони знаходяться під шаром ґрунту, рослина стимулюється на утворення додаткових паростків, отже, вегетативна маса збільшується, утворюється більш потужний кущ з великою кількістю листкової маси. Вона починає активно працювати на утворення та формування врожаю в ґрунті.

Другий позитивний момент – це захист від раптових заморозків.

Третя причина, яка змушує виконувати підгортання – це захист від колорадського жука. Підгортаючи рослини картоплі, ми тим самим ховаємо від нього саме незахищене – молоденькі пагони.

Четверта причина – підгортаючи рослини, ми зменшуємо планову кількість прополок, адже бур'янам буде складніше пробитися з-під шару ґрунту.

Як показав виконаний нами огляд конструкцій підгортачів, більшість з них є дисковими. Пояснюється це тим, що дискові робочі органи мають значно менший тяговий опір і, незважаючи на більш складну конструкцію (наявність підшипникової опори), є більш привабливими.

Диски, що використовуються, в абсолютній більшості сферичні. Це обґрунтовано, оскільки робочий орган повинен забезпечити зсув ґрунту, а у сферичного диска кут зсуву з висотою над дном борозни збільшується, за рахунок чого забезпечується якісне підгортання.

Технологічний процес, що виконує дисковий підгортач, може бути двох видів: підгортання у внутрішню міждисківу зону і в зовнішню, за межі міждисківого простору. Існують машини, які одночасно виконують ці операції (рис. 1.39).

Внутрішня група дисків виконує внутрішнє підгортання, а зовнішня – зовнішнє. Така компоновка дозволяє значно зменшити габаритні розміри агрегату і робить його менш металоемним, що в умовах використання з мотоблоком або мінітрактором є суттєвою перевагою.

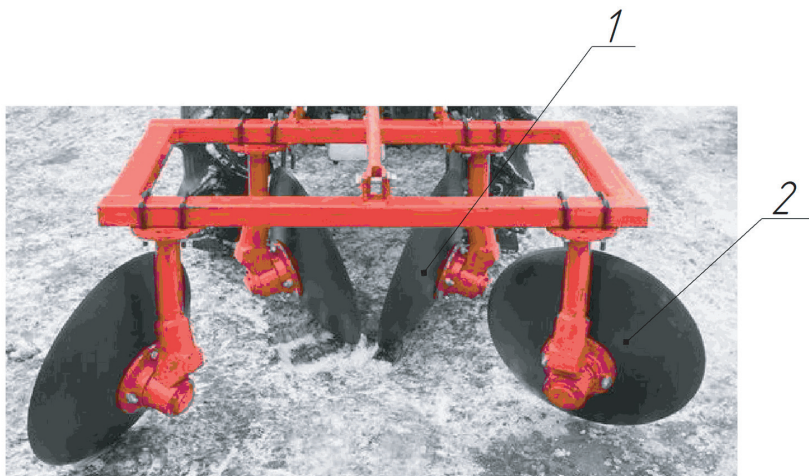


Рис. 1.39. Комбінований підгортач з дисками підгортання:
1 – внутрішнього; 2 – зовнішнього

В умовах присадибних ділянок процедура підгортання особливо необхідна при вирощуванні картоплі, бобових, буряку, моркви. Підгортачем можна нарізати також борозни для наступного садіння овочів, полоти і розпушувати ґрунт у міжряддях. За правило, в таких умовах використовують ручні підгортачі, які можна використовувати у вузькому просторі, тобто в теплицях, парниках (рис. 1.40). Переваги ручного підгортача: можливість використання в умовах, де немає можливості використати мотоблок, компактність, мобільність і маневреність, простота у використанні і обслуговуванні, низька вартість. З метою зменшення навантаження на людину, конструкцію виготовляють з легкосплавних матеріалів, а на робочі органи наносять шар матеріалу, що має занижений коефіцієнт тертя.

З таким підгортачем зазвичай працюють два робітники: один докладає тягове зусилля, другий – спрямовує робочий орган і контролює глибину його ходу.



*Рис. 1.40.
Ручний дисковий
підгортач*

Усі переваги дискового підгортача обумовлені обертанням диска довкола осі кріплення. Різання ґрунту відбувається в режимі ковзання, що є оптимальним з огляду на різання. Можливість зміни кутів постановки дисків до напрямку руху і вертикалі дозволяє в широких межах регулювати зсув і обертання шару ґрунту, що розширяє технологічні можливості агрегату.

Утворований профіль борозни еліпсоподібний і без ущільнення дна борозни. Інтенсивність кришення ґрунту можна теж регулювати зміною кутів постановки і кривизни дисків. Диски, що знаходяться в парі, можна встановлювати під різними кутами і тим самим робити несиметричним профіль підгортання. Це є позитивним при роботі на схилах.

Робочі органи багаторядних підгортачів практично ідентичні тим, що нами розглянуті. Різниця полягає в тому, що машини мають рамну конструкцію, що вимагає встановлення робочих органів на гряділях.

Якість підгортання в значній мірі залежить від пробуксовування диска. Цей показник не критичний для борін, лушпильників, дискаторів і плугів, тому ґрунтозачіпи на них не використовують.

На підгортачах, особливо широкозахватних, ґрунтозачіпи, як правило, встановлюють (рис. 1.41).



Рис. 1.41. Підгортач з ґрунтозачіпами

Що стосується термінів і кількості підгортань, то оптимальний варіант, який використовують більшість городників, це три рази. Найперше підгортання проводять у період, коли тільки з'явилися сходи, мають 5–6 листочків, які цілком можна присипати, але шар ґрунту має бути не більше десяти сантиметрів.

Наступне підгортання проводять приблизно через тиждень після першого. Зазвичай до цього часу паростки картоплі вже піднялися над ґрунтом знову. Друге підгортання також проводять на висоту десять сантиметрів, повністю присипаючи рослини.

У третій раз – рослини витягнулися на висоту близько тридцяти сантиметрів. Цього разу не засипають паростки повністю, а лише присипають ґрунт до основи куща. Ґрунт обов'язково повинен бути пухким, без великих грудок.

1.7. КОМБІНОВАНІ АГРЕГАТИ

Розробка комбінованих агрегатів базується на всебічному дослідженні технології обробітку ґрунту з обґрунтуванням можливості і необхідності суміщення двох та більшої кількості технологічних операцій. Сутність полягає в об'єднанні різних робочих органів в одному агрегаті, але технологічний процес, що виконує такий агрегат, повинен не просто копіювати елементарні операції робочих органів, а являти собою якісно новий процес.

Найбільше розповсюдження отримали агрегати, в яких використані стандартні робочі органи культиваторів, плоскорізів, дискових борін і дискаторів. Часто для розширення функціональних можливостей до комплексу окремо включають робочі органи чизельного типу, глибокорозпушувачі і т. ін.

Комбінований ґрунтообробний агрегат класичної схеми за один прохід повинен виконувати основний обробіток ґрунту, передпосівну підготовку ґрунту, вирівнювання і кришення поверхневого шару, боронування, прикатування. Його узагальнена схема може бути представлена у такий спосіб – рис. 1.42.

Спочатку з ґрунтом взаємодіють два ряди дисків 1. Диски добре розробляють стерню, подрібнюють рослинні рештки і заорюють їх. Далі штригель-вирівнювач 6 вирівнює поверхню для якісної роботи стрільчастих лап 2, які забезпечують якісне розпушення поверхневого шару. Каток 4 кришить комки ґрунту на поверхні і одночасно виконує функцію опорного колеса. Борона 5 проводить остаточне розпушення і підготовляє поверхневий шар ґрунту під посів. Кінематична довжина такого агрегату не дозволяє зробити його начіпним, тому використовують тільки причіпний варіант. Відштовхуючись від наведеної схеми, можна скомплектувати агрегати різної конфігурації.

Відомі найпростіші комбіновані агрегати з пасивними робочими органами, які складаються з одного ряду дискових батарей і плоскорізів, за якими вже йдуть подрібнювачі у вигляді катків різної конструкції. Такий агрегат відносно простий і дешевий, але для роботи вимагає легкого ґрунту і мінімуму рослинних решток на поверхні.

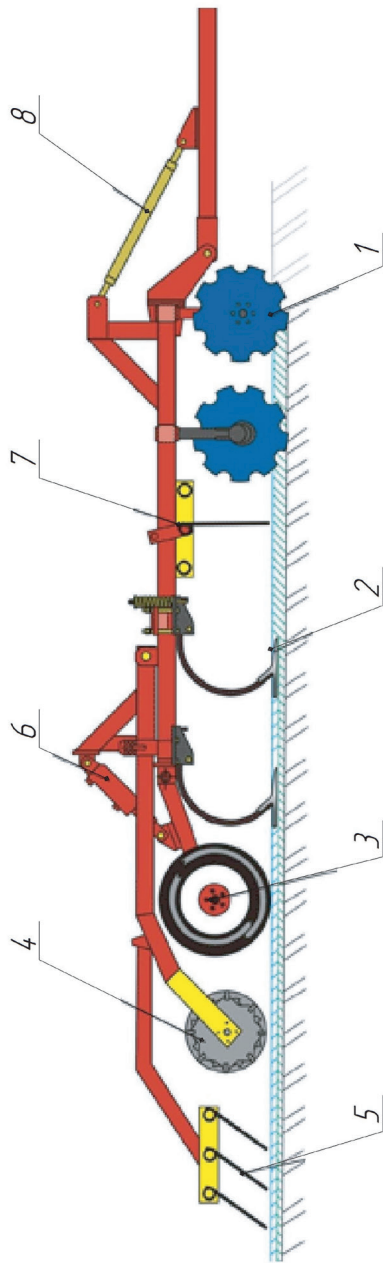


Рис. 1.42. Комбінований агрегат:

1 – диск; 2 – культиваторна лапа; 3 – транспортне колесо; 4 – каток; 5 – борона;
6 – штригель-вирівнювач; 7 – гідроциліндр; 8 – гвинт

Варіантів конкретного конструктивного виконання може бути дуже багато. Залежно від конкретних потреб можна змінювати типи робочих органів і послідовність їх встановлення (рис. 1.43).



Рис. 1.43. Загальний вигляд комбінованого агрегату АКШ-3

У цьому агрегаті стрільчасті лапи замінено на пружні доло-топодібні, які встановлені між рядами дисків. Вони розпушують утворені першим рядом дисків гребені на дні борозни перед проходом другого ряду дисків.

Як відомо, в умовах твердого ґрунту диски погано заглиблюються. Тому існує ймовірність нестабільності їх ходу, що призводить до огріхів. Для усунення цього недоліку плоскорі-зальні стрільчасті лапи встановлюють перед дисковими бата-реями, а іноді ще додають долотоподібні глибокорозпушувачі (рис. 1.44). Такий агрегат, виконаний за спрощеною схемою, при-значений для основного обробітку ґрунту і підготувати ґрунт до сівби не зможе.



Рис. 1.44. Комбінований ґрунтообробний агрегат ПН-2,5

Існує окрема група агрегатів, які можна віднести до комбінованих. Такі агрегати утворені дисками різного виду (рис. 1.45).



Рис. 1.45. Комбінований агрегат ДАКТ-2,3П

Представлений агрегат включає коток, два ряди колтерів і два ряди сферичних вирізних дисків, встановлених під кутами до напрямку руху і вертикалі. Переваги такої комплектації проявляються на полях з великою кількістю рослинних решток. Коток приплющує рослинність, колтери ріжуть, а диски заорюють на невелику глибину.

У наведених агрегатах дискові робочі органи виконують основну функцію – один з етапів обробітку ґрунту. Але часто диски використовують як допоміжний робочий орган, який полегшує режим роботи основного робочого органа. Найчастіше таким робочим органом є долотоподібний глибокорозпушувач.

Робота долотоподібного робочого органа, як жодного іншого, супроводжується інтенсивним тріщиноутворенням, на яке витрачається до 30 % усіх енерговитрат [15]. Але це не є основним його призначенням. Задача глибокорозпушувача полягає в розпушенні саме глибоких шарів. Поверхневий обробіток з високою якістю виконують спеціально призначені для цього знаряддя. Використання турбодиска, що встановлений по осі стояки глибокорозпушувача, значною мірою вирішує цю задачу.

Приклад такого конструктивного рішення представлений на рис. 1.46.

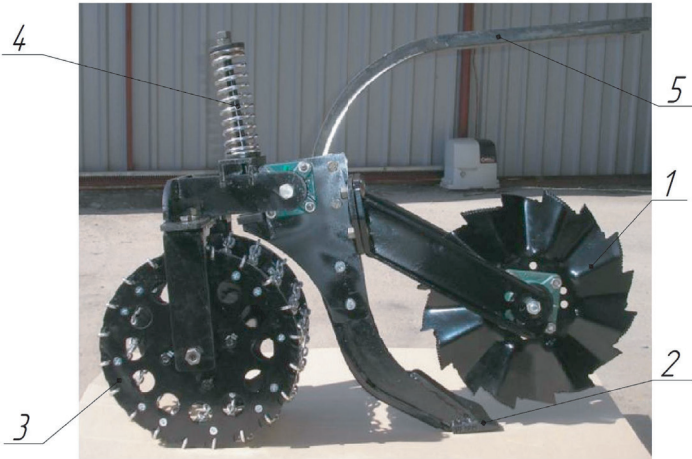


Рис. 1.46. Секція ґрунтообробного агрегату:
1 – турбодиск; 2 – долотоподібний розпушувач; 3 – каток;
4 – пружний елемент; 5 – стоек пружний

В описаній конструкції турбодиск встановлений по осі стояка долотоподібного розпушувача і прорізає для нього борозну. По-перше, це зменшує загальний тяговий опір агрегату, по-друге, обмежує розповсюдження тріщин від робочого органа в поперечно-вертикальній площині. Профіль леза диска адаптований для перерізання рослинних решток грубостеблових культур. Перерізання решток відбувається з постійним прискоренням.

Таким чином, на основі дискових робочих органів встановлено декілька різновидів ґрунтообробних комбінованих агрегатів, у яких:

- диски разом з іншими робочими органами виконують основну робочу функцію;
- диски є допоміжними робочими органами;
- агрегати складені виключно з дисків різного виду.

1.8. МАШИНИ ДЛЯ РОБОТИ В УМОВАХ STRIP-TILL

Технологія Strip-Till передбачає нарізання механічно оброблених і необроблених смуг завширшки 200–300 мм. Оброблена смуга використовується для вирощування корисних культур, необроблена – зі залишеною стернею попередника слугує для накопичення корисних речовин. У такий спосіб, залежно від співвідношення ширини смуг, залишається не обробленим від 50 до 70 % поверхні поля, на якій повністю зберігаються природні біологічні процеси.

Незважаючи на те, що окремі машини суто умовно можна вважати культиваторами, у світовій практиці всю групу ґрунтообробних машин для Strip-Till прийнято називати саме так.

Робочі органи агрегату для технології Strip-Till повинні виконувати такі задачі:

- забезпечити як поверхневий, так і глибокий обробіток ґрунту в межах оброблюваної смуги;
- очистити смугу від грубостеблових рослинних решток і бур'янів;
- максимально обмежити поширення кореневої системи бур'янів за межі необроблюваних смуг;
- розпушити ґрунт тільки в межах смуг, що обробляються, виключаючи хоча б часткове розпушування необроблюваних;
- колія енергетичного засобу повинна співпадати з необроблюваними смугами.

Як показує аналіз конструкцій машин, виконання операцій в умовах Strip-Till землеробства особливих інноваційних технічних рішень не потребує. Машина складається з системи гряділів, кількість яких відповідає кількості оброблюваних смуг. Кожен гряділь несе на собі комплект ґрунтообробних знарядь. Особливість їх компоновки полягає в тому, щоб усі ті операції, які виконує комбінований агрегат класичної схеми, вписати у вузьку смугу.

В Україні для технології Strip-Till, завдяки відносно низької вартості поширення отримав переважно комплекс розпушувачів «Агріватор» виробництва ТОВ «Агрохіммаш». Тому основні

принципи формування агрегату розглянемо саме на прикладі цього комплексу машин.

Оскільки технологія Strip-Till передбачає осінній і весняний обробіток ґрунту, то гряділі мають два варіанти комплектації, відповідно осінній і весняний.

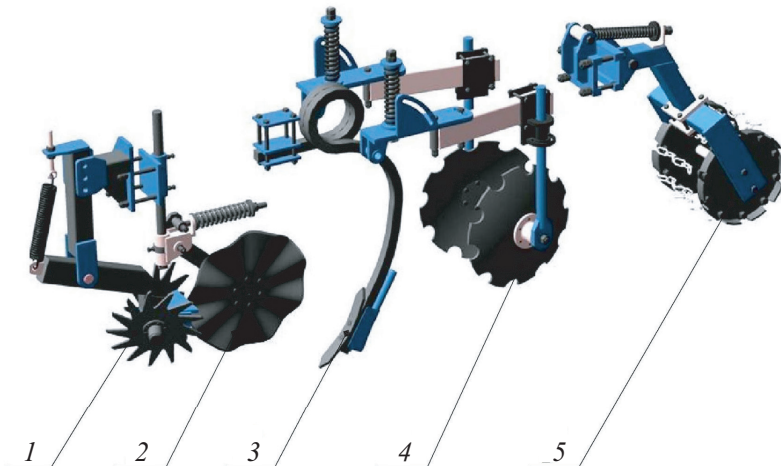


Рис. 1.47. Типова схема розміщення робочих органів на гряділі для осіннього обробітку смуг: 1 – шпоровий диск; 2 – турбодиск; 3 – долотоподібний розпушувач; 4 – нахилені диски; 5 – каток

Конструкція, представлена на рис. 1.47, пропонується для виконання робіт восени, коли необхідно отримати глибоке розпушення. Основним робочим органом є долотоподібний розпушувач. Інші робочі органи – допоміжні.

Шпорові диски 1 виконують попереднє розпушення поверхневого шару і виносять рослинні рештки грубостеблових культур за межі смуги. Слідом за ними турбодиск 2 прорізає борозну для роботи долотоподібного розпушувача 3 і тим самим обмежує поширення ліній сколювання від нього за межі оброблюваної смуги. Два сферичних диски 4 підгортають ґрунт на утворену борозну, каток 5 вирівнює поверхню.

Усі наведені елементи конструкції гряділя комплектують пружними запобіжними пристроями.

Для весни розроблений полегшений варіант, в якому відсутній глибокорозпушувач (рис. 1.48), і замість нього встановлені два турбодиски для поверхневого вертикального розпушування ґрунту.

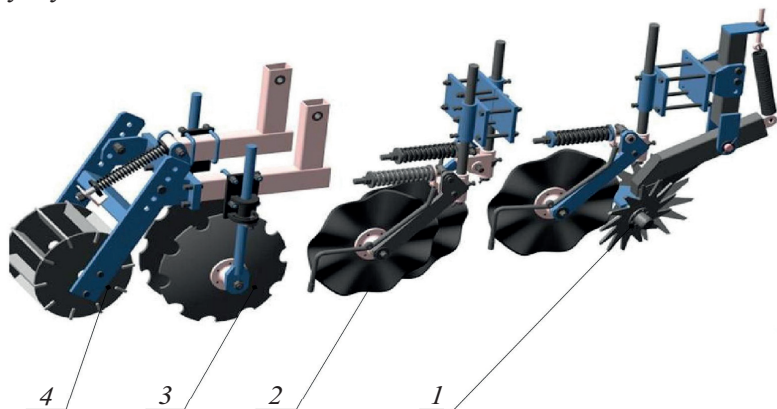


Рис. 1.48. Полегшений варіант гряділя для весняного обробітку смуг:

*1 – шпоровий диск; 2 – реберчастий диск;
3 – вирізний похилений диск; 4 – каток*

Осінній варіант обробітку смуг іноді суміщають з локальним внесенням мінеральних добрив. Але таке рішення створює умови для втрат корисних речовин за довгий осінньо-зимовий період. Тому в більшості випадків цього уникають, а добрива вносять разом із сівбою.

Кафедрою сільськогосподарських машин ДДАЕУ запропонована власна конструкція агрегату для роботи в умовах смугового землеробства (рис. 1.49).

Особливість конструкції полягає в тому, що плоскі диски 7 на початковому етапі відділяють оброблювану смугу від необроблених на глибину, що перевищує глибину ходу основних робочих органів. Тим самим вони обмежують робочу зону і, що надзвичайно важливо, розділяють кореневі системи бур'янів смуг.

Розмежування оброблених і необроблених смуг дозволяє в конструкції використовувати стрільчасті лапи, які найбільш ефективно підрізають кореневу систему рослин.

Ще однією особливістю запропонованої конструкції є використання в неї спарених з двох турбодисків 4 власної конструкції.

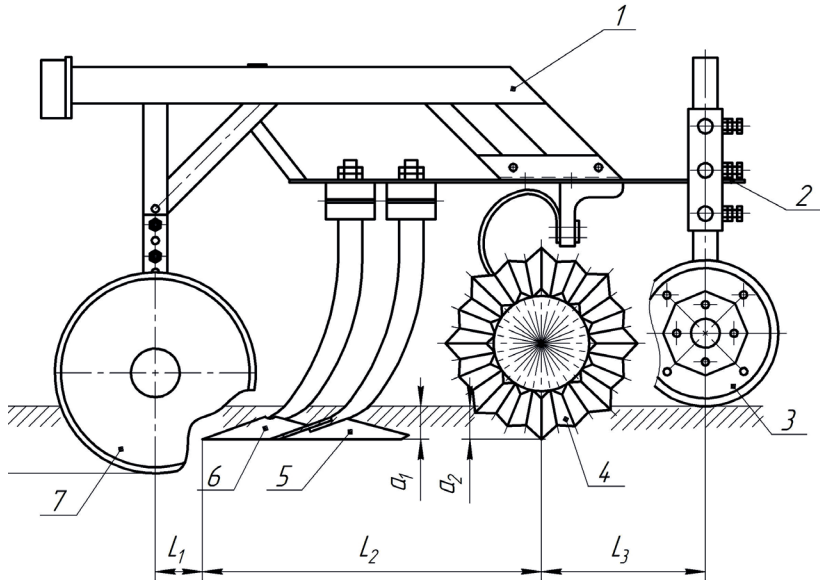


Рис. 1.47. Комбінований агрегат для роботи в умовах смугового землеробства:

1 – рама; 2 – опорна плита; 3 – коток;
4 – турбодиск; 5, 6 – стрільчасті лапи; 7 – диск

Серед конструкцій більш високого технічного рівня можна виділити секцію культиватора GLADIATOR ST-PRO (рис. 1.50).

Секція розроблена спеціально для роботи в умовах високої засміченості поля рослинними рештками. Технологічний процес виконується у певній послідовності.

Різак 1 діаметром 63,5 см перерізає рослинні рештки по осі оброблюваної смуги. Сферичні диски 2, встановлені у плаваючому режимі, прибирають рослинні рештки зі смуги. Долотоподібний глибокорозпушувач 3 виконує глибоке розпушування на глибину до 31 см. Турбодиски 4 виконують вертикальне поверхнєве розпушування, а коток 5 остаточно подрібнює грудки і вирівнює поверхню смуги.

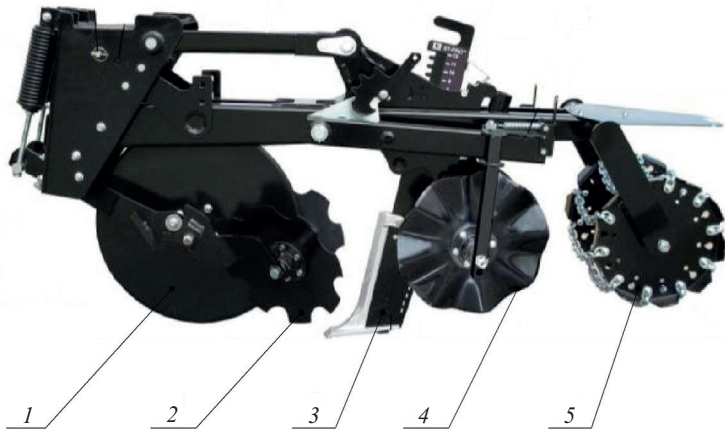


Рис. 1.50. Секція культиватора GLADIATOR ST-PRO:

*1 – різак (култер); 2 – сферичні диски;
3 – долотоподібний глибокорозпушувач;
4 – турбодиск; 5 – каток*



Рис. 1.51. Варіант виконання різака (култера)

Діаметр диска D залежить від заданої максимальної глибини обробітку ґрунту. На практиці встановлено, що для дискової борони діаметр диска повинен у 4–6 разів перевищувати глибину обробітку, для лушильника – у 5–6 разів. Із збільшенням діаметра диска різко зростає вертикальна складова реакції ґрунту. Тому для заглиблення дисків великого діаметра треба збільшувати конструктивну масу знаряддя.

Радіус кривизни диска визначає інтенсивність розпушування і обертання ґрунту. Чим менше радіус диска, тим розпушування і обертання інтенсивніші.

Велике технологічне значення має так званий задній кут ε_2 . Від нього залежить енергоємність процесу підрізання. Цей кут змінний за висотою диска. Для нормальної роботи знаряддя потрібно, щоб задній кут на рівні поверхні поля був позитивний.

Диски загострюють, як правило, зі зовнішньої сторони. Як для лушильників, так і для борін кут заточки становить 10–20°. Диски, які за призначенням працюють на твердих ґрунтах, мають заточку з внутрішньої сторони.

За аналогією з іншими ґрунтообробними знаряддями кут різання для диска становить $\alpha = i + \varepsilon_2$.

Важливим для диска є співвідношення радіуса кривизни диска до його діаметра. Це співвідношення досліджувалося багатьма науковцями.

С.Г. Мударісов [11] на основі розробленої математичної моделі дійшов висновку, що для оптимальної якості розпушування ґрунту діапазон радіуса кривизни диска повинен знаходитися в межах 800–1000 мм. Ним отримане також оптимальне співвідношення радіуса R кривизни та діаметра D диска: $R/D = 1,57–1,97$.

Учені Державного аграрного університету Вірменії [6] аргументували діаметр диска, виходячи з умови перерізання волокнистого матеріалу похилим диском. Отримана аналітична залежність має вид:

$$R > \frac{a}{f^2 \cdot \cos^2 \theta} \cdot \left(1 + f^2 \cdot \cos^2 \theta + \sqrt{1 + f^2 \cdot \cos^2 \theta} \right), \quad (2.1)$$

де a – глибина оранки; f – коефіцієнт тертя; θ – кут атаки.

Глибокі дослідження дискових робочих органів виконувалися в Московському агроінженерному університеті імені В.П. Горячкіна під керівництвом доктора технічних наук Я.П. Лобачевського. Основні результати досліджень відносно параметрів диска представлені в багатьох роботах його учнів, наприклад, А.Х. Ельшейха [5]. Так, для визначення діаметра диска пропонується аналітична залежність

$$D = (K \cdot a / \cos \beta) K_{II} \quad (2.2)$$

де K – коефіцієнт пропорційності;
 a – максимальна глибина оранки;
 β – кут нахилу диска до напрямку руху;
 K_{II} – коефіцієнт, що враховує знос.

Якщо прийняти $K = 3$, $\beta = 15^\circ$, $K_{II} = 1,1$, то розрахунковий діаметр диска дорівнюватиме: $D = 510$ мм.

Г.С. Юнусов [20], виконавши низку польових досліджень та проаналізувавши роботу дискового робочого органа, підсумував, що основна маса ґрунту сходить з робочого органа на рівні горизонтального діаметра. Це потребує виконання ряду вимог, які накладають обмеження на його діаметр. Умова сходу ґрунту: $N_T \geq F_T$, де N_T – дотична сила, що діє на частку ґрунту; F_T – сила тертя.

Розглянувши схему діючих сил та виконавши необхідні математичні перетворення, автор прийшов до кінцевої раціональної формули, за якою й пропонує визначати діаметр диска

$$D = \frac{2 \cdot R_K (\cos \alpha - f \cdot \sin \alpha)}{\sqrt{1 + f^2}}, \quad (2.3)$$

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

Як впливає з наведеного виразу (2.3), величина діаметра дискового робочого органа знаходиться у прямій залежності від його радіуса кривизни, кутів атаки та тертя ґрунту о робочу поверхню. На підставі аналізу рівняння, з урахуванням ґрунтових

умов та технологічних регулювань, можна зробити висновок, що діаметр повинен дорівнювати приблизно 0,6 м.

2.2. ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ ВИКОНАНИХ АНАЛІТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

За основу при проведенні аналітичних досліджень прийнята теорія внутрішньої напруги [15], відповідно до якої для кришення ґрунту її необхідно подолати, приклавши різальним периметром (робочим органом).

Основні положення теорії.

Відокремлення від загального масиву елементарної скиби ґрунту потребує подолання внутрішньої напруги, яку обчислюють за формулою

$$G = \frac{R_c}{b \cdot a}, \quad (2.4)$$

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

$$R_c = \frac{P_0 \cdot (1 - \cos \alpha)}{\sin \alpha}, \quad (2.5)$$

де P_0 – результуюча осьова сила зчеплення часток;

α – кут укладання часток.

Методика визначення внутрішньої напруги G детально викладена в роботі [15].

Результуючу осьову силу зчеплення можна визначити, якщо відоме питоме зчеплення часток ґрунту, яке у свою чергу встановлюється твердоміром ДорНДІ [12]. Остаточню ступінь розпушування визначається за формулою

$$i = \frac{2 \cdot K_p \cdot E}{G^2} + 1, \quad (2.6)$$

де K_p – питомий коефіцієнт різання ґрунту;

E – модуль пружності ґрунту.

Питомий коефіцієнт різання ґрунту визначається як відношення опору різання до поперечного перетину скиби.

Відповідно до методики теорії внутрішньої напруги, робочий орган ототожнюється з елементарним долотом, з наведеною шириною захвату, для якого опір різанню розраховується як

$$P = C_{y0} \cdot F_{ck} \quad (2.7)$$

де F_{ck} – сумарна площа сколювання;

C_{y0} – питоме зчеплення часток ґрунту.

З огляду на викладений матеріал, проблема полягає у визначенні питомого коефіцієнта різання ґрунту, яке створює робоча поверхня. Згідно з результатами раніше проведених досліджень, питомий коефіцієнт різання ґрунту визначається як відношення проекції на напрямок руху всіх діючих сил до площі поперечного перетину скиби [15]. Діючі сили у свою чергу залежать від форми робочої поверхні, швидкості руху та механіко-технологічних властивостей ґрунту.

2.3. ОСНОВНІ ПРИПУЩЕННЯ ЗА МОДЕЛЮВАННЯ ҐРУНТУ

Під час визначення сил, діючих у модельному середовищі, нами прийняті деякі припущення:

1. Ґрунт моделюється середовищем, що має внутрішнє тертя і питоме зчеплення, яке не залежить від зовнішнього тиску. Достатність даного висновку підтверджена А.Н. Зеленіним, В.І. Баловнєвим, В.К. Руднєвим, А.М. Панченком [15].

2. Ґрунт є анізотропним по різних властивостях. Механічні властивості, починаючи з певної глибини, не залежать від напрямку заміру. Експериментальними дослідженнями доведено, що для більшості ґрунтів ця глибина становить 24 см [15, 16, 19].

3. Як показано Н.А. Цитовичем, для тиску 0,3–0,5 МПа, а для ущільнених ґрунтів і до 0,7 МПа, залежність між деформацією і тиском можна вважати лінійною [19]. Отже, для визначення діючих у модельному середовищі сил можна застосовувати теорію пружності.

4. Розгалуження тріщин (ліній сколювання) у ґрунті відбувається у поперечно-вертикальній площині – під кутом $\pi/2 + \varphi_2$ до леза долота, у поперечно-вертикальній площині – під кутом φ_2 до вертикалі, де φ_2 – кут внутрішнього тертя ґрунту [8, 12, 15, 16, 19].

Первинний напрямок поширення тріщини є пріоритетним і в процесі поширення не змінюється [12].

5. Питоме зчеплення часток ґрунту є інтегральним показником, який визначає інші його механіко-технологічні властивості.

2.4. ВЗАЄМОДІЯ З ҐРУНТОМ ПЛОСКОГО ДИСКА

Плоский диск можна розглядати як сферичний, що має нескінченний радіус кривизни.

Залежно від конкретно поставлених завдань з обробітку ґрунту використовують:

- диск плоский суцільний;
- диск плоский вирізний;
- турбодиск суцільний;
- турбодиск вирізний.

2.4.1. Плоский суцільний диск

Батарея з плоских суцільних дисків може виконати перерізання рослинних рештків і поверхнєве розпушування ґрунту без обертання і перемішування його шарів. Розрахункова схема взаємодії диска з ґрунтом і рослинними рештками представлена на рис. 2.2.

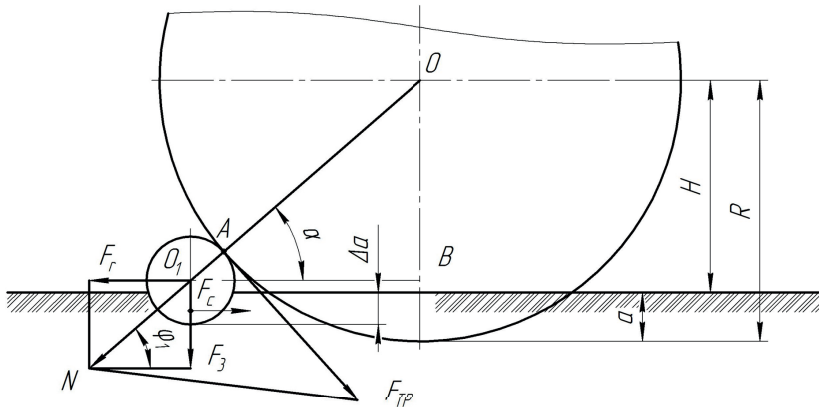


Рис. 2.2. Взаємодія плоского суцільного диска з ґрунтом і рослинними рештками

Розглянемо умови перерізання рештків стебел диском. Можливі чотири варіанти взаємодії диска зі стеблом:

- відштовхування вперед (варіант неприйнятний, бо виключає перерізання);
- відштовхування вбік у разі коротких, довжиною 5–8 см стебел (довжина стебел відповідає агротехнічним вимогам);
- протягування під собою (не дає гарантованого перерізу рослин, але задовольняє агротехнічним вимогам – рис. 2.3, бо частина стебла заорюється на глибину ходу диска);
- варіант нерухомого стебла дає гарантований переріз.

Досягти варіанта перерізання нерухомого стебла можливо двома способами: безпідпорним різанням за рахунок швидкості різання або створити умови для підпорного різання. Гарантоване безпідпирне різання реалізується на швидкості руху леза в межах до 16 м/с для тонкостеблових культур та до 60 м/с – для грубостеблових [13]. Досягти такої швидкості пасивним робочим органом не можливо. Тому запропоновану схему слід вважати як схему підпирного різання без переміщення стебла диском (рис. 2.2).

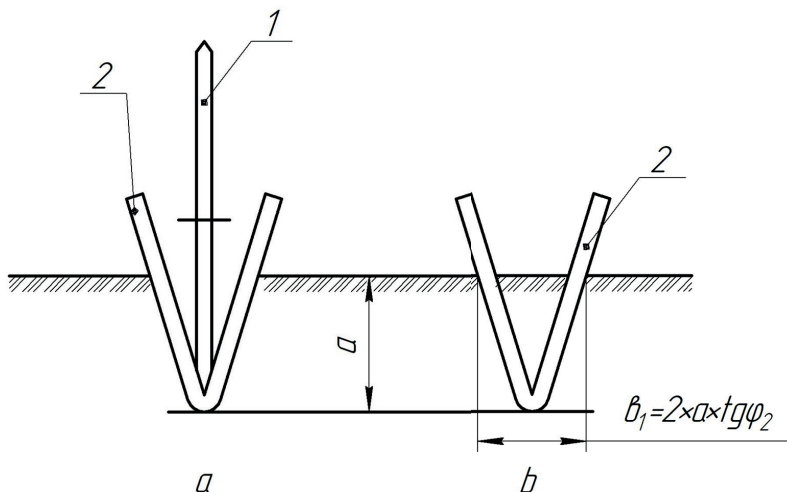


Рис. 2.3. Розрахункова схема протягування стебла диском:
a – початкове положення; *b* – після проходження агрегату

Як показує аналіз літературних джерел, у перерізанні тонкостеблових рослинних решток незвичайної потреби немає (достатньо варіанта – рис. 2.3), але проблема подрібнення рештків грубостеблових культур існує. Вони в неподрібненому стані перегнивають тривалий час і ускладнюють роботу висівних агрегатів. Тому є сенс розглядати процес взаємодії диска з грубостебловими культурами.

Введемо такі припущення:

- стебло, що перерізається, має циліндричну форму;
- міцнісні характеристики стебла однакові за його довжиною;
- міцнісні характеристики стебел різного діаметра пропорційні квадрату їх діаметрів [12];
- взаємодія диска з ґрунтом підпорядковується закону підпорної стінки [15, 19].

Викладемо основні теоретичні положення розробленої нами математичної моделі.

На стебло, що входить у контакт з диском, діють сила нормального тиску N ; сила тертя F_{TP} ; сила опору ґрунту F_C . Умова перерізання стебла – векторна сума горизонтальних складових діючих сил (рис. 2.2) повинна дорівнювати нулю. Найбільш раціональний варіант: незначне переміщення стебла назад по ходу диска.

Контакт леза зі стеблом настає в точці А. Стебло буде вдавлюватись у ґрунт доти, доки сила тиску леза не перевищить критичного значення сили перерізання. Позначимо цю глибину занурення Δa .

Величину Δa буде визначати коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту [12].

Відповідно до розрахункової схеми (рис. 2.4) об'єм стебла, що занурюється у ґрунт, обчислимо за рівнянням

$$V = 0,5 \cdot L \cdot S_{BCD} =$$

$$= 0,5 \cdot L \cdot \left[R^2 \cdot \arccos \frac{R - \Delta a}{R} - (R - \Delta a) \cdot \sqrt{R^2 - (R - \Delta a)^2} \right], \quad (2.8)$$

де L – довжина стебла; R – радіус стебла; Δa – глибина занурення.

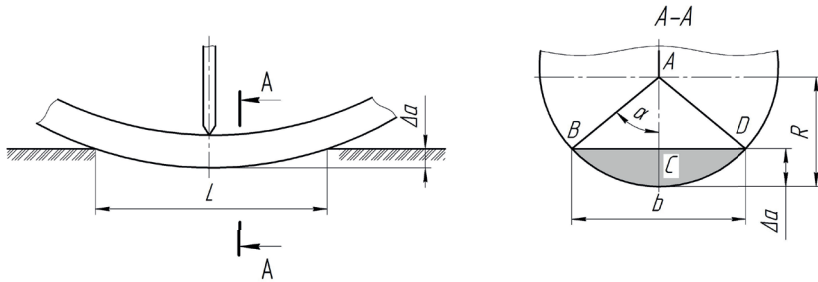


Рис. 2.4. Розрахункова схема до визначення параметрів занурення стебла

Остаточно рівняння для визначення глибини занурення буде мати вид

$$q \cdot V = 0,5 q \cdot L \times$$

$$\times \left[R^2 \cdot \arccos \frac{R - \Delta a}{R} - (R - \Delta a) \cdot \sqrt{R^2 - (R - \Delta a)^2} \right] > [P], \quad (2.9)$$

де $[P]$ – опір стебла на зріз;

q – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту [12].

Рівняння (2.9) нами аналітично не вирішується, бо кінцевий вираз буде досить складним і мало придатним до користування. Рівняння вирішується на ПЕОМ шляхом перебору. Отримані результати розрахунків представлені у вигляді графіків (рис. 2.5). У процесі обчислень було враховано, що міцнісні характеристики стебел різного діаметра пропорційні квадрату їх діаметрів [12].

Аналіз наведених залежностей показує, що в діапазоні реальних значень радіуса стебла та зусилля на його переріз, для ґрунтових умов Дніпропетровської області, величина занурення знаходиться в межах 4–6 мм. Іншими словами, стебла, діаметром менші за 4 мм, будуть гарантовано заорані у ґрунт.

Величина пластичної деформації самого стебла не впливає на величину занурення, оскільки вона вже врахована в опорі стебла на зріз $[P]$.

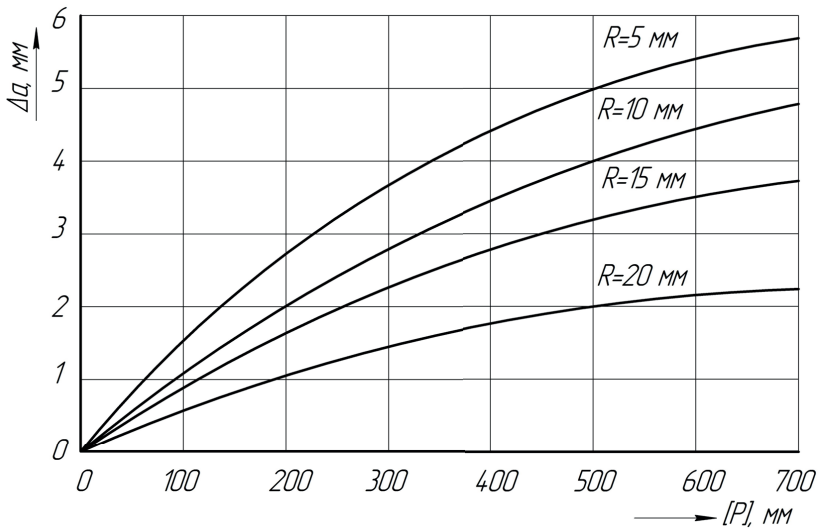


Рис. 2.5. Глибина занурення у ґрунт стебла залежно від його діаметра ($q = 800 \text{ кН/м}^2$)

З розрахункової схеми (рис. 2.2) рівняння діючих сил в горизонтальній площині запишемо в такий спосіб:

$$N \cdot \cos \alpha + f_1 \cdot N \cdot \sin \alpha = f_2 \cdot F_3, \quad (2.10)$$

де f_1 – коефіцієнт тертя стебла по сталі;

f_2 – коефіцієнт тертя стебла по ґрунту;

α – кут защемлення.

Вважаємо, що маса стебла мала і нею можна нехтувати.

Це означає, що реакція F_3 утворена виключно за рахунок тиску диска

$$F_3 = N \cdot \sin \alpha - f_1 \cdot N \cdot \cos \alpha \quad (2.11)$$

Підставимо рівняння (2.10) у вираз (2.11) і поділимо праву і ліву частини рівняння на $N \cdot \cos \alpha$:

$$1 + f_1 \operatorname{tg} \alpha = f_2 \operatorname{tg} \alpha - f_2 \cdot f_2, \quad (2.12)$$

або

$$\operatorname{tg} \alpha = \left[\frac{1 + \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi_2}{\operatorname{tg} \varphi_2 - \operatorname{tg} \varphi_1} \right] = \operatorname{ctg} (\varphi_1 - \varphi_2) = \operatorname{tg} (0,5 \cdot \pi - \varphi_1 - \varphi_2). \quad (2.13)$$

З розрахункової схеми (рис. 2.2)

$$\sin \alpha = \frac{OB}{R+r} = \frac{R-a-(r-\Delta a)}{R+r} = \frac{R-a-r+\Delta a}{R+r}, \quad (2.14)$$

де R – радіус диска; r – радіус стебла.

$$\alpha = \arcsin \frac{R-a-r+\Delta a}{R+r}. \quad (2.15)$$

Тоді рівняння (2.13) можна переписати в такий спосіб:

$$\operatorname{tg} \left(\arcsin \frac{R-a-r+\Delta a}{R+r} \right) = \operatorname{tg} (0,5 \cdot \pi - \varphi_1 - \varphi_2). \quad (2.16)$$

Після математичних перетворень:

$$\arcsin \frac{R-a-r+\Delta a}{R+r} = (0,5 \cdot \pi - \varphi_1 - \varphi_2);$$

$$\frac{R-a-r+\Delta a}{R+r} = \cos (\varphi_1 + \varphi_2).$$

Таким чином, раціональне значення радіуса диска дорівнюватиме

$$R = \frac{r \cdot \cos(\varphi_1 + \varphi_2) + a + r - \Delta a}{1 - \cos(\varphi_1 + \varphi_2)}. \quad (2.17)$$

Результати розрахунків за формулою (2.17) для найбільш імовірних значень коефіцієнтів тертя, діаметрів стебла та глибини занурення диска представлені у вигляді графічних залежностей (рис. 2.6). Параметр Δa відповідає розрахованому значенню (рис. 2.5).

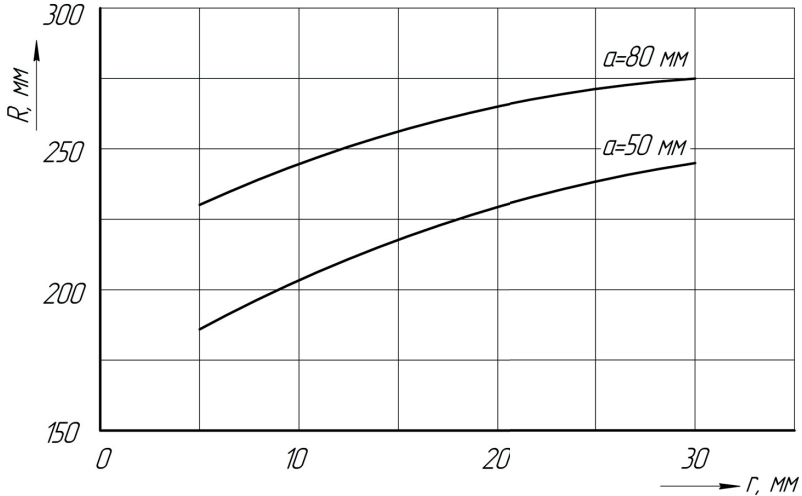


Рис. 2.6. Мінімально припустимий радіус диска залежно від глибини занурення і коефіцієнта об'ємного змінання ґрунту

Аналіз наведених залежностей свідчить про те, що раціональним слід вважати диск діаметром 450 мм. В Україні саме таке значення і прийняте. У країнах Західної Європи і США діаметр плоского диска і турбодиска дорівнює 17 дюймів, що становить приблизно 430 мм. Розбіжність не є суттєвою і викликана в основному прийнятою системою вимірювання.

Наголосимо, що в чистому вигляді плоскі суцільні диски використовуються вкрай рідко, бо їх функціональні можливості обмежені тільки подрібненням рослинних решток і грудок на поверхні ґрунту. У даному розділі вони нами розглядаються як проміжний етап для обґрунтування параметрів турбодиска (колтера).

2.4.2. Плоский вирізний диск

Суцільний диск має ряд недоліків, які обмежують можливості його використання для обробітку ґрунту, особливо в системі органічного землеробства. Головний з них – від’ємний кут входження в оброблюване середовище. Того ж часу, перерізання стебла виконується найбільш ефективно, якщо на початковому етапі дія леза на стебло спрямовується вертикально. Це приводить до часткового занурення стебла у ґрунт і фіксації його від переміщення в процесі перерізання. Розглянемо розрахункову схему такого диска (рис. 2.7).

Розіб’ємо робочий процес на цикли відповідно до кількості вирізів на диску. Початок циклу (рис. 2.7,*a*) характеризується тим, що різальне лезо переміщується вертикально вниз. Закінчення циклу буде відповідати моменту, коли лезо почне рухатися в напрямку денної поверхні (рис. 2.7,*f*). З розрахункової схеми взаємодії вирізного диска з ґрунтом і стеблом можна визначити кутовий шаг вирізів:

$$\alpha < \arccos \frac{R_4 - a - d}{R_4}, \quad (2.18)$$

де R_4 – радіус описаного кола;
 a – глибина занурення диска;
 d – діаметр стебла.

Це надає нам можливість визначити кількість вирізів. Виконаємо конкретні розрахунки.

Вихідні дані:

$R_4 = 225$ мм, що відповідає діаметру диска 450 мм (п. 2.4.1);

$a = 50\text{--}60\text{--}80$ мм (стандартні значення, прийняті в більшості відомих агрегатів);

$d = 1,0\text{--}40$ мм – діаметр стебла.

Виходячи з того, що вирізи диска в процесі роботи мають бути повністю зануреними у ґрунт, призначаємо радіальні параметри диска:

$R_1 = 225 - 80 = 145$ мм;

$R_2 = 225 - 50 = 175$ мм.

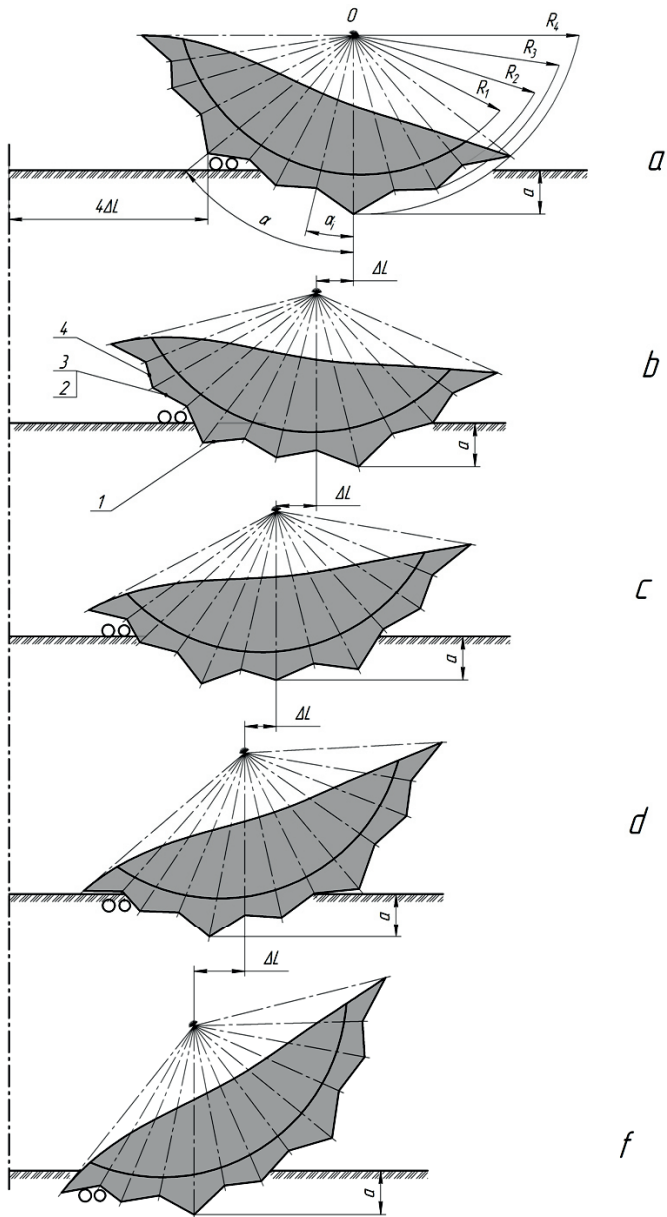


Рис. 2.7. Розрахункова схема взаємодії вирізного диска з ґрунтом і стеблом

Результати розрахунків за формулою (2.18), представлені в табл. 2.1, підтверджують, що найбільш оптимальним варіантом кутового шагу вирізів є:

$$\alpha = 45^\circ;$$

$n = 8$ – кількість вирізів на диску.

Але за такого кутового шагу і малої глибини вирізів $\Delta = R_4 - R_2 = 50$ мм між різальними лезами буде утворюватися велика мертва зона. Тому в конструкції передбачений допоміжний різальний елемент, утворений лезами 3 і 4. Конструкція виконана повністю симетричною, що дозволяє в разі зносу різальних кромок 1 та 3 переставляти диск і працювати лезами 2 і 4.

Таблиця 2.1

Розрахункові значення максимально припустимого шагу вирізів

a , мм	d , мм	$\cos \alpha$	α , град
50	1,0	0,773	39
	5	0,756	41
	20	0,689	47
	30	0,644	50
	40	0,600	53
60	1,0	0,729	43
	5	0,711	44
	20	0,644	50
	30	0,600	53
	40	0,556	56
80	1,0	0,640	50
	5	0,622	52
	20	0,556	56
	30	0,511	59
	40	0,467	62

З розрахункової схеми (рис. 2.7,*a*) маємо, що

$$\alpha_i = \frac{45}{4} = 11,25^\circ;$$

$$\Delta L = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_4 \cdot \alpha_i}{360} = 44,17 \text{ мм.}$$

Розрахункова схема диска, представлена на рис. 2.8., свідчить про те, що кут при вершині основного різального сегмента повинен становити 90° , при вершині допоміжного – $116,5^\circ$.

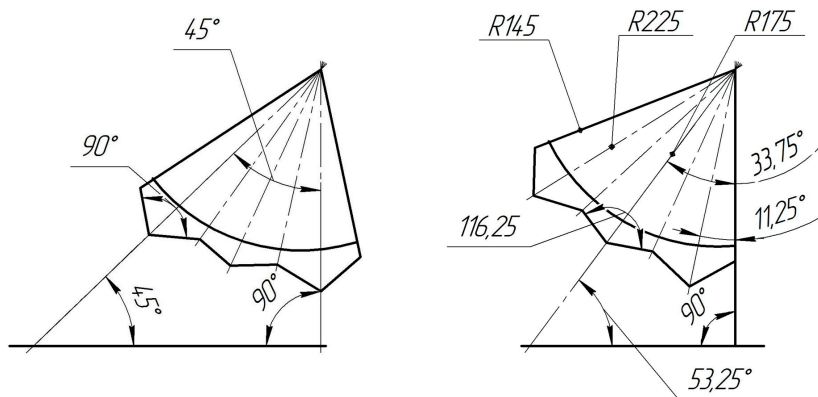


Рис. 2.8. Розрахункова схема диска:
а – робоче положення основного лека;
б – робоче положення допоміжного лека

Такі диски використовують в системах Mini-Nill та Strip-Till для подрібнення рослинних решток і поверхневих грудок. Для розпушування ґрунту вони не підходять.

2.4.3 Турбодиск (колтер)

У попередніх розділах (пункти 2.4.1; 2.4.2) було аргументовано діаметр диска 450 мм, кількість і параметри вирізів на лезі. Кількість хвиль турбодиска відповідає кількості вирізів. Розрахункова схема турбодиска представлена на рис. 2.9. Наведена конструкція являє собою розглянутий вище вирізний диск, по вершинах різальних сегментів якого виконані перегини у шахматному порядку. Наявність рифлів (хвиль) робить процес взаємодії з рослинними рештками не залежним від напрямку їх розташування на поверхні поля і створює умови для вертикального обробітку ґрунту.

Рифлі в прийнятій нами конструкції розташовані радіально. Існують варіанти, в яких рифлі розташовані під кутом до осі

обертання у такий спосіб, щоб вони входили в ґрунт вертикально. Але введені нами вирізи компенсують цю перевагу.

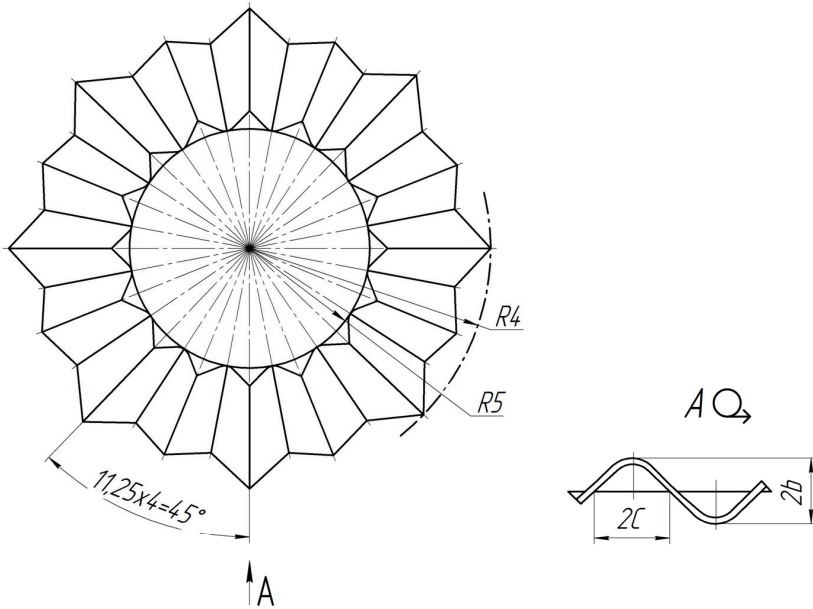


Рис. 2.9. Розрахункова схема турбодиска

У задачу турбодиска входить виконання вертикального обробітку ґрунту, тобто розпушування його за рахунок вертикальної дії.

Особливість вертикального обробітку полягає в тому, що лінії сколювання від різального елемента не поширюються у поперечно-вертикальній площині. Ця особливість не тільки аналітично обґрунтована, але і добре відстежується в процесі роботи.

Відділена скиба від моменту підрізання до вкладання у борозну постійно знаходиться в контакт з робочими поверхнями диска. Отже, для подолання внутрішньої напруги у ґрунті, згідно з попередніми дослідженнями, буде достатньо визначити силу різання [15]. Для цього треба знати питоме зчеплення часток ґрунту і площу поверхні призми (рис. 2.10).

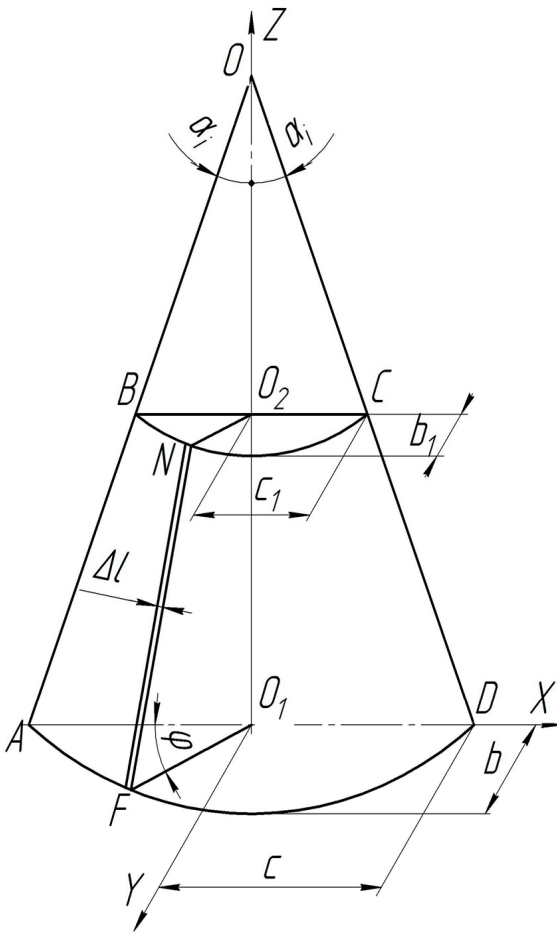


Рис. 2.10. Параметри відділеної призми ґрунту

Відділена призма ґрунту являє собою половину зрізаного конуса ABCD з параметрами (позначення до рис. 2.7 та 2.9):

$$c = R_4 \cdot \operatorname{tg} \alpha_i = 225 \cdot \operatorname{tg} 11,25 = 225 \cdot 0,198 = 45 \text{ мм};$$

$$c_1 = (R_4 - a) \cdot \operatorname{tg} \alpha_i = 145 \cdot 0,198 = 29 \text{ мм};$$

$b = 35$ мм – прийняте конструктивно;

$$b_1 = \frac{b \cdot (R_4 - \alpha_i)}{R_4} = \frac{35 \cdot (225 - 80)}{225} = 26 \text{ мм.}$$

Миттєве значення радіуса-вектора нижнього еліпса

$$R = \frac{b \cdot c}{\sqrt{b^2 \cdot \cos^2 \varphi + c^2 \cdot \sin^2 \varphi}};$$

миттєве значення радіуса-вектора верхнього еліпса

$$r = \frac{b_1 \cdot c_1}{\sqrt{b_1^2 \cdot \cos^2 \varphi + c_1^2 \cdot \sin^2 \varphi}}.$$

Площа поверхні відділеної призми ґрунту складається з площі нижнього напівеліпса і бокової поверхні $ABCD$. Площу бокової поверхні обчислюємо шляхом чисельного інтегрування. Для цього поверхню розіб'ємо на нескінченно тонкі елементарні ділянки завширшки dl . Площа такої елементарної ділянки дорівнюватиме

$$dS = \sqrt{a^2 + (R - r)^2} \cdot dl = \sqrt{a^2 + (R - r)^2} \cdot R \cdot d\varphi. \quad (2.19)$$

Тоді загальна площа бокової поверхні становитиме

$$S_B = \int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} \sqrt{a^2 + (R - r)^2} \cdot R \cdot d\varphi. \quad (2.20)$$

Загальну площу поверхні відділеної призми ґрунту, що утворюється, запишемо як

$$S_{\Sigma} = S_B + S_O + S_{ПО} = \int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} \sqrt{a^2 + (R - r)^2} \cdot R \cdot d\varphi \cdot R \cdot d\varphi + \pi \cdot b \cdot c + a \cdot (c + c_1), \quad (2.21)$$

де S_o – площа основи призми ґрунту;
 $S_{по}$ – площа польового обрізу призми.

Сила, що витрачається на відокремлення призми ґрунту, дорівнюватиме

$$F = C_{вд} \cdot S_{\Sigma}.$$

Питомий опір різанню, за нашими даними, можна обчислити за формулою [15]

$$K_1 = \frac{F}{b \cdot a}. \quad (2.22)$$

Об'єм відокремленої призми ґрунту (половина зрізаного конуса – рис. 2.10) розрахуємо так:

$$V = 0,5 \cdot \frac{\pi \cdot a}{6} \cdot [(2 \cdot c + c_1) \cdot b + (2 \cdot c_1 + c) \cdot b_1]. \quad (2.23)$$

Середній приведений об'єм утворюваних ґрунтових агрегатів –

$$V_i = \frac{V}{i},$$

де i – ступінь подрібнення (2.6).

Середній приведений діаметр утворюваних ґрунтових агрегатів становитиме

$$D = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot V_i}{\pi}}. \quad (2.24)$$

2.5. ВЗАЄМОДІЯ З ҐРУНТОМ СФЕРИЧНОГО ДИСКА

2.5.1. Визначення загальної реакції ґрунту

Розглянемо механізм взаємодії з оброблюваним середовищем робочої поверхні довільної форми. На рис. 2.11 лінії АВ, ВС, СА – сліди перетину робочої поверхні з площинами координат. Напрямок руху співпадає зі спрямуванням осі Х.

Приймаємо, що ділянка АВС нескінченно мала, і це дає нам підставу вважати сліди прямолінійними.

Виріжемо на поверхні АВС нескінченно малу прямокутну площадку DEFG.

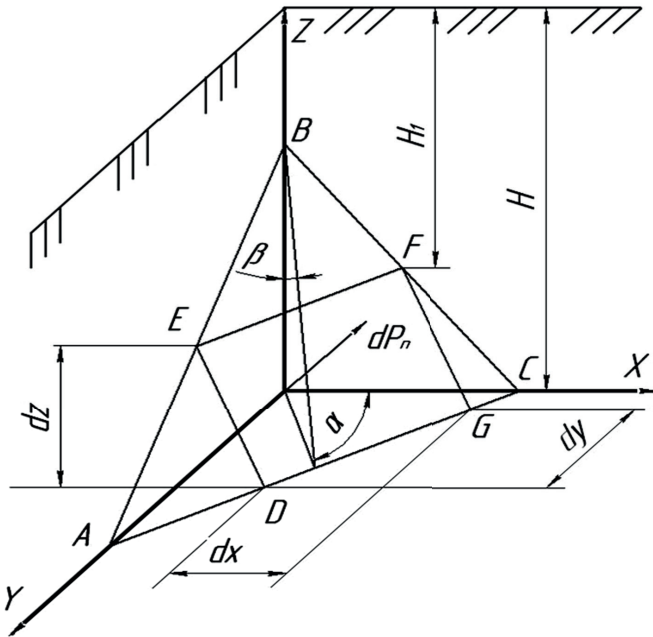


Рис. 2.11. Розрахункова схема взаємодії елементарної площадки зі середовищем

Досліджувану елементарну площадку можна розглядати як підпірну стінку, на яку діє сила,

$$P = P_n + P_{Tp} + P_d, \quad (2.25)$$

де P_n – підпирний боковий тиск; P_{tp} – сила тертя; P_d – динамічна складова сил тиску.

Для нескінченно малої площадки рівняння підпірної стінки прийме вид (обґрунтування можливості застосування рівняння підпірної стінки на робочих швидкостях землерийних та ґрунто-обробних машин дано в роботах [8, 15, 16, 19]):

$$\begin{aligned} dP_n &= \frac{\gamma \cdot (H^2 - H_1^2)}{2} \cdot [tg\mu + tg\beta]^2 \cdot \cos\beta \cdot (DG) = \\ &= \frac{\gamma \cdot (H + H_1) \cdot (H - H_1)}{2 \cdot \cos\alpha} \cdot [tg\eta + tg\beta]^2 \cdot \cos\beta \cdot dy = \\ &= \frac{\gamma \cdot (2 \cdot H + dz) \cdot dz}{2 \cdot \cos\alpha} \cdot [tg\eta + tg\beta]^2 \cdot \cos\beta \cdot dy, \end{aligned} \quad (2.26)$$

де $DG = dy / \cos\alpha$;

$H - H_1 = dz$;

γ – питома вага ґрунту;

β – кут постановки площадки до вертикалі;

H, H_1 – глибина розташування відповідно нижнього та верхнього обрізів площадки;

$$\eta = 45^\circ - \frac{\varphi_2 - \beta}{2};$$

φ_2 – кут внутрішнього тертя ґрунту.

Зважаючи на малість величини dz , з достатнім ступенем точності можна прийняти, що

$$dP_n = \frac{\gamma \cdot H}{\cos\alpha} \cdot [tg\eta + tg\beta]^2 \cdot \cos\beta \cdot dy \cdot dz. \quad (2.27)$$

Це дає змогу перейти до єдиної форми запису диференціальних рівнянь.

Динамічну складову визначаємо за формулою Ю.А. Вестрова [15]

$$\begin{aligned}
 dP_d &= b \cdot a \cdot \gamma \cdot \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2 = \\
 &= \gamma \cdot \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2 \cdot dy \cdot dz, \quad (2.28)
 \end{aligned}$$

де a, b – відповідно висота і ширина площадки;

α_p – кут різання;

θ – задній кут;

V – швидкість руху.

Сумарний тиск, направлений по нормалі до площадки

$$\begin{aligned}
 dP_\Sigma &= \frac{\gamma \cdot H}{\cos \alpha} \cdot [tg\eta + tg\beta]^2 \cdot \cos \beta \cdot dy \cdot dz + \\
 &+ \gamma \cdot \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2 \cdot dy \cdot dz = \\
 &= \gamma \cdot \left\{ \frac{H}{\cos \alpha} \cdot [tg\eta + tg\beta]^2 \cdot \cos \beta + \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2 \right\} \cdot dy \cdot dz \quad (2.29)
 \end{aligned}$$

З розрахункової схеми (рис. 2.12) проекція нормально діючих сил на напрямок руху (вісь X) буде

$$\begin{aligned}
 dP_{\Sigma(X)} &= P_\alpha \cdot \cos \alpha = dP_\Sigma \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta = \\
 &= \gamma \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta \times \\
 &\times \left\{ \frac{H}{\cos \alpha} \cdot [tg\eta + tg\beta]^2 \cdot \cos \beta + \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2 \right\} \cdot dy \cdot dz. \quad (2.30)
 \end{aligned}$$

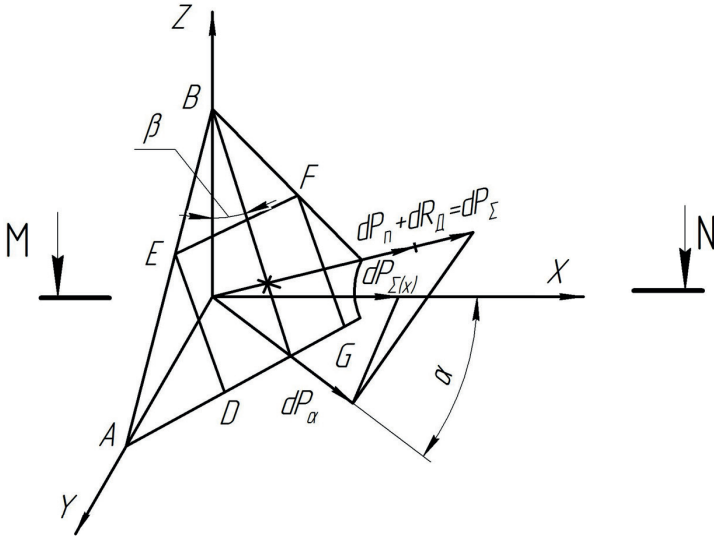


Рис. 2.12. Розрахункова схема до визначення проекції на напрямок руху нормально діючих сил

Для визначення сили тертя розглянемо окремо перетин М-Н (рис. 2.13).

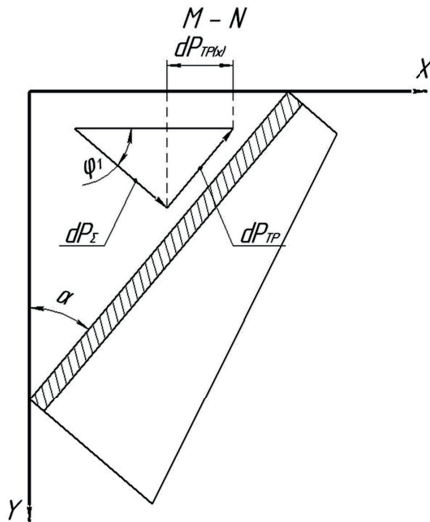


Рис. 2.13. Реакція сил тертя ґрунту

Сила тертя

$$dP_{T_p} = \gamma \cdot \left\{ \frac{H}{\cos \alpha} \cdot [tg\eta + tg\beta]^2 \cdot \cos \beta + \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2 \right\} \times \\ \times tg \varphi_1 \cdot dy \cdot dz, \quad (2.31)$$

де φ_1 – кут зовнішнього тертя ґрунту по сталі.

Проекція сили тертя на напрямок руху

$$dP_{T_p(x)} = \gamma \cdot \sin \alpha \cdot \left\{ \frac{H}{\cos \alpha} \cdot [tg\eta + tg\beta]^2 \cdot \cos \beta + \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2 \right\} \cdot \\ \cdot tg \varphi_1 \cdot dy \cdot dz. \quad (2.32)$$

Тоді проекція на напрямок руху всіх діючих сил

$$dP = dP_{\Sigma(x)} + dP_{T_p(x)} = \\ = \gamma \cdot \left\{ \frac{H}{\cos \alpha} \cdot [tg\eta + tg\beta]^2 \cdot \cos \beta + \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2 \right\} \times \\ \times (\cos \alpha \cdot \cos \beta + \sin \alpha \cdot tg \varphi_1) \cdot dy \cdot dz. \quad (2.33)$$

Для визначення сумарної реакції поверхні робочого органа візьмемо інтеграл по поверхні від отриманого рівняння (2.34)

$$P = \gamma \cdot \iint_{\sigma} \left\{ \frac{H}{\cos \alpha} \cdot [tg\eta + tg\beta]^2 \cdot \cos \beta + \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2 \right\} \times \\ \times (\cos \alpha \cdot \cos \beta + \sin \alpha \cdot tg \varphi_1) \cdot dy \cdot dz. \quad (2.34)$$

Розмістимо сферу в систему координат XYZ у такій спосіб, щоб вісь сфери проходила через початок координат. З'єднавши точки перетину кромки 1 сфери з осями координат, отримуємо трикутник ABC, який перетинає сферу під прямим кутом. Вісь сфери перетинає отриману площину трикутника в точці O_1 , з'єднавши яку з точкою C, отримуємо шуканий кут атаки сфери δ за умови, що напрямок руху агрегату співпадає з віссю X.

Кут атаки має три складових у координатних площинах: δ_{XOY} , δ_{XOZ} , δ_{YOZ} , які є відповідно кутами зсуву, розпушування та обертання.

З трикутника FHC –

$$HC = FH \cdot \text{ctg } \delta_{XOZ}. \quad (2.35)$$

З трикутника O_1GH –

$$O_1H = \frac{FH}{\sin \delta_{YOZ}}; GH = FH \cdot \text{ctg } \delta_{YOZ}. \quad (2.36)$$

З трикутника HO_1C –

$$HC = O_1H \cdot \text{ctg } \delta = \frac{FH \cdot \text{ctg } \delta}{\sin \delta_{YOZ}}. \quad (2.37)$$

З трикутника GHC –

$$HC = HG \cdot \text{ctg } \delta_{XOY}. \quad (2.38)$$

Розв'язавши сумісно рівності (2.35)–(2.38), отримаємо рівняння зв'язку:

$$\begin{aligned} \text{tg } \delta \cdot \sin_{YOZ} &= \text{tg } \delta_{XOZ}; \\ \text{tg } \delta_{XOZ} &= \text{tg } \delta_{XOY} \cdot \text{tg } \delta_{YOZ}. \end{aligned} \quad (2.39)$$

Повернемо осі координат у такий спосіб, щоб вісь ОУ співпала з віссю обертання диска OO_1 . Положення центра координат лишаємо не змінним.

Рівняння сфери у повернутій системі координат можемо записати як

$$X_1^2 + (R - Y_1)^2 + Z_1^2 = R^2, \quad (2.40)$$

де X_1, Y_1, Z_1 – координати повернутої системи; R – радіус кривизни сфери.

$$\begin{aligned} \text{Проте } X_1 &= X \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta; \\ Y_1 &= Y \cdot \cos \beta; \\ Z_1 &= Z \cdot \cos \alpha. \end{aligned} \quad (2.41)$$

Тоді рівняння (2.40) при переході до первинної системи координат

$$(X \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta)^2 + (R - Y \cdot \cos \beta)^2 + (Z \cdot \cos \alpha)^2 = R^2. \quad (2.42)$$

За аналогією з полицею корпусу тракторного плуга сліди перетину поверхні диска з площинами, що проведені паралельно дну борозни, є твірними робочої поверхні (рис. 2.15). Рівняння лінії АВ перетину горизонтальної січної площини з поверхнею сфери має вид

$$(X \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta)^2 + (R - a \cdot \cos \beta)^2 + (Z \cdot \cos \alpha)^2 = R^2, \quad (2.43)$$

де a – відстань від площини перетину до площини XOZ .

Після виконання необхідних математичних перетворень

$$Z = \sqrt{\frac{R^2 - (R - a \cdot \cos \beta)^2}{\cos^2 \alpha} - X^2 \cdot \cos^2 \beta}. \quad (2.44)$$

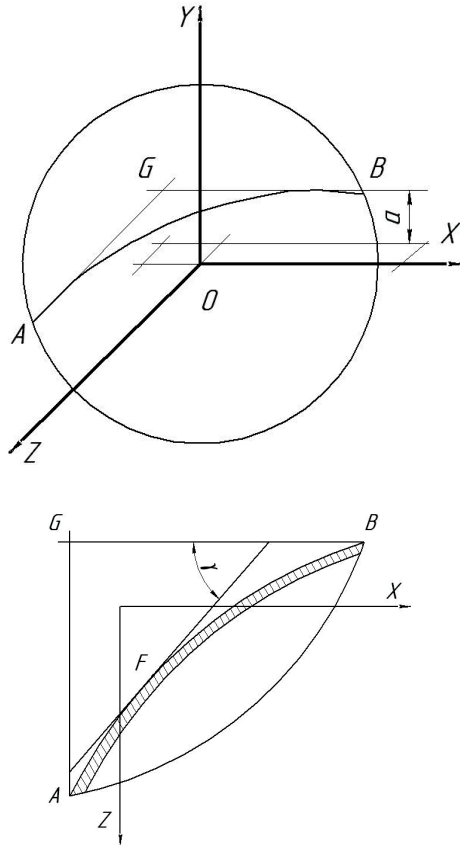


Рис. 2.15. Розрахункова схема до визначення рівняння горизонтальної твірної

Як видно з отриманого рівняння, твірна на відміну від твірної тракторного плуга не є пряма лінія, і кут її нахилу до стінки борозни буде змінним. Миттєве значення тангенса кута нахилу дотичної у довільно взятій точці F становитиме

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{dZ}{dX} = - \frac{\cos^2 \beta \cdot X}{\sqrt{\frac{R^2 - (R - a \cdot \cos \beta)^2}{\cos^2 \alpha} - X^2 \cdot \cos^2 \beta}}. \quad (2.45)$$

Для отримання повністю детермінованої картини знайдемо рівняння твірної у поздовжньо-вертикальній площині. Проводимо перетинаючу площину на відстані b від XOY (рис. 2.16.).

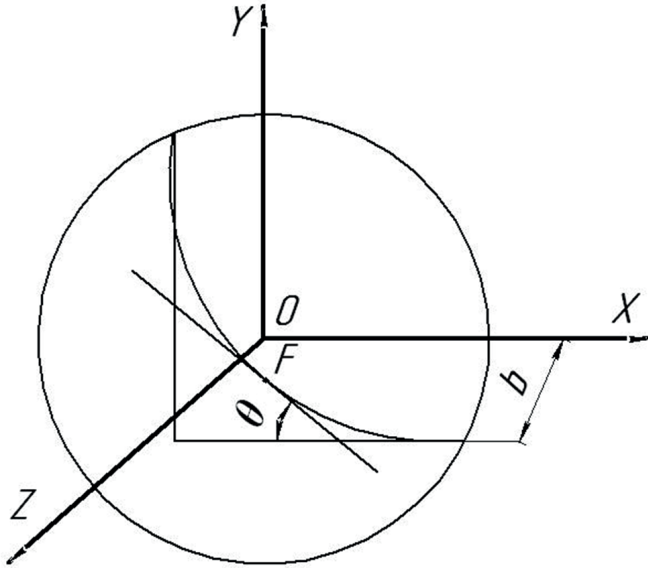


Рис. 2.16. Розрахункова схема до визначення кута θ

Рівняння лінії перетину

$$(X \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta)^2 + (R - Y \cdot \cos \beta)^2 = R^2 - (b \cdot \cos \alpha)^2. \quad (2.46)$$

Після математичних перетворень

$$y^2 - \frac{2 \cdot R}{\cos \beta} \cdot y + x^2 \cdot \cos^2 \alpha + \frac{b^2 \cdot \cos^2 \alpha}{\cos^2 \beta} = 0, \quad (2.47)$$

або

$$y_{1,2} = \frac{R}{\cos \beta} \pm \sqrt{\frac{R^2}{\cos^2 \beta} - x^2 \cdot \cos^2 \alpha - \frac{b^2 \cdot \cos^2 \alpha}{\cos^2 \beta}}. \quad (2.48)$$

Миттєве значення кута нахилу до площини $Y0Z$ дотичної до твірної у довільно взятій точці запишемо як

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{dy}{dx} = \pm \frac{x \cdot \cos^2 \alpha}{\sqrt{\frac{R^2}{\cos^2 \beta} - x^2 \cdot \cos^2 \alpha - \frac{b^2 \cdot \cos^2 \alpha}{\cos^2 \beta}}}. \quad (2.49)$$

Точки перетину двох твірних однозначно визначають поверхню. Змінюючи параметри твірних, можна отримати рівняння поверхні практично довільної форми.

Розглянемо характерні точки на поверхні сфери.

Перш за все на поверхні сфери існує крива, відносно якої кут дотичної $\theta = 90^\circ$, або $\operatorname{tg} \theta = \infty$. Умова буде виконуватись, якщо знаменник рівняння (2.49) дорівнюватиме нулю,

$$\sqrt{\frac{R^2}{\cos^2 \beta} - x^2 \cdot \cos^2 \alpha - \frac{b^2 \cdot \cos^2 \alpha}{\cos^2 \beta}} = 0. \quad (2.50)$$

Після математичних перетворень та з урахуванням виразу (2.46) отримуємо систему рівнянь:

$$Z = \sqrt{\frac{R^2}{\cos^2 \alpha} - x^2 \cdot \cos^2 \beta};$$

$$Y = \frac{R}{\cos \beta}. \quad (2.51)$$

Якщо проводити аналогію з корпусом плуга, то ту частину поверхні, що знаходиться нижче рівня $y = R/\cos \beta$, можна вважати лемешем, вище – полицею.

2.5.3. Дальність відкидання ґрунту диском

У процесі роботи дискового робочого органа відбувається відкидання шару ґрунту за межі борозни. Модель цього процесу базується на тому, що шар ґрунту не руйнується в межах поверхні диска (рис. 2.17) [11]. Вийшовши за його межі, шар продовжує у відносному русі рухатися по траєкторії, що задана у просторі кривизною поперечного перетину диска і кутом атаки. Сумісна дія сил тяжіння та інерції приводить до відриву частини шару, і вона виконує вільне падіння. Дальність відкидання у поперечному напрямку автори пропонують визначати за формулою

$$\Delta Y = L_{\text{ВД}} \cdot \sin(\beta + \Delta\varphi) + Y, \quad (2.52)$$

де $L_{\text{ВД}}$ – довжина відірваної частини шару ґрунту;
 β – кут сходу шару ґрунту з робочої поверхні сферичного диска по відношенню до напрямку руху агрегату;
 $\Delta\varphi$ – кут повороту відділеної частини;
 Y – відстань від осі зняряддя до точки відриву.

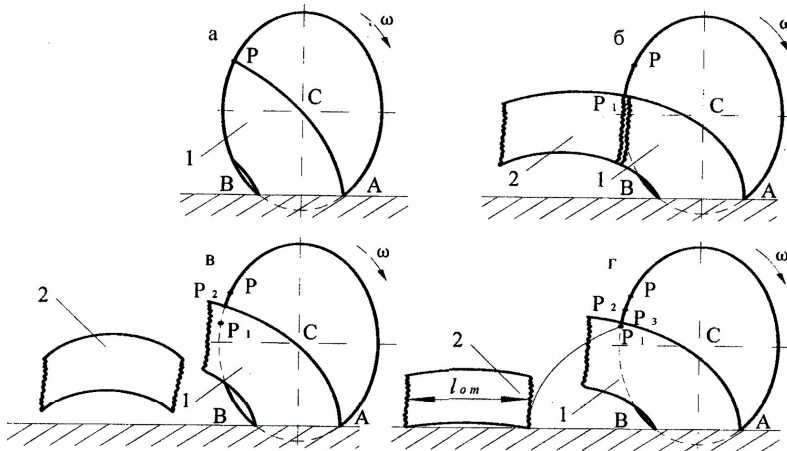


Рис. 2.17. Фази переміщення шару ґрунту

Виконані за формулою (2.52) розрахунки, дають значення дальності відкидання відірваної частини ґрунту для диска діаметром 650 мм (у середньому 0,6 м).

3. АНАЛІТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ АГРЕГАТІВ НА ОСНОВІ ДИСКОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

3.1. ДИСКОВИЙ ПЛУГ

Розрахункова схема плуга представлена на рис. 3.1. Конструктивні параметри, що визначають роботоздатність машини:

- кут нахилу поздовжньої балки ω ;
- розташування дисків на рамі;
- положення начіпки відносно рами.

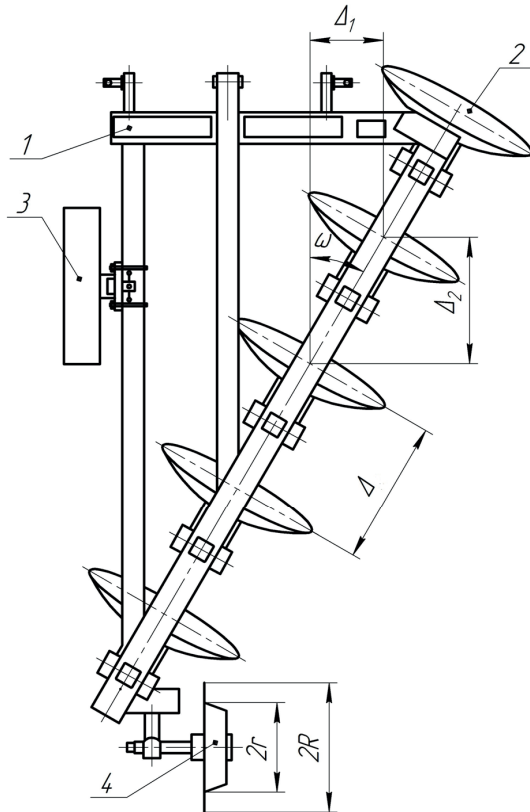


Рис. 3.1. Конструктивна схема дискового плуга:
1 – рама; 2 – дисковий корпус;
3 – колесо опорне; 4 – колесо борозне

Ці показники в найбільшій мірі визначають сталість ходу агрегату та відповідність якості роботи агротехнічним вимогам. Положення начіпки залежить від напрямку результуючої сили тяги плуга, а на останнє впливає профіль борозни, взаємне розташування дисків та реакція на відкидання шару ґрунту в процесі обертання диска.

Розглянемо послідовно окреслені параметри.

3.1.1. Взаємне розташування дисків на рамі машини

Відповідно до розрахункової схеми (рис. 3.1) визначаємо Δ_1 та Δ_2 відносно відстані між осями стояків та по ходу машини.

При роботі машин з дисковими робочими органами на дні борозни утворюються непорушені гребені, висота яких чітко агротехнічно аргументована. Тому відстань Δ_1 визначаємо з точки зору саме висоти цих гребенів (рис. 3.2).

Висота непорушеного гребеня над дном борозни дорівнюватиме

$$h = Y = R \cdot (1 - \sin \gamma_h) \cdot \cos \beta, \quad (3.1)$$

де γ_h – центральний кут, що відповідає висоті h над дном борозни, або

$$\gamma_h = \arcsin \left(1 - \frac{h}{R \cdot \cos \beta} \right). \quad (3.2)$$

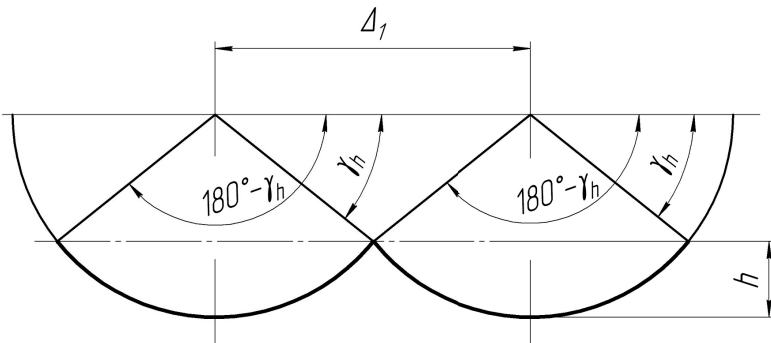


Рис. 3.2. Розрахункова схема до визначення Δ_1

З розрахункової схеми (рис. 2.12) відстань Δ_1 не повинна перевищувати

$$\Delta_1 < 2 \cdot R \cdot \cos \gamma_h = 2 \cdot R \cdot \cos \left[\arcsin \left(1 - \frac{h}{R \cdot \cos \beta} \right) \right]. \quad (3.3)$$

Як показує аналіз отриманої формули, умова перекриття за шириною захвату на рівні поверхні ґрунту буде виконуватися.

Відстань Δ (Δ_2) між дисками в поздовжньому напрямку повинна забезпечувати вільне проходження ґрунтового потоку в разі зміни кутових параметрів постановки дисків (рис. 3.3).

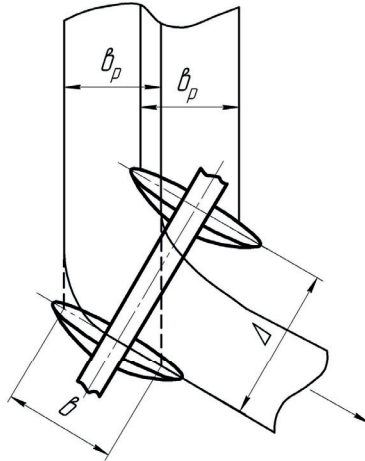


Рис. 3.3. Розрахункова схема до визначення Δ та Δ_2

Найбільш детально поведінку підрізаного шару ґрунту дослідив С.Г. Мударісов [11]. Він виділяв три основні різновиди деформації ґрунту:

- без зміни об'єму (вологі ґрунти);
- зі зменшенням об'єму (сухі пухлі ґрунти);
- зі збільшенням об'єму (сухі щільні ґрунти).

Учений відзначив, що збільшення об'єму відбувається в основному за рахунок збільшення вертикального розміру шару ґрунту. Найбільшу ширину ґрунтового потоку слід очікувати в першому випадку, і вона буде практично співпадати з профілем

борозни. Отже, відстань між робочими органами у поздовжньому напрямку достатньо прийняти такою, що дорівнює максимальній ширині захвату диска.

Як показує практика експлуатації плугів та дискаторів, диск зберігає роботоздатність при зануренні у ґрунт не більше ніж на $2/3$ його радіуса. Це відповідає центральному куту $\gamma = 20^\circ$. Максимальна глибина борозни в цьому випадку становитиме

$$a = 0,66 \cdot R \cdot \cos \beta. \quad (3.4)$$

Ширина захвату диска

$$\begin{aligned} b_p &= R \cdot \cos \alpha \cdot (\sin \beta + \cos 20^\circ) - R \cdot \cos \alpha \cdot [\sin \beta + \cos (180^\circ - 20^\circ)] = \\ &= 1,88 \cdot R \cdot \cos \alpha. \end{aligned} \quad (3.5)$$

Таким чином, відстань між дисками у поздовжній площині дорівнює

$$\Delta > 1,88 \cdot R \cdot \cos \alpha, \quad (3.6)$$

кут нахилу поздовжньої балки рами –

$$\theta = \arcsin \frac{\cos \left[\arcsin \left(1 - \frac{h}{R \cdot \cos \beta} \right) \right]}{0,94 \cdot \cos \alpha}. \quad (3.7)$$

3.1.2. Конструктивні параметри борозного колеса

За своїм призначенням борозне колесо повинно компенсувати дію реакції ґрунту в поперечній площині, тобто його дія аналогічна дії польової дошки полицевого плуга. Конструктивно опорне колесо складається з диска 1 та опорного котка 2 (рис. 3.4).

Бокове зусилля сприймається диском колеса, а опорний коток обмежує його занурення. Отже, робоча частина диска 1 обмежена площею сегмента BCEF (вид А).

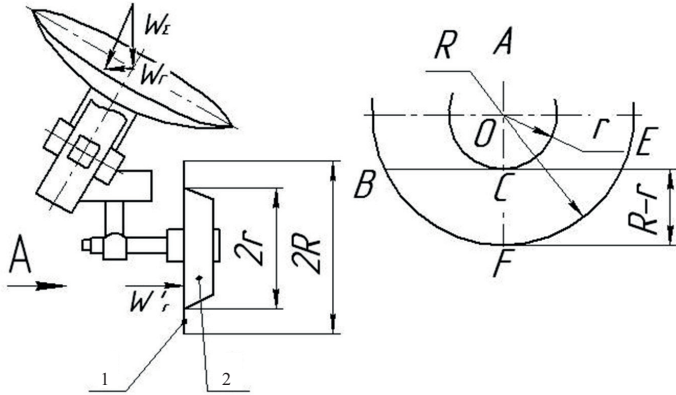


Рис. 3.4. Розрахункова схема борозного колеса

З розрахунку тягового опору нами отримане значення позовжньої складової сили опору. Поперечна складова цієї сили має вид

$$W_r = W_\Sigma \cdot \sin \alpha. \quad (3.8)$$

Ця сила повинна бути компенсована силою змінання ґрунту диском колеса

$$W_r^i = W_r = q \cdot S \cdot h, \quad (3.9)$$

або

$$S = \frac{W_r}{q \cdot h}, \quad (3.10)$$

де q – коефіцієнт об'ємного змінання ґрунту;

S – площа контакту;

h – припустима глибина змінання.

На рис.3.4 площа сектора $OBFE$ становить

$$S_C = R^2 \cdot \arccos \frac{r}{R}, \quad (3.11)$$

площа трикутника OBE –

$$S_\Delta = r \cdot \sqrt{R^2 - r^2}. \quad (3.12)$$

Тоді шукана площа сегмента BCEF дорівнюватиме

$$S = R^2 \cdot \arccos \frac{r}{R} - r \cdot \sqrt{R^2 - r^2}. \quad (3.13)$$

Введемо позначення $k = \frac{r}{R}$. Тоді рівняння (3.13)

прийме вид

$$S = R^2 \cdot (\arccos(k) - k \cdot \sqrt{1 - k^2}). \quad (3.14)$$

Якщо задатися величиною R , то площа контакту буде визначатися величиною k . Проте рівняння (3.14) в явному виді вирішити не можливо. Тому представимо результати розрахунку у вигляді графіків (рис. 3.5).

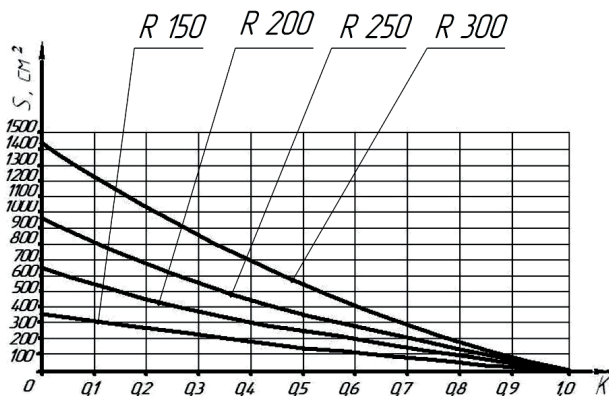


Рис. 3.5. Залежність площі контакту диска борозного колеса від співвідношення $k = r/R$. (Оскільки у довідковій літературі одиниці виміру, за правило, q [н/см²] та h [см], площу контакту наведено у [см²])

Таким чином, для визначення радіуса котка борозного колеса необхідно за формулою (3.14) визначити мінімально необхідну площу контакту і потім, задавши величину R за графіком (рис. 3.5), обчислити k . Потрібний радіус буде дорівнювати: $r = k \cdot R$.

3.2. ДИСКОВА БОРОНА (ЛУЩИЛЬНИК)

Параметри дискової борони, які підлягають обґрунтуванню:

- діаметр і радіус кривизни диска;
- відстань між дисками в батареї;
- кількість дисків у батареї (довжина батареї);
- кут постановки батареї до напрямку руху (кут атаки).

3.2.1. Діаметр і кривизна диска

Залежно від умов роботи, діаметр потрібно обирати найменшим з допустимих значень, бо зі збільшенням діаметра різко зростає сила, необхідна для його занурення. Для визначення мінімально припустимого діаметра скористаємося розрахунковою схемою М.В. Брагинця [2].

Діаметр диска в першу чергу залежить від заданої глибини обробки і обмежується величиною зазору між поверхнею поля і розпірними втулками, що встановлені між дисками (рис. 3.6).

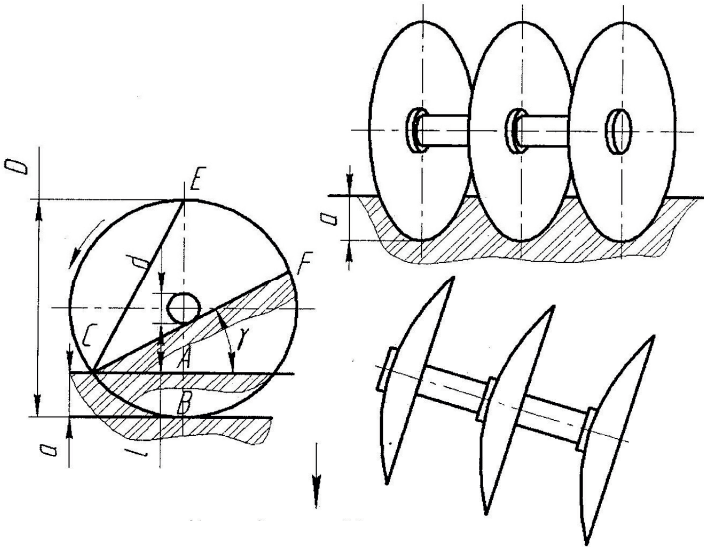


Рис. 3.6. Розрахункова схема до визначення діаметра диска за батарейного його кріплення

Розпушений диском ґрунт повинен вільно проходити в зазор:

$$D = 2 \cdot a + d + 0,5 \cdot (CF) \cdot \operatorname{tg} \gamma = 2 \cdot a + d + \sqrt{a \cdot (D - a)} \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (3.15)$$

де d – діаметр втулки;

a – глибина ходу диска;

γ – кут наповзання шару ґрунту на диск.

Виконаними дослідженнями встановлено, що діаметр дисків борони повинен в 3–3,5 раза перевищувати глибину обробітку ґрунту [2].

Радіус кривизни диска обирається в такий спосіб, щоб у процесі роботи утворювався зазор між тильним боком диска і стінкою борозни. Як правило, ця умова виконується при $R = (1,08–1,30) \cdot D$.

3.2.2. Відстань між дисками в батареї в однослідному варіанті агрегату

Для визначення відстані між дисками в батареї скористаємося графоаналітичним методом [8, 9]. За критерій раціональності прийнята висота непорушених гребенів на дні борозни. Визначення виконується в певній послідовності.

Формують профіль оброблюваного шару ґрунту, для чого наносять лінію N–N, яка позначає дно борозни (рис. 3.7), і послідовно у прийнятому масштабі відкладають висоту гребенів (h), рівень денної поверхні ґрунту (a) і висоту розташування осі обертання дисків ($D/2$).

Під кутом атаки дискової батареї β з довільно взятої точки A проводять проєкцію на дно борозни осі обертання дисків. Відступивши від точки A приблизно $(2,5–3) \cdot D$, окреслюють контур диска. Відстань необхідно обирати таким чином, щоб контур диска не пересікався з лінією дна борозни. На контурі диска відмітити рівні висоти гребенів h та осі обертання дисків ($D/2$).

Із точки O (центр кола) радіусом R (кривизна диска) провести дугу, обмеживши її довжину діаметром диска. З'єднавши кінцеві точки дуги прямою, отримуємо вид зверху леза і диска 1 у цілому.

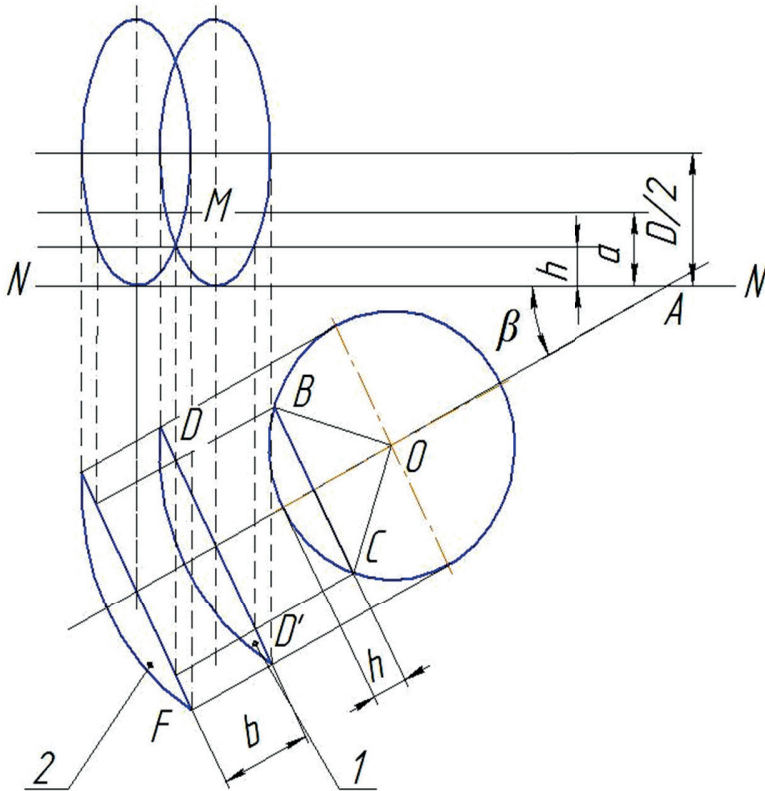


Рис. 3.7. Розрахункова схема до визначення відстані між дисками в батареї в однослідному варіанті:

1 – вертикальна проекція першого диска;

2 – вертикальна проекція другого диска

Провівши з точок B і C паралельні прямі до перетину з лезом диска 1, отримуємо точки D і D' , які на лезі відповідають рівню h . Спроектувавши базові точки D і D' на рівні, відповідні профілю оброблюваного шару ґрунту, отримуємо поперечно-вертикальну проекцію диска і профілю борозни.

Наступний диск 2 треба вписати у профіль так, щоб у точці M обидві проекції дисків перетиналися на рівні h . Для дотримання цієї вимоги із точки D опускаємо вниз перпендикуляр до перетину його з продовженням лінії CD' . Через отри-

ману точку F проводимо лінію обрізу диска 2 і на ній будемо його профіль.

Проекція диска 2 на оброблюваний шар ґрунту будується аналогічно першому диску. Відстань між дисками b визначається як відстань між проекціями лез дисків 1 та 2.

3.2.3. Відстань між дисками в батареї у двослідному варіанті агрегату

Відстань між дисками у варіанті двослідного агрегату виконується відповідно до розрахункової схеми – рис. 3.8.

Проводимо осі 1 і 3 відносно батарей першого та другого рядів. Для батареї першого ряду, за аналогією з п. 3.3.2, будемо поперечно-вертикальну проекцію першого диска і відповідно профіль його борозни.

Наступний диск буде відноситися до батареї, що іде слідом. Треба вписати його таким чином, щоб на рівні вершини гребеня, обидві проекції дисків перетиналися на рівні h . Для цього з точки перетину лезом першого диска з лінією висоти гребеня опускаємо перпендикуляр до перетину з лінією висоти гребеня для диска другого ряду. Будемо проекцію диска і відмічаємо на профілі борозни положення точки перетину другого диска з лінією h . Наступний диск, буде відноситися до батареї першого ряду. Знаходимо аналогічні лінії перетину, будемо профіль і знаходимо відстань між дисками в батареї.

Для контролю знаходимо положення другого диска другої батареї, відзначаємо відстань між дисками і порівнюємо зі значенням, отриманим для першої батареї.

Кількість дисків у батареї обмежується нерівностями рельєфу плантації, міцнісними характеристиками вала, кінематичними показниками агрегату і зручністю в керуванні. Аналітично обґрунтовувати цей показник не доцільно. Аналіз конструкцій відомих виробників показує, що кількість дисків у батареї, як правило, 7–11 з відстанню між дисками 250–350 мм.

Наведена методика розрахунку може бути використана і для розрахунку дводискової секції (рис. 1.12).

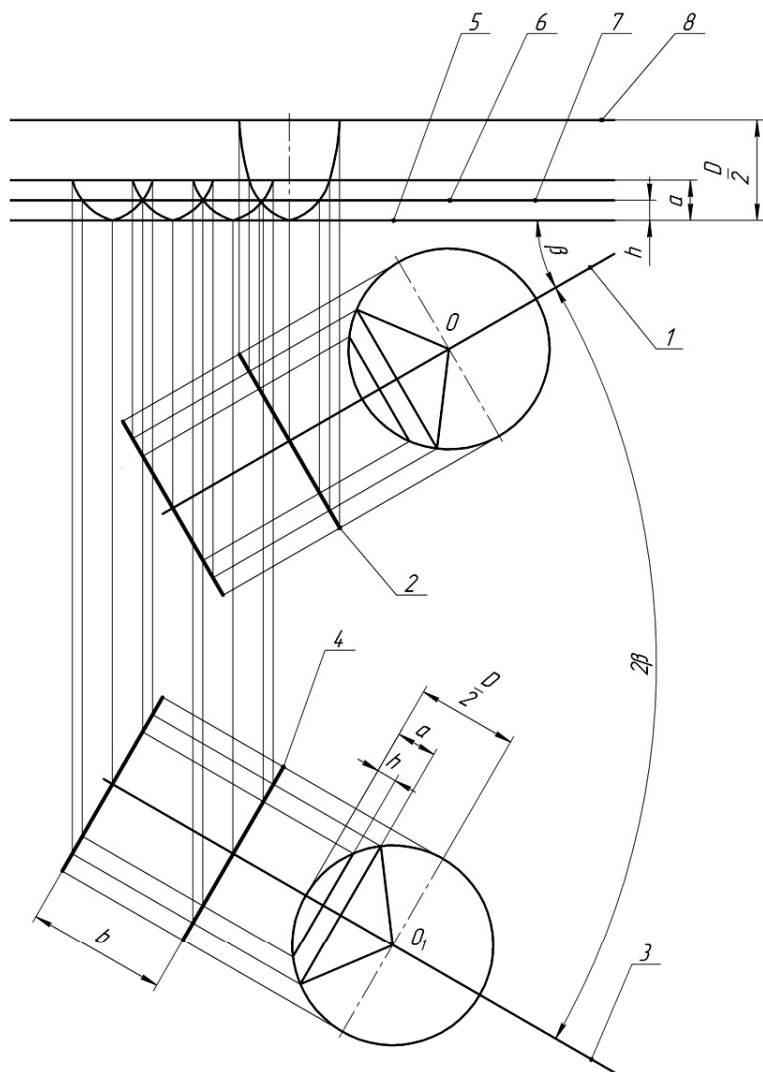


Рис. 3.8. Розрахункова схема до визначення відстані між дисками в батареї у двослідному варіанті:
 1 – вісь батареї першого ряду; 2 – профіль леза диска батареї першого ряду; 3 – вісь батареї другого ряду;
 4 – профіль леза диска батареї другого ряду; 5 – дно борозни;
 6 – рівень висоти гребенів; 7 – рівень денної поверхні;
 8 – вісь обертання батареї

3.3. ДИСКАТОР

Параметри, які підлягають обґрунтуванню в дискаторі:

- діаметр і радіус кривизни диска;
- відстань між дисками в ряду;
- кути постановки до напрямку руху і вертикалі;
- відстань між рядами;
- кількість рядів дисків.

Як було аналітично і експериментально доведено С.Г. Мударісовим [11], А.М. Семенютою [16], оптимальні діапазони кутів постановки диска такі:

- до напрямку руху $\alpha = 30\text{--}40^\circ$;
- до вертикалі $\beta = 17\text{--}26^\circ$;
- кількість рядів дисків – 3;
- відстань між рядами – 700–900 мм.

Цими ж авторами було доведено, що раціональним значенням радіуса кривизни дисків слід вважати значення, яке дорівнює діаметру диска.

Практично всі наведені параметри добре відпрацьовані в ході експериментальних досліджень і рядової експлуатації. Враховуючи наявність спільних рис з плугом, деякі методики обґрунтування параметрів можуть бути запозичені. Зупинимось на відмінностях.

3.3.1. Відстань між дисками дискатора

Методика визначення відстані між дисками, коли вони встановлені під кутом до вертикалі і напрямку руху, базується на відомій розрахунковій схемі (рис. 3.9).

Відповідно до схеми:

$$D_c \cdot \sin \alpha = b \cdot \cos \alpha - l \cdot \sin \alpha,$$

або

$$D_c = b \cdot \operatorname{ctg} \alpha - l, \quad (3.16)$$

де α – кут постановки дисків до напрямку руху;

l – відстань між осями обертання дисків;

D_c – довжина хорди на рівні висоти гребенів;

b – відстань між дисками.

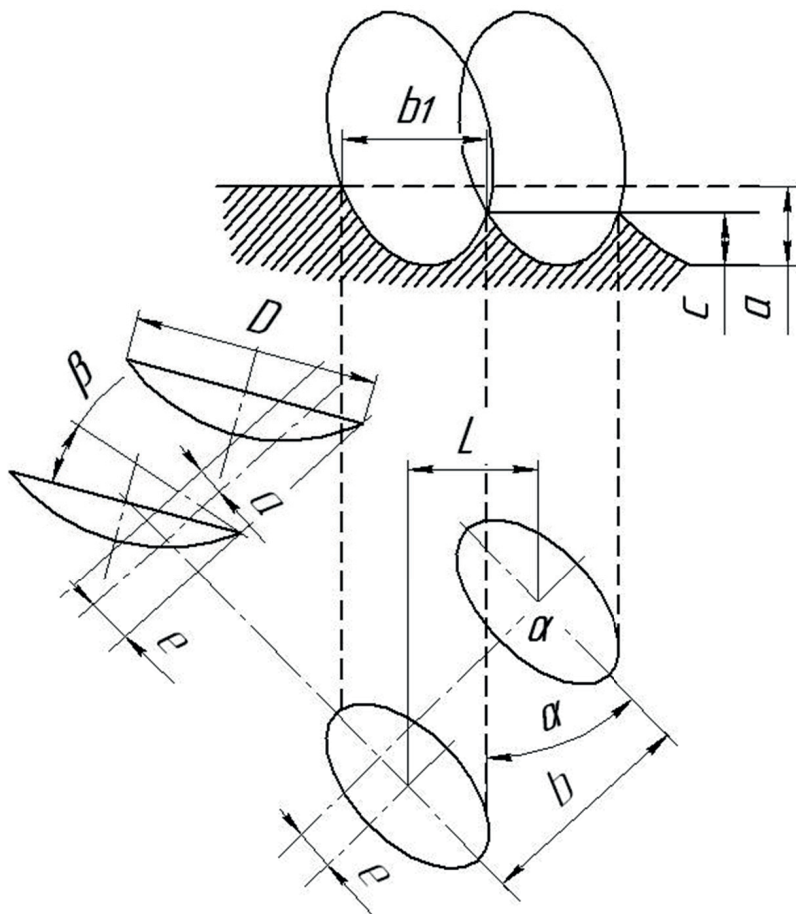


Рис. 3.9. Розрахункова схема до визначення відстані між дисками дискатора

Для висоти непорушеного гребеня на дні борозни C та кута нахилу до вертикалі β

$$D = \frac{D_c^2 \cdot \cos \beta}{4 \cdot C} + \frac{C}{\cos \beta}, \quad (3.17)$$

де D – діаметр диска.

Розв'язавши рівняння (3.17) відносно D_c і підставивши отримане значення у вираз (3.16), після математичних перетворень отримуємо, що

$$b = \left[2 \cdot \frac{\sqrt{C \cdot (D \cdot \cos \beta - C)}}{\cos \beta} + l \right] \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (3.18)$$

3.3.2. Аналітичні дослідження процесу збудження коливань пружного стояка

Жорсткість пружного стояка диска визначається величиною тягового опору. Тяговий опір залежить від механіко-технологічних властивостей ґрунту, зміна яких приводить до виникнення пружних коливань.

Для позрахунку тягового опору скористаємося розрахунковою моделлю А.М. Панченка [15]. Прийняті такі позначення:

- b – приведена ширина захвату;
- a – глибина оранки;
- α_p – кут різання;
- φ_1 – кут тертя ґрунту по сталі;
- φ_2 – кут внутрішнього тертя ґрунту;
- γ – питома вага ґрунту;
- K' – межа несучої спроможності;
- z, x – параметри площадки затуплення леза;
- θ – задній кут леза;
- $C_{\text{зд}}$ – питоме зчеплення часток ґрунту.

$$b = 0,66 \cdot \sqrt{2 \cdot R \cdot \frac{a}{\sin 75} - \left(\frac{a}{\sin 75} \right)^2}. \quad (3.19)$$

Тяговий опір диска розбиваємо на 5 складових:

$$P_{pl} = A + B + C + D + F.$$

Складова А (опір на різання)

$$A = 1,8 \cdot \left[b \cdot a + \frac{0,66 \cdot a^2 \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2}{\cos(\alpha_p + \varphi_2)} \right] \cdot \operatorname{tg}(45^\circ + \varphi_2). \quad (3.20)$$

Складова В (тяговий опір на переміщення шару ґрунту)

$$B = 4,9 \cdot b \cdot a^2 \cdot \operatorname{tg} 2\left(45^\circ - \frac{\varphi_2}{2}\right) \cdot \left[\sin \varphi_2 + \cos(\alpha_p - \varphi_2) \cdot \cos \alpha_p \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 \right]. \quad (3.21)$$

Складова С (складова сил тертя)

$$C = a^2 \cdot \left\{ 0,5 \cdot C_{\text{уд}} \cdot [\operatorname{tg}(45^\circ + \varphi_2) + \operatorname{ctg}(\alpha_p)] \cdot \frac{0,66 \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2}{\cos(45^\circ + \varphi_2)} + 4,9 \cdot \delta_p \cdot \operatorname{tg}^2\left(45^\circ - \frac{\varphi_2}{2}\right) \cdot \sin \varphi_2 \cdot \gamma \right\} \cdot \operatorname{tg} \varphi_1. \quad (3.22)$$

Складова D (опір на затуплення різальної кромки)

$$D = K'(z + x \cdot \operatorname{tg} \varphi_1) \cdot b. \quad (3.23)$$

Складова F (додатковий опір на робочу швидкість)

$$F = 9,81 \cdot b \cdot a \cdot \gamma \cdot \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2. \quad (3.24)$$

Амплітуда коливань

$$A_K = C \cdot (P_{p1} \pm \sigma_p), \quad (3.25)$$

де A_K – амплітуда коливань;

σ_p – середнє відхилення величини діючої сили;

C – жорсткість пружини.

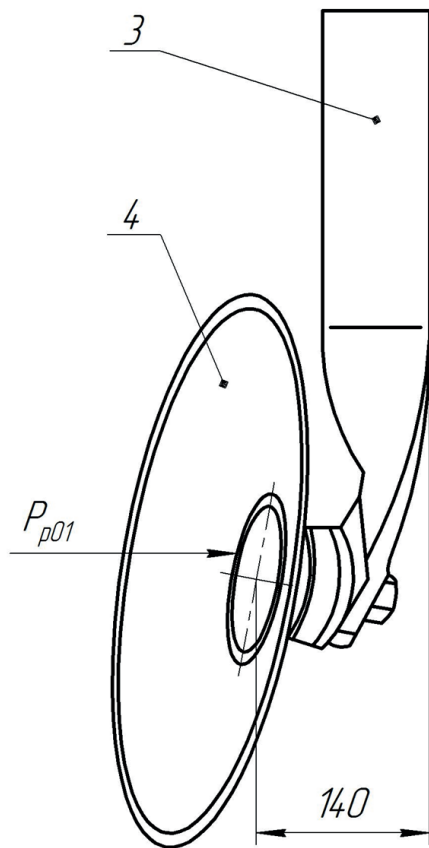


Рис. 3.10. Розрахункова схема до визначення пружності стояка диска

$$C = \frac{A_K}{P_{P1}}. \quad (3.26)$$

Таким чином, жорсткість диска обумовлена величиною потрібної амплітуди коливань і механіко-технологічними властивостями ґрунту.

4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ З ГРУНТОМ ДИСКІВ РІЗНОГО КОНСТРУКТИВНОГО ВИКОНАННЯ

У даному розділі представлені результати власних експериментальних досліджень, виконаних кафедрою сільськогосподарських машин Дніпропетровського державного аграрно-економічного університету і ДП «Гуляйпільський механічний завод» ПАТ «Мотор-Січ».

Мета, яка передбачалася, – визначити раціональні конструкції дисків для використання в ґрунтових умовах Півдня України.

В експерименті були задіяні конструкції, проаналізовані й обґрунтовані в ході аналітичних досліджень. Нами пропонується розглянути диски двох конструктивних виконань, які показали перспективність використання у складі дискового плуга.

Проблема використання дискового плуга, як і плуга загальної конструкції, для Півдня є досить наболілою. Справа в тому, що в умовах посушливого клімату, як відомо, треба максимально уникати перемішування шарів ґрунту. Однак повністю відмовитися від плужного обробітку не можливо, оскільки хоча б один раз на декілька років необхідно шари міняти місцями. До того ж існує невирішене питання щодо обробітку ґрунту в умовах підвищеної вологості: робота на рисових чеках, літування ставків. Таким чином, проблема дискового плуга існує, і вона нагальна.

4.1. КОНСТРУКЦІЇ ДОСЛІДНИХ УСТАНОВОК

Загальноприйнята схема експериментальних досліджень передбачає лабораторні і польові дослідження. У випадку ґрунтообробних машин лабораторними дослідженнями доцільно отримати дані по складових тягового опору, у польових умовах – якісні показники роботи.

Наведені конструкції розроблені сумісно ДДАЕУ і ДП ГМЗ ПАТ «Мотор-Січ» [16].

4.1.1. Лабораторна установка

Лабораторна установка (рис. 4.1) являє собою ґрунтовий канал традиційної конструкції, тобто ґрунтовий лоток, візок, який встановлений на рейках з можливістю переміщуватись уздовж лотка, і механізм приводу візка.

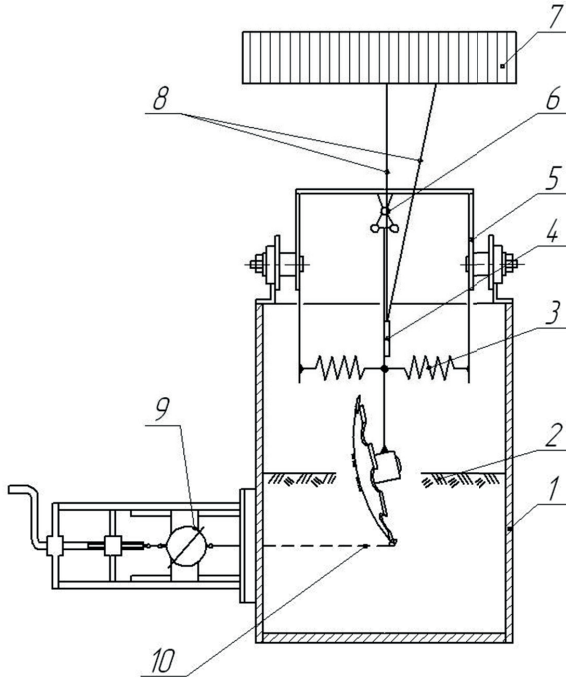


Рис. 4.1. Схема лабораторної установки:

1 – лоток; 2 – модель робочого органа; 3 – відтаровані пружини;
4 – ОКГ; 5 – візок; 6 – шарнір; 7 – міліметрова шкала; 8 – луч;
9 – динамометр; 10 – трос для градування

Лоток заповнюється модельним середовищем, на візок навішується робочий орган, встановлюється потрібна глибина ходу, і візок протягується вздовж лотка. Виникаючі при цьому поздовжня і поперечна сили опору заміряються за допомогою системи тензодатчиків. Враховуючи те, що замість ґрунту використовується модельне середовище і самі робочі органи виконані з масштабним коефіцієнтом, абсолютні значення замірюваних величин необхідно перераховувати на натуральний ґрунт і нату-

ральний робочий орган. Це дає велику похибку, і тому на практиці визначають тільки співвідношення згаданих сил. Таким чином, необхідності у визначення абсолютних значень складових тягового немає.

Нами була запропонована і відпрацьована схема досліджень, представлена на рис. 4.1.

Стояк дискового робочого органа навішувався до візка 5 через шарнір 6. У центральній частині стояк фіксувався у вертикальному положенні двома відтарованими пружинами 3. У процесі руху, під дією сили опору, стояк відхиляється. До стояка прикріплений оптичний квантовий генератор (ОКГ) 4, луч 8 від якого відхиляється від вертикалі пропорційно відхиленню стояка, і це відхилення фіксується на міліметровому папері 7. Аналогічно заміряють відхилення луча в поздовжньо-вертикальній площині. Співвідношення відхилень дає співвідношення доведених сил.

4.1.2. Польова установка

Дослідна установка розрахована на дослідження одного диска і дозволяє визначати поздовжню і поперечну складові тягового опору. Утворену в ході досліджень борозну можна використовувати для зняття проб на якість розпушування ґрунту. Конструкція установки відображена на рис. 4.2.

Робочий орган навішується на плиту 9, виставляються кути постановки до напрямку руху і вертикалі. Робочий орган заглиблюється на глибину робочого ходу, і установка починає рух. Складові тягового опору, що сприймає робочий орган, передаються через плиту 9 на поперечну рухому раму 4. Рама 4 роликками 10 опирається на поздовжню рухому раму 3 і може вільно по ній рухатися у поперечному напрямку. Сила, що змушує раму рухатися, заміряється динамометром 7. Поздовжня складова передається на раму 3, яка в свою чергу може рухатись у поздовжньому напрямку відносно основної рами 2 установки. Діюча при цьому сила заміряється динамометром 8.

Уклон місцевості можна моделювати шляхом змінення постановки опорних коліс механізмом 6 регулювання глибини заглиблення.

Для гасіння коливань стрілок у динамометрах передбачені гумові амортизатори коливань активної дії.

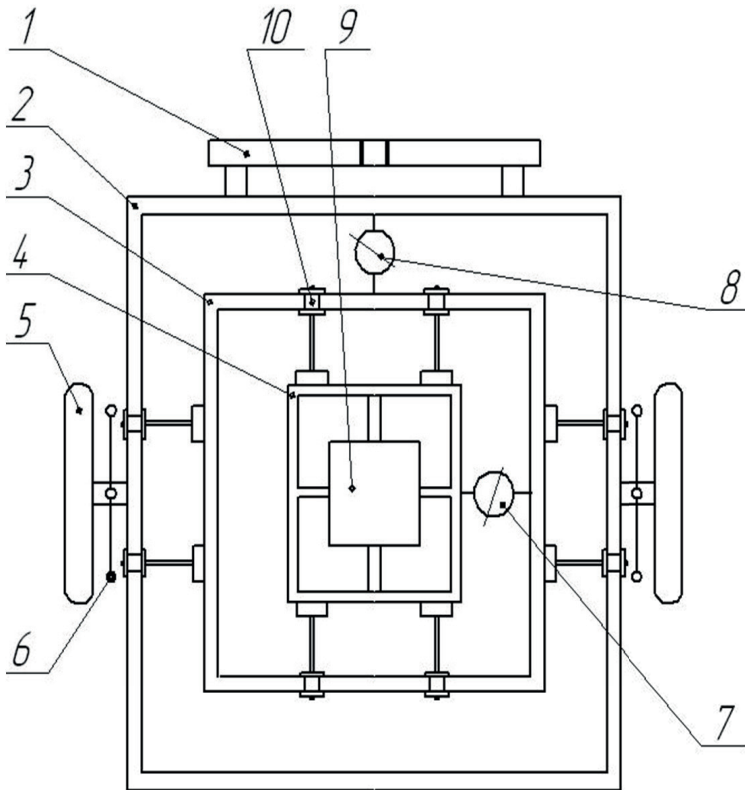


Рис. 4.2. Схема дослідної установки:

- 1 – навіска; 2 – рама основна; 3 – рама рухома поздовжня;
- 4 – рама рухома поперечна; 5 – колесо опорне;
- 6 – механізм регулювання глибини заглиблення;
- 7 – динамометр поперечної складової;
- 8 – динамометр поздовжньої складової;
- 9 – плита для кріплення досліджуваного робочого органу;
- 10 – ролик опорний

Загальний вид дослідної установки представлений на рис. 4.3. Установка начіпна і агрегується з тракторами класу 1,4.

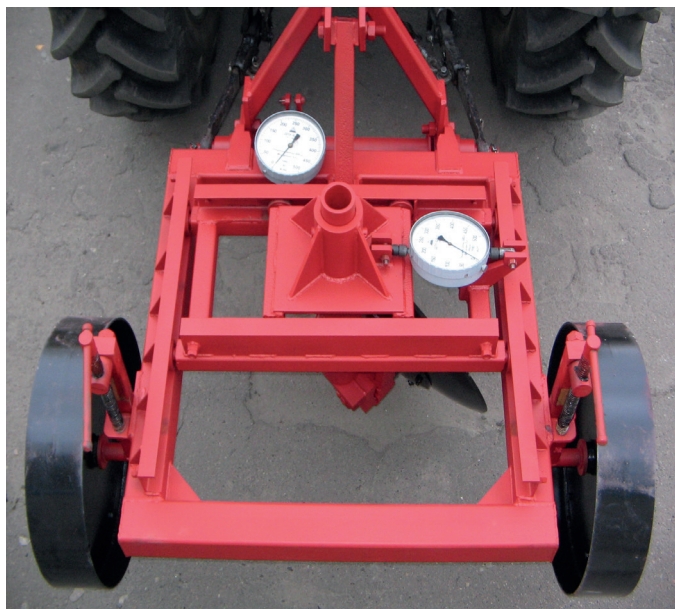


Рис. 4.3. Загальний вигляд дослідної установки

4.2. ЧАСТИННІ МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.2.1. Питоме зчеплення часток ґрунту

Питоме зчеплення часток ґрунту визначали за кількістю ударів твердоміра ДорНДІ (рис. 4.4). Сутність полягає в підрахунку кількості ударів вантажу 4 до повного занурення на глибину 100 мм наконечника 3 твердоміра. При цьому робота, яку виконує вантаж за кожен удар, повинна дорівнювати 1 кГм. Особливість конструкції полягає в тому, що наконечник 3 виконано циліндричної форми, і він працює виключно на зминання.

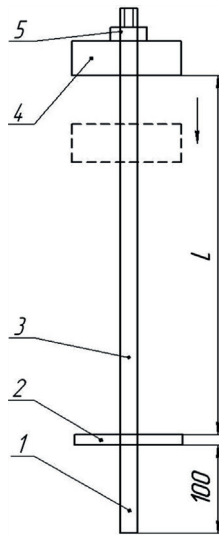


Рис. 4.4. Твердомір ДорНДІ [12]:

1 – напрямна; 2 – обмежувач; 3 – наконечник;
4 – вантаж; 5 – гайка

Далі, відповідно до графіка, зображеному на рис. 4.5, за кількістю ударів вантажу визначали питоме зчеплення часток ($C_{уд}$) [12].

Але відмінність методики полягає в іншому: наконечник твердоміра не дозволяє контролювати питоме зчеплення часток на всю глибину оранки. Тому нами пропонується контролювати питоме зчеплення часток пошарово, як це ми бачимо на рис. 4.6, а потім знаходити усереднене значення показника.



Рис. 4.5. Залежність питомого зчеплення часток (СУД) та межі несучої спроможності (K') від кількості ударів щільноміра ДорНДІ

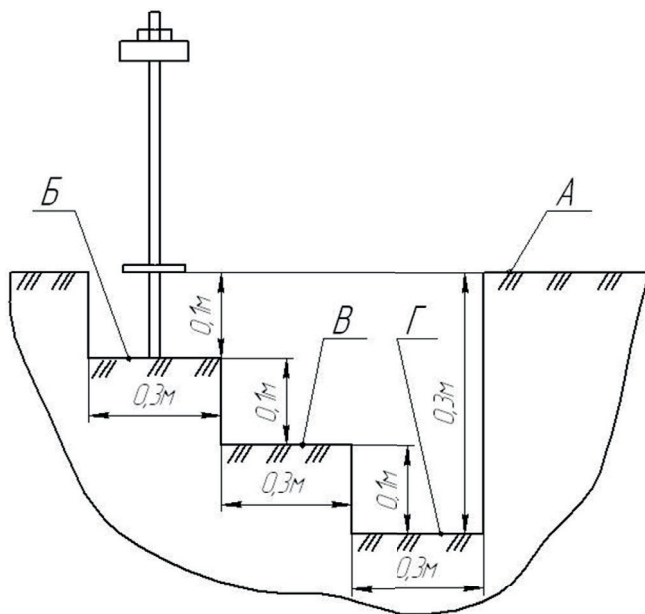


Рис. 4.6. Схема пошарового визначення питомого зчеплення часток ґрунту

4.2.2. Коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту

На підставі закону Кулона, який на підставі зсувного експерименту встановлює залежність, визначали коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту.

$$\tau = c + \sigma \cdot \operatorname{tg}(\varphi_2), \quad (4.1)$$

де τ – зсуваюча напруга;
 σ – стискаюча напруга;
 c – сила зчеплення;
 φ_2 – кут внутрішнього тертя.

Зразок ґрунту розміщували у зсувний прилад (рис. 4.7). Після навантаження зразка силою P додавали горизонтального навантаження T . Поступово збільшуючи навантаження, заміряли мікрометром 4 відносне переміщення b верхнього кільця 2 відносно нижнього 1, поки не відбувалося остаточне порушення ґрунту. Величину зусилля відраховували динамометром 5.

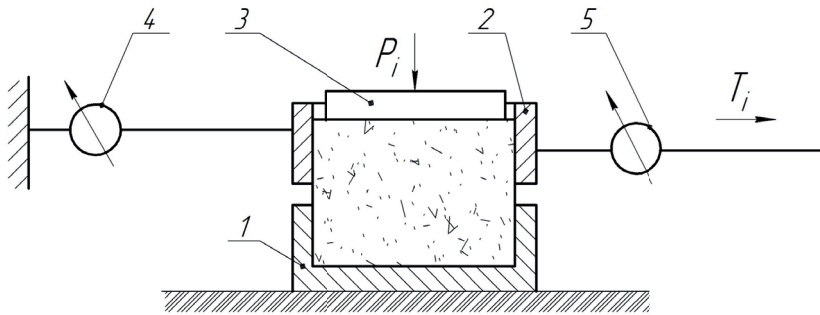


Рис. 4.7. Схема лабораторної установки:

1 – обойма нерухома; 2 – обойма рухома; 3 – кришка;
4 – мікрометр; 5 – динамометр

Рівняння (4.2) має два невідомих. Тому для визначення сили зчеплення і кута внутрішнього тертя необхідно провести два зсувних експерименти з різними значеннями σ і заміряти τ ($\tau = T/F$; $\sigma = P/F$, де F – площа поперечного перетину зразка).

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

$$\tau_1 = c + \sigma_1 \cdot \operatorname{tg}(\varphi_2); \quad (4.2)$$

$$\tau_2 = c + \sigma_2 \cdot \operatorname{tg}(\varphi_2). \quad (4.3)$$

Розв'язавши систему рівнянь, встановимо значення коефіцієнта внутрішнього тертя

$$f_2 = \operatorname{tg}(\varphi_2) = \frac{\tau_2 - \tau_1}{\sigma_2 - \sigma_1}. \quad (4.4)$$

4.2.3. Якість кришення ґрунту

Для оцінки якості кришення ґрунту використовують коефіцієнт структурності $K_{\text{СТ}}$, який визначається як відношення вмісту агрономічно цінних агрегатів (0,25–10 мм) до вмісту суми агрегатів приведеним діаметром менше за 0,25 мм та грудок – більше за 10 мм. Для визначення гранулометричного складу використовується решітний класифікатор.

На відміну від загальноприйнятої методики, нами відділялась окремо тільки фракція, яка пройшла решето з діаметром 10 мм. Але всю взяту пробу просіяти через таке решето дуже складно. Тому використовували всі решета для попереднього відділення великих агрегатів.

Спеціально виготовлену рамку 1,0×0,25 м накладали на оброблену поверхню, і в її межах знімався шар ґрунту до дна борозни. Знятий ґрунт зважували, висипали у верхнє решето решітного класифікатора і почергово просіювали на решетах.

Враховуючи, що решітний класифікатор мав мінімальні отвори діаметром 10 мм, то цим решетом практично і відділяли агрономічно цінні агрегати (рис. 4.8).

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

$$K_{CT} = \frac{A}{B-A}. \quad (4.5)$$

де A – маса агрегатів, відсіяних решетом 10 мм;
 B – загальна маса взятої проби.



Рис. 4.8. Просіювання решетом взятої проби ґрунту

4.2.4. Методика визначення питомої кількості рослин

Більшість існуючих методик [11, 12, 16] передбачає визначення кількості рослин на 1 см² шляхом накладання на поверхню поля рамки (рис. 4.9) з подальшим підрахуванням кількості рослин у її межах. Потім усе обчислювали в розрахунку на 1,0 см².

Але результати проведених раніше досліджень підтвердили нашу думку про безпідставність такої методики, і вона визнана неефективною. Зазначимо, що підрахування рослин дуже трудомісткий процес, якісно виконати який практично не можливо.

Нами відпрацьована, рекомендується до впровадження й широкого використання інша методика (рис. 4.10). А саме: порівнювати чисельність рослин за масою. У процесі досліджень

нами теж на поверхню поля накладалася рамка розміром 25×25 см, у межах якої знімався поверхневий шар ґрунту глибиною 5–8 см. Шар просіювали на решеті діаметром 10 мм. Грудки, що залишилися в коробі, відкидалися, рослинні рештки збирали, зважували і перелічували. У такий спосіб, окрім кількості рослинних решток, ми отримували і їх масу.



a



b

Рис. 4.9. До методики визначення кількості рослин:
a – на 1 м^2 [16]; *b* – шляхом просіювання

4.2.5. Профілювання дна борозни

З метою оцінки сталості ходу диска та перевірки аналітичної залежності, що дозволяє визначити параметри профілю розрахунковим методом, профіль дна борозни контролювався.

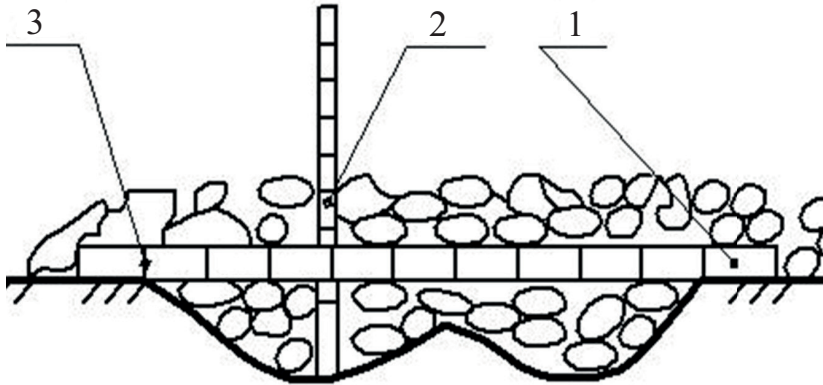


Рис. 4.10. Дослідження профілю дна борозни:

1 – рейка; 2 – щуп; 3 – місце положення крайньої риски рейки

Для профілювання брали спеціально виготовлену рейку 1 з нанесеними відмітками через кожні 10 см, довжиною, що дозволяє перекривати на 10–15 см ширину захвату. Рейку вкладали на оброблену поверхню (рис. 4.10) таким чином, щоб її кінці опиралися на необроблені краї борозни. Одну з крайніх відміток 3 рейки розташовували над обрізом стінки борозни.

Металевий щуп 2 встановлювали проти рисок на рейці і занурювали до упора в дно борозни. Відрахування глибини борозни виконували за сантиметровою шкалою, що нанесена на щуп.

4.2.6. Визначення глибистості поверхні

Відповідно до ГОСТ 16265 «Земледелие. Термины и определения» глибистість поверхні оранки є показником якості обробітку ґрунту, що виражає відсоткове відношення сумар-

ної площі грудок на поверхні ділянки до її загальної площі. За класифікацією С.А. Захарова, крупноглибистими слід вважати грудки, приведений діаметр яких перевищує 100 мм. Отже, задача полягає у визначенні сумарної площі таких грудок на виділений ділянці поля.

Нами розроблена і пропонується методика визначення глибистості поверхні через приведений діаметр грудок. Суть методики в тому, що після проходу агрегату відмічають контрольну ділянку розміром 1,0×1,0 м. З ділянки збирають грудки, які, на наш погляд, перевищують по розмірах 100 мм, і зважують кожну грудку окремо. Знаючи питому масу ґрунту ρ , знаходять приведений діаметр грудки і відповідно площу її поверхні:

$$D = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot m}{\pi \cdot \rho}}; \quad (4.6)$$

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{6 \cdot m}{\pi \cdot \rho} \right)^{\frac{2}{3}}, \quad (4.7)$$

де m – маса грудки;

ρ – питома маса ґрунту.

Таким чином, у ході замірювань необхідно відбирати грудки масою не менше за

$$m = \rho \cdot \frac{\pi \cdot D^3}{6} \Gamma. \quad (4.8)$$

Відповідно до методики глибистість поверхні визначали за формулою

$$\Gamma = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n S_i, \quad (4.9)$$

де n – кількість відібраних грудок.

4.2.7. Визначення гребенистості поверхні

Згідно з ГОСТ 16265 «Земледелие. Термины и определения», гребенистість є показник якості обробітку ґрунту, що характеризує вирівняність поверхні оранки.

Традиційно профілювання оранки виконується профілометром (рис. 4.11).

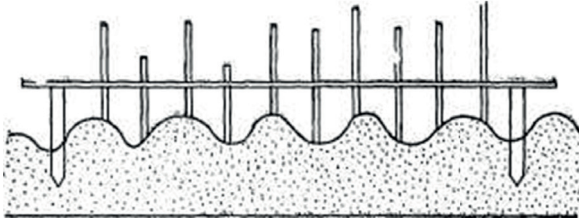


Рис. 4.11. Профілювання поверхні оранки за допомогою профілометра

Проте профілювання за наведеною схемою потребує багато часу на заміри і на подальшу математичну обробку.

Останнім часом частіше практикують так званий шнуровий метод. Суть методу пояснюється графічно – рис.4.12. Береться 10-метровий шнур з прив'язаною з одного кінця 2-метровою стрічкою з нанесеною сантиметровою шкалою. У ґрунт забивають кілок і прив'язують до нього шнур. Шнур натягують упоперек напрямку оранки і на відстані 10 м забивають другий кілок. Шнур кладуть на поверхню поля і обчислюють збільшення його довжини за рахунок копіювання поверхні.

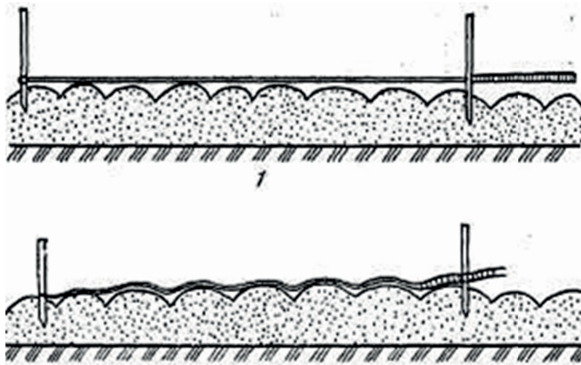


Рис. 4.12. Профілювання борозни за допомогою шнура

Подовження шнура перераховують у відсотковому співвідношенні, а гребенистість оцінюють за п'ятибальною шкалою (табл. 4.1).

Таблиця 4.1

Оцінка гребенистісті поверхні оранки

Гребенистість, %	Оцінка
< 5,0	Відмінно
5,1–10,0	Добре
10,1–15,0	Задовільно
15,1–20,0	Погано
> 20,0	Дуже погано

4.3. Результати лабораторних досліджень

Як показали дослідження [2, 3, 8, 15, 16], співвідношення складових тягового опору диска залежить тільки від його конструктивних параметрів та кутів постановки до напрямку руху і вертикалі і практично не залежить від механіко-технологічних властивостей ґрунту. Тому результати лабораторних досліджень можна поширити на натуральний зразок знаряддя і конкретні ґрунтові умови.

Найбільший вплив на тяговий опір мають такі конструктивні параметри:

- радіус кривизни диска ($R_{кр}$);
- кут нахилу диска до вертикалі (β);
- кут нахилу диска до напрямку руху (α).

Вплив інших факторів значно менший і його можна вважати не суттєвим. Для отримання порівнянних з натурним експериментом даних модельні дослідження виконували з двома масштабними коефіцієнтами. За основу був прийнятий диск діаметром 660 мм (натурний зразок) і дві моделі з масштабними коефіцієнтами: $k = 3$ (1:3) та $k = 2$ (1:2). Усі три диски в експериментах заглиблювались на глибину, що дорівнювала 1/3 діаметра.

4.3.1. Дослідження з масштабним коефіцієнтом $k=3$

Питоме зчеплення часток ґрунту модельного середовища прийняте 7,6 удара твердоміра ДорНДІ, що відповідає 26 в реальних умовах.

Кількість найбільш впливових конструктивних параметрів дорівнює трьом. Тому для досліджень нами прийнятий симетричний трифакторний експеримент плану $3 \times 3 \times 3$. Але для плоского диска $R_{KP} = \infty$, і це не дає можливості утворити симетричний план. Із цієї причини замість R_{KP} нами введений допоміжний показник – глибина порожнини диска h (рис. 4.13).

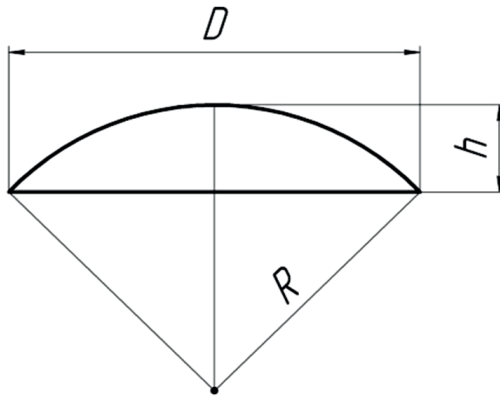


Рис. 4.13. Схема диска

Взаємозв'язок між цими показниками запишемо як

$$R_{KP} = \frac{D + 4 \cdot h^2}{8 \cdot h}, \quad (4.10)$$

де D – діаметр диска моделі; $D = 320$ мм для масштабного коефіцієнта $k = 3$.

Відповідно до плану рівні варіювання факторів представлені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2

Рівні варіювання факторів

Фактор	Код	Рівні факторів		
		-1	0	+1
Кут постановки диска до напрямку руху (α), град	X_1	31,5	40	48,5
Кут постановки до вертикалі (β), град	X_2	26	17	8
Глибина порожнини диска (h), мм	X_3	0	20	40
Радіус кривизни (R_{KP}), мм		(∞)	(482)	(256)

Діапазон зміни глибини порожнини диска (радіуса кривизни) обраний у такий спосіб, що перекриває весь діапазон можливих значень R_{KP} від плоского диска до $R_{KP} = D$. Рівні кутових факторів підбрані так, щоб діапазон їх зміни відповідав діапазону їх зміни в реальних умовах.

За результатами багатофакторного експерименту отримано таке рівняння регресії:

$$\begin{aligned}
 K_B = & 0,409 + 0,047 \cdot X_1 - 0,041 \cdot X_2 + 0,026 \cdot X_3 - \\
 & - 0,019 \cdot X_1^2 - 0,011 \cdot X_2^2 + 0,019 \cdot X_3^2 - 0,007 \cdot X_1 \cdot X_2 + \\
 & + 0,027 \cdot X_1 \cdot X_3 + 0,002 \cdot X_2 \cdot X_3, \quad (4.11)
 \end{aligned}$$

де $K_B = P_B / P$ – коефіцієнт бокової складової сили тяги;

P_B – абсолютне значення бокової складової тягового опору;

P – поздовжній тяговий опір.

4.3.2. Аналіз отриманої регресійної моделі

Дослідимо поведінку отриманої залежності за умов відсутності впливу одного з факторів.

$$X_1 = 0.$$

$$\begin{aligned}
 K_B = & 0,409 - 0,041 \cdot X_2 + 0,026 \cdot X_3 - 0,011 \cdot X_2^2 + 0,019 \cdot \\
 & \times X_3^2 + 0,002 \cdot X_2 \cdot X_3;
 \end{aligned}$$

$$K_{B(\text{MIN})} = 0,348 \text{ (заміряне значення } - 0,35);$$

$$K_{B(\text{MAX})} = 0,482 \text{ (заміряне значення - 0,51).}$$

$$X_2 = 0.$$

$$K_B = 0,409 + 0,047 \cdot X_1 + 0,026 \cdot X_3 - 0,019 \cdot X_1^2 + 0,019 \times \\ \times X_2^3 + 0,027 \cdot X_1 \cdot X_3;$$

$$K_{B(\text{MIN})} = 0,343 \text{ (заміряне значення - 0,37);}$$

$$K_{B(\text{MAX})} = 0,509 \text{ (заміряне значення - 0,49).}$$

$$X_3 = 0.$$

$$K_B = 0,409 + 0,047 \cdot X_1 - 0,041 \cdot X_2 - 0,019 \cdot X_1^2 - 0,011 \times \\ \times X_2^2 - 0,007 \cdot X_1 \cdot X_2;$$

$$K_{B(\text{MIN})} = 0,298 \text{ (заміряне значення - 0,29);}$$

$$K_{B(\text{MAX})} = 0,474 \text{ (заміряне значення - 0,49).}$$

Графічний аналіз отриманої залежності (4.11) представлений на рис. 4.14–4.16.

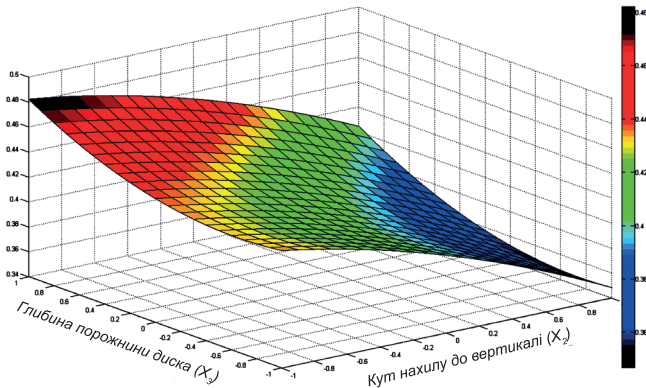
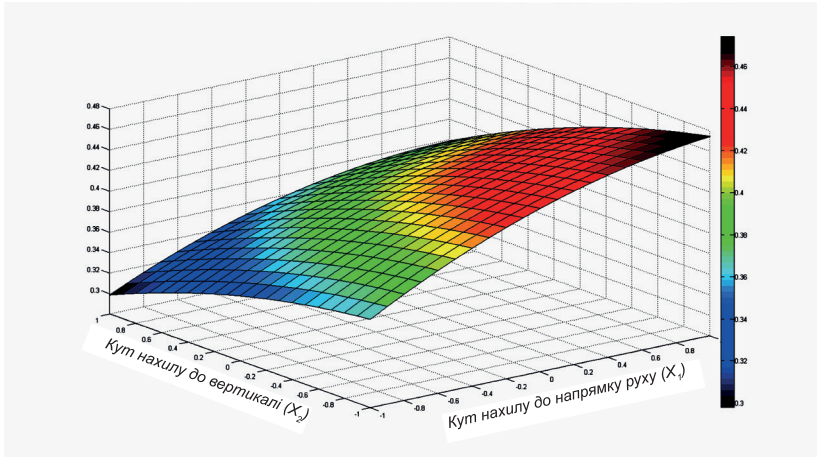
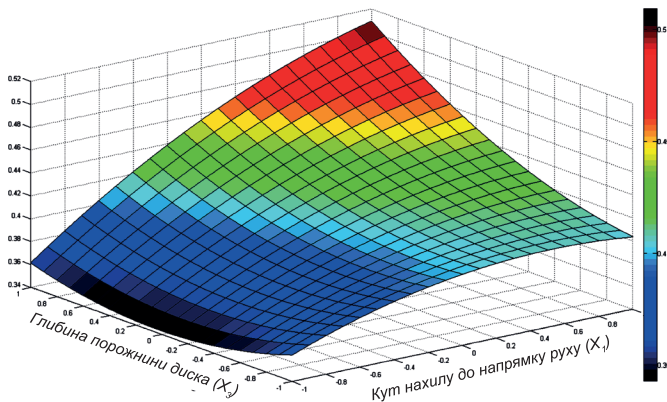


Рис. 4.14. Графік двомірного перетину коефіцієнта бокової складової сили тяги K_B від кута нахилу площини обертання диска до вертикалі (β , град; X_2), глибина порожнини диска (h , мм; X_3), за фіксованого значення кута нахилу площини обертання диска до напрямку руху (α , град; X_1) на нульовому рівні $X_1 = \alpha = 40$ град



бокової складової сили тяги K_B від кута нахилу площини обертання диска до вертикалі (β , град; X_2), кута нахилу площини обертання диска до напрямку руху (α , град; X_1) за фіксованого значення глибини порожнини диска (h , мм; X_3), на нульовому рівні $X_3 = h = 482$ мм



бокової складової сили тяги K_B від глибини порожнини диска (h , мм; X_3), кута нахилу площини обертання диска до напрямку руху (α , град; X_1) за фіксованого значення кута нахилу площини обертання диска до вертикалі (β , град; X_2) на нульовому рівні $X_2 = \beta = 17$ град

Проаналізуємо отримані результати.

Величина поперечної складової диска може змінюватись у досить широких межах, а саме: від 29,8 до 50,9 % від поздовжньої сили тяги. Основний вплив на це співвідношення має одночасна зміна кутів постановки диска до вертикалі і напрямку руху. Фізично це цілком пояснюється, бо одночасне збільшення цих кутів приводить до більш інтенсивного відкидання ґрунту вбік. Максимальне значення до 54 % дає комбінація максимальної кривизни диска (256 мм), кута нахилу його до вертикалі 26° та кута постановки – до напрямку руху $48,5^\circ$.

При аналізі складових діючих сил треба приймати до уваги, що поперечна складова у значній мірі відповідальна за розпушування ґрунту. Фактично це означає, що при обиранні конструктивних параметрів необхідно перш за все керуватись якістю розпушування, а величина поперечної складової може виступати як допоміжна.

4.3.3. Дослідження з масштабним коефіцієнтом $k = 2$

У ході модельних досліджень важливо отримати результати, порівнянні з даними натурного експерименту. Оптимальним є використання при цьому трьох масштабних коефіцієнтів:

$$K = 1(M1:1), K = 2(M1:2) \text{ і } K = 3(M1:3).$$

У повторенні повномасштабного трифакторного експерименту, як показала практика, необхідності немає. Нами були виконані заміри в характерних точках, тобто в тих точках, де P_B / P має мінімальне, максимальне і середнє значення (табл. 4.3)

Таблиця 4.3

. Співвідношення складових тягового опору для трьох масштабних коефіцієнтів

α , град	β , град	$K = 1$		$K = 3$		$K = 2$		
		$\frac{P_B}{P}$	P_B, H	P, H	$\frac{P_B}{P}$	P_B, H	P, H	$\frac{P_B}{P}$
48,5	8	0,48	51	105	0,49	156	365	0,43
48,5	17	0,54	55	113	0,49	219	420	0,47
48,5	26	0,57	59	110	0,54	211	380	0,56

Питоме зчеплення часток ґрунту модельного середовища прийняте 12,7 удара твердоміра ДорНДІ, що відповідає 26 ударам. Такий результат було зафіксовано у ході польових досліджень.

Аналіз даних наведеної таблиці показує, що похибка визначення співвідношення поперечної та поздовжньої складових сили тяги в межах обраних масштабних коефіцієнтів не перевищує 10 %. Це підтверджує, що проведені модельні дослідження можна вважати адекватними.

4.4. РЕЗУЛЬТАТИ ПОЛЬОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Програмою досліджень були передбачені експерименти щодо визначення тягового опору і якісних показників розпушування з використанням плоских (суцільного і вирізного) та сферичного дисків у трьох режимах: з пробуксовуванням, без пробуксовування і в разі повністю загальмованих дисків. Роботу виконували з використанням спеціального тензOMETричного візка (підрозділ 4.1).

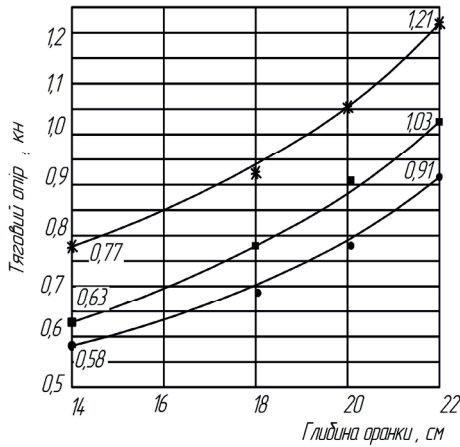
4.4.1. Тяговий опір диска

Дослідження проводили за умови раціональних кутів постановки диска до напрямку руху $\alpha = 40^\circ$ і до вертикалі $\beta = 26^\circ$ [16], оптимальної заміряної швидкості $V_p = 3,41$ м/с, твердості ґрунту 3,8–4,1 МПа. Діаметр дисків – 650 мм, радіус кривизни сферичного диска – 650 мм. Режим роботи без пробуксовування забезпечувався за наявності ґрунтозачепів з тильного боку дисків.

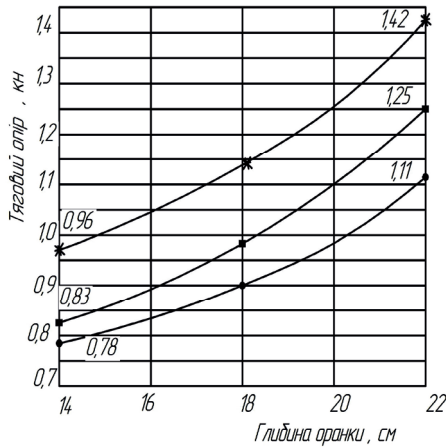
Візуальним спостереженням за агрегатами встановлено, що якість роботи відповідає агротехнічним вимогам. Агрегати стало виконують технологічний процес на швидкостях у діапазоні III–V передач трактора МТЗ-82, але робота на IV передачі методом експертної оцінки визнана оптимальною. На меншій швидкості не забезпечується достатня продуктивність, на більшій – шар ґрунту відкидається на відстань, що перевищує ширину борозни від диска.

Шлях занурення на робочу глибину становить 1,2 м при роботі на III передачі, 0,7 м – відповідно на IV для всіх трьох варіантів комплектації. На інших передачах дослідження не проводили.

Результати експериментальних досліджень тягового опору представлені на рис. 4.17.



а



б

б

- * – режим загальмованого диска;
- – режим з пробуксовуванням;
- – без пробуксовування

Рис. 4.17. Залежність тягового опору дисків від режиму роботи і глибини оранки:
 а – плоский диск з внутрішніми вирізами; б – диск сферичний

Аналіз наведених залежностей показує, що диск у всіх варіантах виконання в активному режимі має тяговий опір на 17–20 % менший за пасивний. Практично це і є складова сил тертя. Підтвердженням цього положення можна вважати й те, що полицевий плуг за тяговим опором практично близький до загальмованого дискового. Нелінійність залежності пояснюється тим, що зі збільшенням глибини оранки збільшується і ширина захвату.

4.4.2. Якість кришення ґрунту

За коефіцієнтом структурності та відповідно до положень, викладених у п. 4.2.3, визначали якість кришення ґрунту. Результати досліджень представлені на рис. 4.18 та 4.19.

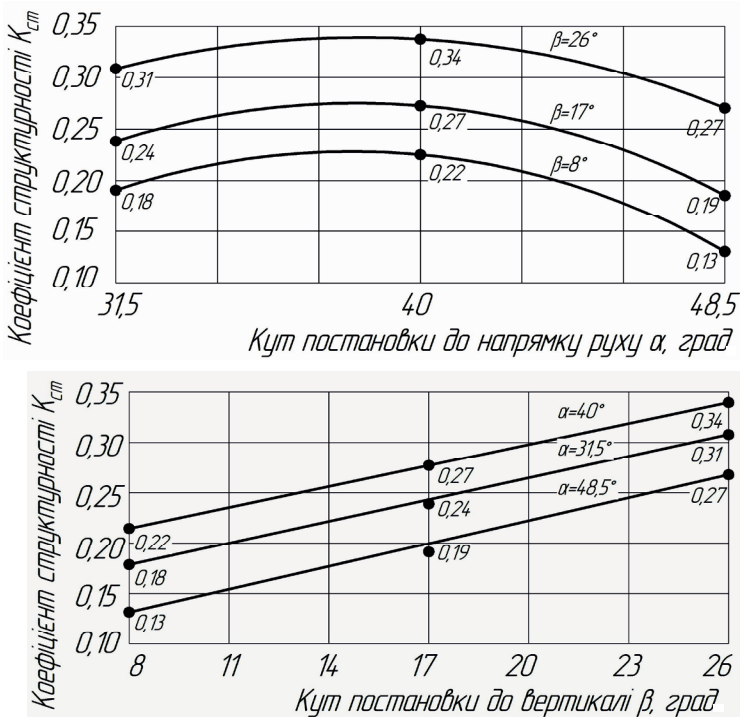


Рис. 4.18. Залежність коефіцієнта структурності від кутів постановки суцільного сферичного диска

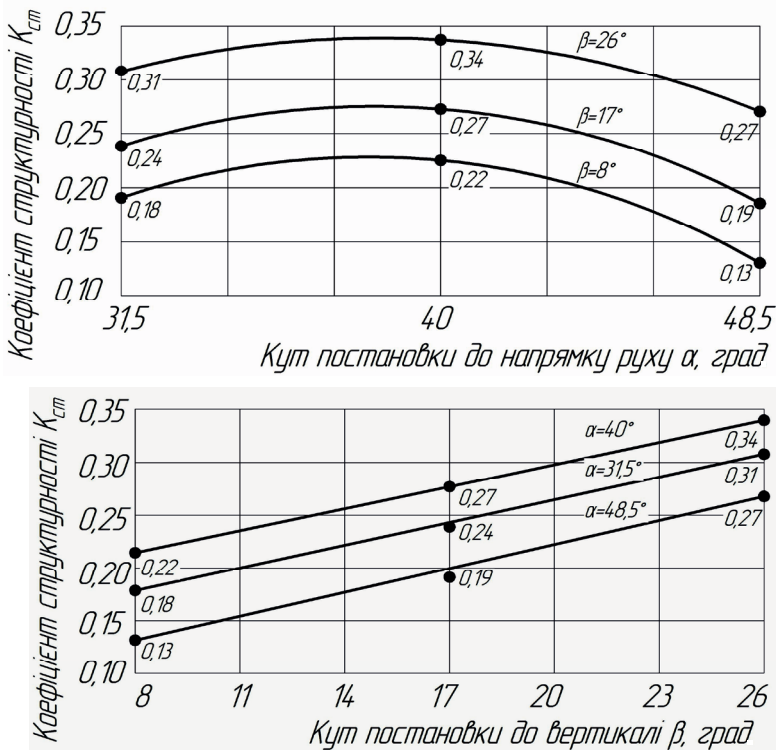


Рис. 4.19. Залежність коефіцієнта структурності від кутів постановки вирізного плоского диска

Аналіз наведених залежностей свідчить про те, що кришення обома видами дисків відбувається практично ідентично за однакових кутів постановки до напрямку руху і вертикалі. Але зовнішній вигляд поверхні відрізняється суттєво (рис. 4.20). Причина криється в тому, що завдяки вирізам дрібні фракції просипаються на дно борозни, залишаючи на поверхні крупні грудки і рослинні рештки. Після проходу сферичного суцільного диска поверхня виглядає більш вирівняною.

Отже, сферичний суцільний диск краще заорює рослинні рештки, утворює більш рівну поверхню і не робить диференціації грудкового складу за горизонтами.

Вирізний плоский диск залишає на поверхні ґрунту рослинні рештки і заорує дрібні грудки в нижні шари, але поверхня поля має явно виражені борозни і гребені.



а



б

***Рис. 4.20. Характерні ділянки після обробітку дисками:
а – сферичним; б – плоским***

Таким чином, якщо провести аналогію з полицевим плугом, то однозначно можна стверджувати, що у плоского диска слабо розвинені кути обертання і зсуву.

ВИСНОВОК

Дискові ґрунтообробні знаряддя отримали широке розповсюдження в сучасних агротехнологіях. Машинобудівні заводи пропонують все нові й нові за конструкціями та типами робочих органів модельні ряди таких машин. Наведений в даній роботі огляд конструкцій розкриває загальні тенденції в машинобудуванні і жодного разу не претендує на повний узагальнюючий аналіз.

Відзначимо, що абсолютна більшість з розглянутих машин являє собою добре відпрацьовані конструкції але їх впровадження можливе тільки за відповідного рівня культури землеробства.

У даній роботі представлені результати аналітичних і експериментальних досліджень, виконаних кафедрою сільськогосподарських машин Дніпропетровського державного аграрно-економічного університету і ДП «Гуляйпільський механічний завод» ПАТ «Мотор-Січ». Більш детально ознайомитися з результатами досліджень можна в опублікованих роботах. Серед них:

1. Аналитическое обоснование параметров и результаты полевых исследований дискового плуга / [Семенюта А.М., Белокопытов А.В., Кольцов Н.П., Волик Б.А.] // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2011. – Вип. 11, т. 5. – С. 198–205.

2. Аналитическое обоснование параметров и результаты полевых исследований дискового плуга / [Б.А. Волик, Г.В. Теслюк, А.Н. Семенюта, Д. Сердюк] // Образование и наука 21 век: материалы за международна научна практична конференция. Экология. География и геология. Химия и химически технологии. Селско стопанство. – София: «Бял ГРАД БГ» ООД, 2010. – Т. 17. – С. 58–64.

3. Волик Б.А. Результаты лабораторно-полевых исследований дискового плуга / Б.А. Волик, А.Н. Семенюта // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. научно-практ. конф. – Минск, 2011. – Т. 1. – С. 139–142.

4. Волик Б.А. Влияние углов установки дисков дискового плуга на структурно-агрегатный состав почвы и тяговое сопро-

тивление орудия / *Б.А. Волик, И.И. Махмудов, А.Н. Семенюта* // Интеграция науки и производства – стратегия устойчивого развития АПК России в ВТО: материалы Междунар. научно-практ. конф., посвященной 70-летию Победы в Сталинградской битве (Волгоград, 30 января–1 февраля 2013 г.). – Волгоград, 2013. – Т. 2. – С. 108–113.

5. Влияние угла постановки дисков дискового плуга на структурно-агрегатный состав почвы и тяговое сопротивление орудия / [*Павленко С.И., Волик Б.А., Марениченко В.В., Семенюта А.Н.*] // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. научно-практ. конф., посвященной ведущим ученым БГАТУ, создателям научной школы по автотракторостроению Д.А. Чудакову, В.А. Скотникову (Минск, 28–30 ноября 2013 г.). – Минск: БГАТУ, 2013. – С. 348–351.

6. *Кобець А.С.* Ґрунтообробні машини: теорія, конструкція, розрахунок: монографія / *А.С. Кобець, Б.А. Волик, А.М. Пугач.* – Дніпропетровськ: Вид-во «Свідлер А.Л.», 2011. – 140 с.

7. Математична модель дискового плуга / [*Семенюта А.М., Білокопитов О.В., Волик Б.А., Колбасін В.О.*] // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – Вип. 10, т. 8. – С. 169–176.

8. Методика лабораторних досліджень складаючих тягового опору ґрунту оброблюваних інструментів / [*Б.А. Волик, В.В. Конащук, Ю.В. Буцкій, М.Л. Давыденко*] // *Materials VI międzynarodowej naukowo-praktycznej konferencji «Perspektywiczne opracowania są nauką i technikami – 2010».* – Warszawa, 2010. – P. 74–77.

9. Особливості конструкції та основні результати польових досліджень дискового плуга / [*Б.А. Волик, А.М. Пугач, Г.В. Теслюк, А.М. Семенюта*] // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – 2011. – Т. 1, вип. 107. – С. 143–147.

10. Почвооброблювані інструменти: сучасний стан і перспективи розвитку / *А.С. Кобець, С.П. Сокол, А.Н. Кобець, Б.А. Волик* // Геотехнічна механіка: міжвідомчий збірник наукових праць. – Дніпропетровськ: Ін-т геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова, 2013. – Вип. 113. – С. 79–88.

11. Результати польових досліджень дискового плуга в умовах Півдня України / *Г. Теслюк, Б. Волик, П. Лісунов, Є. Ленеть* // Техніка і технології в АПК: науково-виробничий журнал. – Дослідницьке, УкрЦВТ. – 2014. – Вип. 6(57). – С. 22–26.

12. *Семенюта А.М.* Методика розрахунку загальної реакції різання ґрунту поверхнею довільної геометричної форми / *А.М. Семенюта, О.В. Білокопитов, Б.А. Волик* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – Вип. 10, т. 2. – С. 161–167.

13. *Семенюта А.М.* Результати польових випробувань дискового плуга, адаптованого для роботи в умовах Півдня України / *А.М. Семенюта, Б.А. Волик, В.О. Дубовик* // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвідомчий науково-техн. збірник. – Кіровоград: КНТУ, 2013. – Вип. 43, ч. I. – С. 335–340.

14. *Семенюта А.М.* Основні результати досліджень дискового робочого органа для мінімального обробітку ґрунту / *А.М. Семенюта, Б.А. Волик, Г.В. Теслюк* // Природне агровиробництво в Україні: проблеми становлення, перспективи розвитку: матеріали Міжнар. науково-практ. конф. (22–23 жовтня 2015 р.). – Дніпропетровськ: РВВ ДДАЕУ, 2015. – С. 76–78.

15. *Семенюта А.М.* Обґрунтування конструктивної схеми, параметрів та режимів роботи дискового плуга: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук / *А.М. Семенюта*. – Мелітополь, 2014. – 23 с.

16. *Теслюк Г.В.* Вплив різних варіантів постановки корпусів дискового плуга на структурно-агрегатний склад ґрунту / *Г.В. Теслюк, Б.А. Волик, А.М. Семенюта* // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвідомчий науково-техн. збірник. – Кіровоград: КНТУ, 2011. – Вип. 41, ч. 1. – С. 326–330.

17. *Теслюк Г.В.* Розробка конструкції та дослідження дискового плуга для роботи в умовах еродованих ґрунтів / *Г.В. Теслюк, Б.А. Волик, А.М. Семенюта* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків, 2015. – Вип. 156. – С. 67–75.

18. *Теслюк Г.В.* Вплив конструктивних і кінематичних параметрів дискового плуга на величину тягового опору і якість

розпушення ґрунту / *Г.В. Теслюк, Б.А. Волик, І.Ю. Брижатий* // Вісник Українського відділення міжнародної академії аграрної освіти. – Херсон: ОЛДІ-ПЛЮС, 2015. – Вип. 3. – С. 116–123.

19. *Теслюк Г.В.* Методика аналітичної оцінки якості розпушення ґрунту комбінованим агрегатом / *Г.В. Теслюк, Б.А. Волик, А.М. Пугач* // Сучасні проблеми землеробської механіки: збірник тез доповідей XVI Міжнар. наук. конф. (Київ, 17–19 жовтня 2015 р.) / МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. – К., 2015. – С. 146–146.

20. *Теслюк Г.В.* Методика аналітичної оцінки якості розпушення ґрунту комбінованим агрегатом / *Г.В. Теслюк, Б.А. Волик, А.М. Пугач* // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2015. – Вип. 226. – С. 260–264. – (Серія: Техніка і енергетика АПК).

ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Аналитическое обоснование параметров и результаты полевых исследований дискового плуга / [Б.А. Волик, Г.В. Теслюк, А.Н. Семенюта, Д. Сердюк] // Образование и наука 21 век: материалы за международна научна практична конференция. Экология. География и геология. Химия и химически технологии. Сельско стопанство. – София: «Бял ГРАД БГ» ООД, 2010. – Т. 17. – С. 58–64.

2. Брагинец Н.В. Анализ конструкций дисковых рабочих органов и теоретическое обоснование повышения эффективности процесса обработки почвы за счет использования более совершенных рабочих органов [Электронный ресурс] / Брагинец Н.В., Шовкопляс А.В. – Режим доступа: http://www.khntusg.com.ua/files/sbornik/vestnik_111/statia_13.pdf

5. Влияние угла постановки дисков дискового плуга на структурно-агрегатный состав почвы и тяговое сопротивление орудия / [Павленко С.И., Волик Б.А., Марениченко В.В., Семенюта А.Н.] // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. научно-практ. конф., посвященной ведущим ученым БГАТУ, создателям научной школы по автотракторостроению Д.А. Чудакову, В.А. Скотникову (Минск, 28–30 ноября 2013 г.). – Минск: БГАТУ, 2013. – С. 348–351.

4. Ганженко О.М. Обґрунтування параметрів дискового робочого органу з внутрішніми вирізами / О.М.Ганженко // Механізація сільського господарства: міжвідомчий темат. наук. збірник. – Глеваха, 2010. – С. 177–183.

5. Эльшейх А.Х. Обоснование технологического процесса предпосевной обработки почвы и конструктивно-технологических параметров комбинированного агрегата: автореф. дис. на соиск. ученой степени канд. техн. наук / А.Х. Эльшейх. – М., 2009. – 18 с.

6. Есоян А.М. К теории оптимизации параметров сферических дисков почвообрабатывающих машин / А.М. Есоян, П.А. Тонапетян, А.А. Аракелян // Известия Государственного аграрного университета Армении. – Ереван, 2006. – № 2. – С. 56–58.

7. *Канарев Ф.М.* Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия / *Ф.М. Канарев.* – М.: Машиностроение, 1983. – 142 с.

8. *Кобець А.С.* Грунтообробні машини: теорія, конструкція, розрахунок: монографія / *А.С. Кобець, Б.А. Волик, А.М. Пугач.* – Дніпропетровськ: Вид-во «Свідлер А.Л.», 2011. – 140 с.

9. *Кленин Н.И.* Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / *Н.И. Кленин, В.А. Сахун.* – М.: Колос, 1980. – 671 с.

10. Математична модель дискового плуга / [*А.М. Семенюта, О.В. Білокопитов, Б.А. Волик В.О. Колбасін*] // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10, т. 8. – С. 169–176.

11. *Мударисов С.Г.* Повышение качества обработки почвы путем совершенствования рабочих органов машин на основе моделирования технологического процесса: дис. ... докт. техн. наук: 05.20.01 / *Мударисов Салават Гумерович.* – Челябинск, 2007. – 351 с.

12. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: навч. посібник / [*Кобець А.С., Іщенко Т.Д., Волик Б.А., Демидов О.А.*]. – Дніпропетровськ: РВВ ДДАУ, 2009. – 84 с.

13. Обоснование конструктивно-режимных параметров дисковой секции при эксплуатации на влажных почвах / [*В.Е. Кириченко, З.У. Болоташвили, Е.П. Болоташвили* и др.] // Науковий вісник Луганського національного аграрного університету. – Луганськ, 2011. – № 30. – С. 13–32. – (Серія: Технічні науки).

14. Обґрунтування радіуса кривизни робочої тороїдальної поверхні дискового робочого органа ґрунтообробного знаряддя / [*Шелудченко Б.А., Фомін М.П., Губенко В.О., Вітовський О.В.*] // Механізація сільськогосподарського виробництва: збірник наукових праць Національного аграрного університету. – К., 1998. – Т. IV. – С. 97–100.

15. *Семенюта А.М.* Обґрунтування конструктивної схеми, параметрів та режимів роботи дискового плуга: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук / *А.М. Семенюта.* – Мелітополь, 2014. – 23 с.

16. *Семенюта А.М.* Обґрунтування конструктивної схеми, параметрів та режимів роботи дискового плуга: автореф. дис. на

здобуття наукового ступеня канд. техн. наук / *А.М. Семенюта*. – Мелітополь, 2014. – 23 с.

17. Современные ресурсосберегающие технологии //Сучасний фермер. – 2014. – № 2.– С. 52–57.

18. Ротационные дисковые рабочие органы как базовый элемент в комбинированных агрегатах для обработки почвы и посева / [*Е.И. Трубилин, К.А. Сохт, В.И. Коновалов, О.В. Данюкова*] // Научный журнал КубГАУ. – 2013. – № 9(07). – <http://ej.kubagro.ru/2013/07/pdf/101.pdf>

19. *Цытович Н.А.* Механика грунтов (краткий курс): учебник для строит. вузов / *Н.А. Цытович*. – [4-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Высш. шк., 1983. – 288 с.

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

21. *Шевченко І.А.* Обґрунтування геометричних параметрів дискових робочих органів / *І.А. Шевченко* // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2001. – Вип. 2, т. 16. – С. 13–20.

ДОДАТКИ

ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОКРЕМИХ ҐРУНТОБРОБНИХ АГРЕГАТІВ НА ОСНОВІ ДИСКОВИХ РОБОЧИХ ОРґАНІВ

Борони-луційльники

Модель	БДЛ-2,5	БДЛ-3,0	БДЛ-3,5	БДЛ-5,0	БДЛ-6,0	БДЛ-7,0
Ширина захвату, м	2,5	3,0	3,5	5,0	6,0	7,0
Глибина обробітку, см	5-10	5-10	5-10	5-10	5-10	5-10
Робоча швидкість, км/год	8-12	8-12	8-12	8-12	8-12	8-12
Кількість дисків	20	24	28	40	48	56
Діаметр дисків, мм	510	510	510	510	510	510
Маса, кг	950	1100	1200	3900	4200	4650
Продуктивність, га/год	2,5-3,8	3,0-4,5	3,5-5,3	5,0-7,5	6,0-9,0	7,0-10,5
Вид рами	Жорстка націпна			Складна причіпна		

Борони в'язкі, дискатори (при кутах постановки до напрямку руху 18° і вертикалі 10°)

Модель	БДТ- 3×4	БДТ- 4×4	БДТ- 5×4	БДТ- 6×4	БДТ- 7×4	БДТ- 8×4	БДТ- 9×4	БДТ- 10×4	БДТ- 14×4
Ширина захвату, м	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	14,0
Кількість дисків	24	32	40	48	56	64	72	80	112
Кількість секцій	1	1	3	3	3	3	3	3	5
Маса, кг	3600	4800	6100	7200	8400	9600	10800	12100	15700
Робоча швидкість, км/год	8–12	8–12	8–12	8–12	8–12	8–12	8–12	8–12	8–12
Продуктивність, га/год	2,4–3,6	3,2–4,8	4,0–6,0	4,8–7,2	5,6–8,4	6,4–9,6	7,2–10,8	8,0–12,0	12,0–14,0
Потужність трактора, к.с.	130	170	220	270	330	370	420	460	550
Тип рами	Жорстка								
	Складена								

Дискатори серії АГД

Модель	АГД-1,3	АГД-1,8	АГД-2,1	АГД-2,8	АГД-3,5	АГД-4,5
Конструктивна ширина захвату, м	1,3	1,8	2,1	2,8	3,5	4,5
Тип	Навісний					
Продуктивність, га/год	1,5-1,9	1,6-2,0	1,5-1,8	2,0-2,6	2,6-4,2	3,6-5,1
Глибина обробітку, см	8-15	8-15	8-18	8-20	8-18	8-18
Робоча швидкість, км/год	8-12	8-12	8-12	8-12	8-12	8-12
Витрати палива, л/га	4,8-5,2	5,8-6,2	6,8-8,0	7,4-8,9	9,6-11	11,5-13,5
Транспортна швидкість, км/год	20	20	20	20	20	20
Маса, кг	350	650	700	1160	1350	1750
Енергетичний засіб	МТЗ-80 ЮМЗ-6	МТЗ-80 ЮМЗ-6	МТЗ-80	МТЗ-80	Т-150	Т-150

Характеристики дискаторів закордонних виробників

Модель	Виробник	Ширина захвату, м	Діаметр диска, мм	Кількість		Відстань між дисками в ряду, см	Маса, кг
				дисків	рядів		
CATROS	AMAZONE	5	460	40	2	25	2950
OPTIMER 6002	KUHN	6	510	48	2	25	4330
CARRIER	VADERSTAD	5	430	40	2	25	4850
ГЕЛИОДОР	ЛЕМКЕН	5	465	40	2	25	2850
TERRA DISC	VOGEL & NOOT	5	510	40	2	25	2940
ДИСКОЛАЙТ	АГРОХИММАШ	5	510	40	2	25	3150
UFO	GASPARDO	6	610	48	2	25	4310
РУБИН 9/500	ЛЕМКЕН	5	620	40	2	25	5136
ДИСКОСТАР	АГРОХИММАШ	7	620	60	2	25	7850
1435-23	SUNFLOWER	7,1	610	66	2	22	7800
DISCOVER XL	KUHN	7	660	60	2	23	7090
3326DH	GREAT PLAINS	7,7	610	74	2	23	6260
ДИСКОМАКС	АГРОХИММАШ	7,8	660	64	4	25	9902
АРАХР-GL68	QUIVOGNE	7,4	660	68	2	23	9860
Серія 870	SALFORD	7,98	610	70	2	23	8846

Турбодисковий культиватор TURBODISK-14000

Модель	TURBODISK-14000	TURBODISK-18000
Ширина захвату, м	14	18
Продуктивність, га/год	16,8	21,0
Глибина обробітку, см	8	8
Кількість дисків	74	96
Робоча швидкість, км/год	12,0	12,0
Потужність трактора, к.с.	250	300

Дисковий плуг ПД-3 («Мотор-Січ»)

Модель	ПД-3
Ширина захвату, м	0,7–1,05
Кількість дисків	3
Діаметр дисків, мм	610
Кут постановки дисків до напрямку руху, град	31,5–40–48,5
Кут постановки дисків до вертикалі, град	8–17–26
Робоча швидкість, км/год	7,0–9,0
Продуктивність, га/год	0,7–0,9

Розпнувач «АГРІВАТОР» для роботи в системі Strip-Till

Модель	ЛРН-4/70	ЛРПС-6/70	ЛРН-8/70	ЛРПС-12/70	ЛРПС-16/70
Ширина захвату, м	2,8	4,2	5,6	8,4	11
Тип	начіпний	начіпний	причіпний	причіпний	причіпний
Кількість секцій (рядків)	4	6	8	12	16
Міжряддя, см	70–75	70–75	70–75	70–75	70–75
Робоча швидкість, км/год	8–12	8–12	8–12	8–12	8–12
Продуктивність, га/год	2,2–3,4	3,2–4,5	4,6–6,7	6,7–10,0	9,0–13,0
Маса, кг	1600	2300	3100	4500	6800
Потужність трактора, к.с	90–100	130–150	180–220	270–300	350–390

Продукція
ДП «Гуляйпільський механічний завод»
ПАТ «Мотор-січ»



Косарка призначена для скошування трави, стерні, рештків кукурудзи та соняшнику. Агрегується з тракторами тягового класу 2–3.



Каток виконує передпосівне та післяпосівне прикочування ґрунту при вирощуванні ріпаку, буряку і зернових культур. Агрегується з тракторами тягового класу 2–3.



Комбайн здійснює виділення насіння гарбуза безпосередньо на полі. Агрегується з тракторами типів МТЗ, ЮМЗ.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ АГРЕГАТИВ, В ОСНОВУ ЯКИХ ЗАКЛАДЕНІ ДИСКОВІ РОБОЧІ ОРГАНИ	6
1.1. Диски та їх конструкції	6
1.2. Борони і луцильники	11
1.3. Турбодискові культиватори	18
1.4. Дискатори	22
1.5. Дискові плуги	34
1.6. Дискові підгортачі	39
1.7. Комбіновані агрегати	43
1.8. Машини для роботи в умовах Strip-Till	48
2. АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ ДИСКА З ҐРУНТОМ	53
2.1. Розрахункова схема сферичного диска	53
2.2. Теоретичні засади виконаних аналітичних досліджень	56
2.3. Основні припущення, прийняті при моделюванні ґрунту	57
2.4. Взаємодія з ґрунтом плоского диска	58
2.4.1. Плоский суцільний диск	58
2.4.2. Плоский вирізний диск	65
2.4.3. Турбодиск (колтер)	68
2.5. Взаємодія з ґрунтом сферичного диска	73
2.5.1. Визначення загальної реакції ґрунту	73
2.5.2. Модельні уявлення поверхні диска	78
2.5.3. Дальність відкидання ґрунту диском	84
3. АНАЛІТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ АГРЕГАТИВ НА ОСНОВІ ДИСКОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ	85
3.1. Дисковий плуг	85
3.1.1. Взаємне розташування дисків на рамі машини	86

3.1.2.	Конструктивні параметри борозного колеса	88
3.2.	Дискова борона (луцильник)	91
3.2.1.	Діаметр і кривизна диска	91
3.2.2.	Відстань між дисками в батареї в однослідному варіанті агрегату	92
3.2.3.	Відстань між дисками в батареї у двослідному варіанті агрегату	94
3.3.	Дискатор	96
3.3.1.	Відстань між дисками	96
3.3.2.	Аналітичні дослідження процесу збудження коливальних пружного стояка	98
4.	ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ З ҐРУНТОМ ДИСКІВ РІЗНОГО КОНСТРУКТИВНОГО ВИКОНАННЯ	101
4.1.	Конструкції дослідних установок	101
4.1.1.	Лабораторна установка	102
4.1.2.	Польова установка	103
4.2.	Частинні методики досліджень	106
4.2.1.	Питоме зчеплення часток ґрунту	106
4.2.2.	Коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту	108
4.2.3.	Якість кришення ґрунту	109
4.2.4.	Методика визначення питомої кількості рослин	110
4.2.5.	Профілювання дна борозни	112
4.2.6.	Визначення глибистості поверхні	112
4.2.7.	Визначення гребенистості поверхні	114
4.3.	Результати лабораторних досліджень	115
4.3.1.	Дослідження з масштабним коефіцієнтом $k = 3$	116
4.3.2.	Аналіз отриманої регресійної моделі	117
4.3.3.	Дослідження з масштабним коефіцієнтом $k = 2$	120
4.4.	Результати польових досліджень	121
4.4.1.	Тяговий опір диска	121
4.4.2.	Якість кришення ґрунту	123
	ВИСНОВОК	126
	ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА	133

*Авторський колектив монографії
«Грунтообробні агрегати на основі дискових робочих органів»*



ВОЛИК БОРИС АНАТОЛІЙОВИЧ,
кандидат технічних наук,
доцент кафедри сільськогосподарських машин



КОБЕЦЬ ОЛЕКСАНДР МИКОЛАЙОВИЧ,
кандидат технічних наук, доцент,
завідувач кафедри сільськогосподарських машин



СЕМЕНЮТА АНАТОЛІЙ МИКОЛАЙОВИЧ,
кандидат технічних наук,
директор «Гуляйпільського механічного заводу»
ПАТ «Мотор-Січ»



СОКОЛ СЕРГІЙ ПЕТРОВИЧ,
кандидат технічних наук, доцент,
декан інженерно-технологічного факультету



ТЕСЛЮК ГЕННАДІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ,
кандидат технічних наук,
доцент кафедри сільськогосподарських машин

Наукове видання

**ГРУНТООБРОБНІ АГРЕГАТИ
НА ОСНОВІ ДИСКОВИХ
РОБОЧИХ ОРГАНІВ**

МОНОГРАФІЯ

Редактор: *М.П. Гончаренко*
Комп'ютерний набір та верстка: *В.О. Олексенко*

Редакційно-видавничий відділ
Дніпропетровського державного аграрно-економічного університету
49600, Дніпропетровськ, вул. Ворошилова, 25.
Телефони: (056) 713-51-75, 745-53-76. Факс: 744-08-67
E-mail: redviddday@i.ua, info@dsau.dp.ua
Web: www.dsau.dp.ua, ojs.dsau.dp.ua

Підписано до друку 30.05.2016. Формат 60×84/16
Обл.-вид. арк. 7,2. Умовно-друк. арк. 6,8.
Папір офсетний.