

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Факультет інженерії та енергетики
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу**

**Кваліфікаційна робота
на правах рукопису**

ДУНАЄВ МАКСИМ ОЛЕКСІЙОВИЧ

УДК 630.631.03

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ПРОЄКТ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ЗБИРАННЯ
КОРЕНЕБУЛЬБОПЛОДІВ З УДОСКОНАЛЕННЯМ КОПАЧА**

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня бакалавр

Кваліфікаційна робота містить результати власних розробок. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ М. О. Дунаєв

Керівник роботи

Грабар І. Г.

доктор технічних наук, професор

Житомир – 2026

АНОТАЦІЯ

Дунаєв Максим Олексійович. Проєкт технологічного процесу збирання коренебульбоплодів з удосконаленням копача. – *Кваліфікаційна робота на правах рукопису.*

Кваліфікаційна робота на здобуття першого освітнього ступеня бакалавр зі спеціальності 208 «Агроінженерія». – Поліський національний університет, Житомир, 2026.

У проєкті розглянуто технологічний процес збирання коренебульбоплодів та обґрунтовано напрями його вдосконалення шляхом модернізації робочого органа копача. Актуальність теми зумовлена необхідністю підвищення продуктивності збиральних машин, зниження втрат урожаю та пошкодження коренеплодів під час викопування.

У роботі проведено аналіз існуючих технологічних схем збирання картоплі та інших коренебульбоплодів, розглянуто конструкції копачів різних типів та виявлено їх основні недоліки. На основі проведеного аналізу запропоновано удосконалення конструкції копача, спрямоване на покращення відокремлення ґрунту, зменшення механічних пошкоджень продукції та підвищення пропускної здатності агрегату.

Розроблено технологічну схему процесу збирання, виконано обґрунтування конструктивних параметрів удосконаленого робочого органа. Також наведено розрахунки основних експлуатаційних показників та оцінку ефективності запропонованого технічного рішення.

Результати проєкту можуть бути використані при модернізації картоплезбиральних машин та розробці нових конструкцій копачів для підвищення ефективності технологічного процесу збирання коренебульбоплодів.

Ключові слова: *коренебульбоплоди, копач, збирання картоплі, технологічний процес, модернізація, зниження втрат, експлуатаційні параметри.*

ANNOTATION

Dunaiev Maksym. Project of the technological process of harvesting root and tuber crops with an improved digger design. – Qualification thesis in manuscript form.

Qualification thesis submitted for the first (Bachelor's) level of higher education in the specialty 208 "Agroengineering." – Polissia National University, Zhytomyr, 2026.

The project considers the technological process of harvesting root and tuber crops and substantiates directions for its improvement through the modernization of the digger working organ. The relevance of the topic is determined by the need to increase the productivity of harvesting machines, reduce crop losses, and minimize damage to root crops during digging.

The work analyzes existing technological schemes for harvesting potatoes and other root and tuber crops, examines different types of digger designs, and identifies their main shortcomings. Based on the analysis, an improved digger design is proposed, aimed at enhancing soil separation, reducing mechanical damage to produce, and increasing the throughput capacity of the machine unit.

A technological scheme of the harvesting process is developed, and the design parameters of the improved working organ are substantiated. Calculations of key operational performance indicators and an assessment of the effectiveness of the proposed technical solution are also provided.

The results of the project can be used in the modernization of potato-harvesting machines and in the development of new digger designs to improve the efficiency of the technological process of harvesting root and tuber crops.

Keywords: *root and tuber crops, digger, potato harvesting, technological process, modernization, loss reduction, operational parameters.*

ЗМІСТ

ВСТУП

1.ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ КАРТОПЛЕКОПАЧІВ

1.1 Аналіз конструкцій вітчизняних картоплекопачів.....	7
1.2 Аналіз конструкцій зарубіжних картоплекопачів.....	10
1.3. Обґрунтування напрямку удосконалення робочих органів картоплекопачів.....	14
1.4 Аналіз викопувальних робочих органів картоплекопачів.....	15
Висновки до розділу 1.....	20

2.УДОСКОНАЛЕННЯ КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ КСТ-1,4

2.1 Характеристика базової машини та обґрунтування необхідності її модернізації.....	22
2.2 Визначення параметрів диска діляника ґрунту.....	26
2.3 Розрахунок на міцність осі дискового подільника	31
Висновки по розділу 2.....	33

3. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИКОПУВАННЯ

БУЛЬБОПЛОДІВ

3.1 Агротехнічні вимоги до процесу збирання.....	35
3.2 Тяговий розрахунок МТА для копання картоплі.....	37
3.3. Визначення експлуатаційних показників роботи агрегату.....	43
Висновки до розділу 3.....	49

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....51

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....52

ДОДАТКИ

ВСТУП

Сільськогосподарське виробництво є однією з ключових галузей аграрного сектору економіки, ефективність якої значною мірою залежить від рівня механізації технологічних процесів. Особливе місце серед них займає збирання коренебульбоплодів, зокрема картоплі, цукрових і кормових буряків, яке є завершальним і найбільш відповідальним етапом вирощування культур.

Сучасні технології збирання коренебульбоплодів передбачають широке застосування машинних комплексів, що дозволяє значно підвищити продуктивність праці, скоротити терміни збирання та зменшити витрати ручної праці. Водночас у процесі роботи збиральних машин виникають втрати врожаю та механічні пошкодження продукції, що негативно впливає на її якість і подальше зберігання.

Недосконалість існуючих конструкцій копачів призводить до недостатнього відокремлення ґрунту, підвищених втрат та пошкодження коренеплодів.

У зв'язку з цим актуальним є вдосконалення конструкції копача з метою підвищення якості викопування, зменшення механічного впливу на продукцію та покращення агротехнічних показників роботи машин.

Метою даної роботи є розробка технологічного процесу збирання коренебульбоплодів з удосконаленням конструкції копача, що забезпечить підвищення ефективності роботи збирального агрегату.

Для досягнення поставленої мети передбачено вирішення таких завдань:

- дослідити конструкції копачів та виявити їх недоліки;
- обґрунтувати напрям удосконалення робочого органа;
- розробити технологічну схему процесу збирання;
- оцінити ефективність запропонованого технічного рішення.

Об’єктом роботи є технологічний процес збирання коренебульбоплодів сільськогосподарськими машинами.

Предмет роботи є конструктивні та технологічні параметри копача як робочої машини для збирання коренебульбоплодів, а також їх вплив на якість викопування, рівень втрат і пошкодження продукції.

Практичне значення роботи: полягає в удосконаленні конструкції копача, що дозволяє підвищити ефективність процесу збирання коренебульбоплодів, зменшити втрати врожаю та знизити рівень механічних пошкоджень продукції.

Методи дослідження: в процесі виконання роботи використовувалися аналітичний метод для аналізу існуючих технологічних схем збирання коренебульбоплодів та конструкцій копачів; порівняльний аналіз для визначення переваг і недоліків різних типів робочих органів; інженерні розрахунки, системний підхід для оцінки взаємодії елементів технологічного процесу збирання.

Перелік публікацій автора за темою роботи:

1. Дунаєв М. О. Обґрунтування параметрів пруткового транспортера картоплезбиральної машини. Студентські читання–2025: мат. наук.-практ. конф.. Житомир: Поліський національний університет, 2025. Т2. С. 10-12.
2. Дунаєв М. О. Обґрунтування раціонального режиму роботи регульованого струшувача пруткового елеватора Зб. Тез *XII Всеукраїнської науково-практичної конференції* «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь» Житомир: ЖАТФК, 2026. С.56-59.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається зі вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 20 найменування. Загальний обсяг роботи становить 54 сторінки комп’ютерного тексту, 12 рисунків.

1.ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ КАРТОПЛЕКОПАЧІВ

1.1 Аналіз конструкцій вітчизняних картоплекопачів

Картоплекопачі є сільськогосподарськими машинами, призначеними для підкопування ґрунтового шару з бульбами картоплі, часткового відділення ґрунту та укладання бульб на поверхню поля для подальшого збирання. Вітчизняні конструкції орієнтовані переважно на малі та середні господарства та агрегатуються з тракторами малої і середньої потужності або мотоблоками.

Найбільш поширені конструктивні схеми рис. 1.1.: [2]

лемішні (лапові);

вібраційні (грохотні);

транспортні (елеваторні).

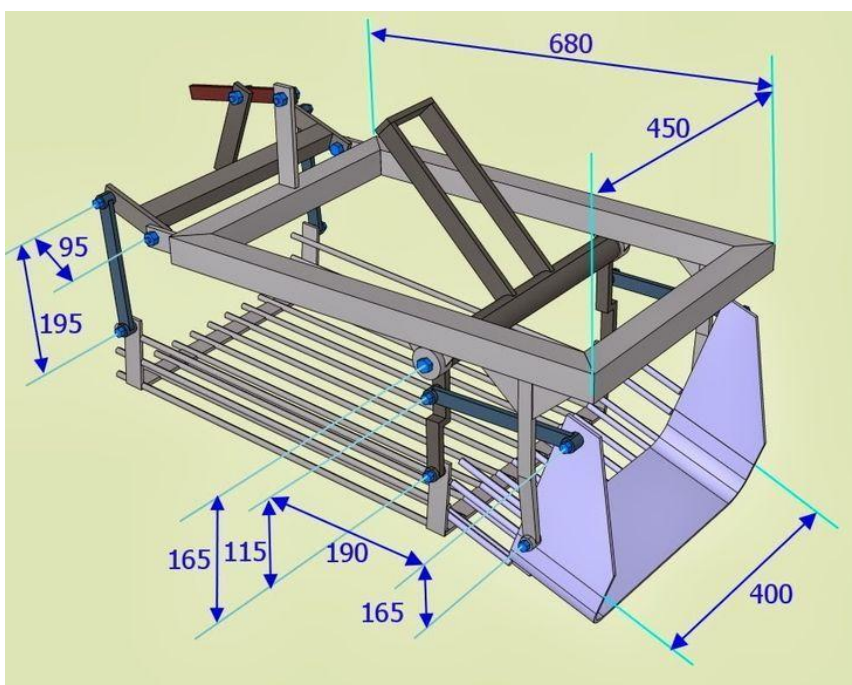


Рис. 1.1 – Лемішний картоплекопач (схема конструкції)

Основні елементи:

- 1 – рама; 2 – леміш; 3 – сепарувальна решітка; 4 – опорні колеса
5 – механізм регулювання глибини.



Рис. 1.2 – Схема вібраційного картоплекопача

Основні елементи конструкції: 1 – рама; 2 – леміш; 3 – вібраційний грохот; 4 – ексцентриковий механізм приводу; 5 – опорні колеса; 6 – привід від ВВП трактора.

Під час руху машини леміш підкопує шар ґрунту разом із бульбами картоплі та подає його на грохот. Під дією коливань грохота ґрунт просіюється крізь прутки, а бульби переміщуються на поверхню поля. Вібраційний механізм забезпечує інтенсивне відділення ґрунту та зменшує втрати врожаю.[2]

До основних переваг вітчизняних картоплекопачів належить насамперед простота та надійність конструкції. Більшість машин мають нескладну будову робочих органів, що забезпечує їх стійку роботу в різних ґрунтово-кліматичних умовах та знижує ймовірність виникнення складних поломок. Завдяки використанню простих конструктивних рішень такі машини характеризуються порівняно низькою вартістю виготовлення, обслуговування та ремонту, що є важливим фактором для невеликих і середніх фермерських господарств. [2]

Суттєвою перевагою є також невисокі вимоги до потужності енергетичного засобу. Більшість вітчизняних картоплекопачів можуть агрегатуватися з тракторами малої та середньої потужності, а окремі моделі — навіть із мотоблоками. Це значно розширює сферу їх використання та робить техніку доступною для господарств із обмеженим машинно-тракторним парком.

Важливою особливістю є висока ремонтпридатність машин у польових умовах. Конструкція більшості картоплекопачів дозволяє оперативно усувати несправності без використання спеціалізованого обладнання. Крім того, запасні частини та комплектуючі є відносно доступними й недорогими, що знижує витрати на технічне обслуговування техніки. [2]

Разом із перевагами вітчизняні картоплекопачі мають і низку суттєвих недоліків (рис. 1.3.). Одним із головних є недостатньо ефективна сепарація ґрунту, особливо за підвищеної вологості. У таких умовах ґрунт налипає на робочі органи та сепарувальні поверхні, що погіршує очищення бульб і знижує продуктивність машини. [3]

Також спостерігаються значні втрати картоплі під час роботи на нерівних або ущільнених ґрунтах. Через нестабільну глибину ходу робочих органів частина бульб може залишатися в ґрунті або засипатися землею. Обмежена продуктивність машин не дозволяє ефективно використовувати їх у великих агропромислових підприємствах із значними площами посадок.

Недоліком є й підвищений рівень механічного пошкодження бульб, що виникає внаслідок ударів об металеві елементи конструкції та інтенсивного механічного впливу під час сепарації. Це негативно впливає на товарну якість продукції та знижує її придатність до тривалого зберігання.

Крім того, більшість вітчизняних картоплекопачів характеризуються низьким рівнем автоматизації технологічного процесу. Відсутність сучасних систем контролю та регулювання параметрів роботи ускладнює адаптацію машин до змінних умов збирання. У результаті ефективність їх використання при

промислового вирощуванні картоплі залишається нижчою порівняно із сучасними закордонними аналогами.

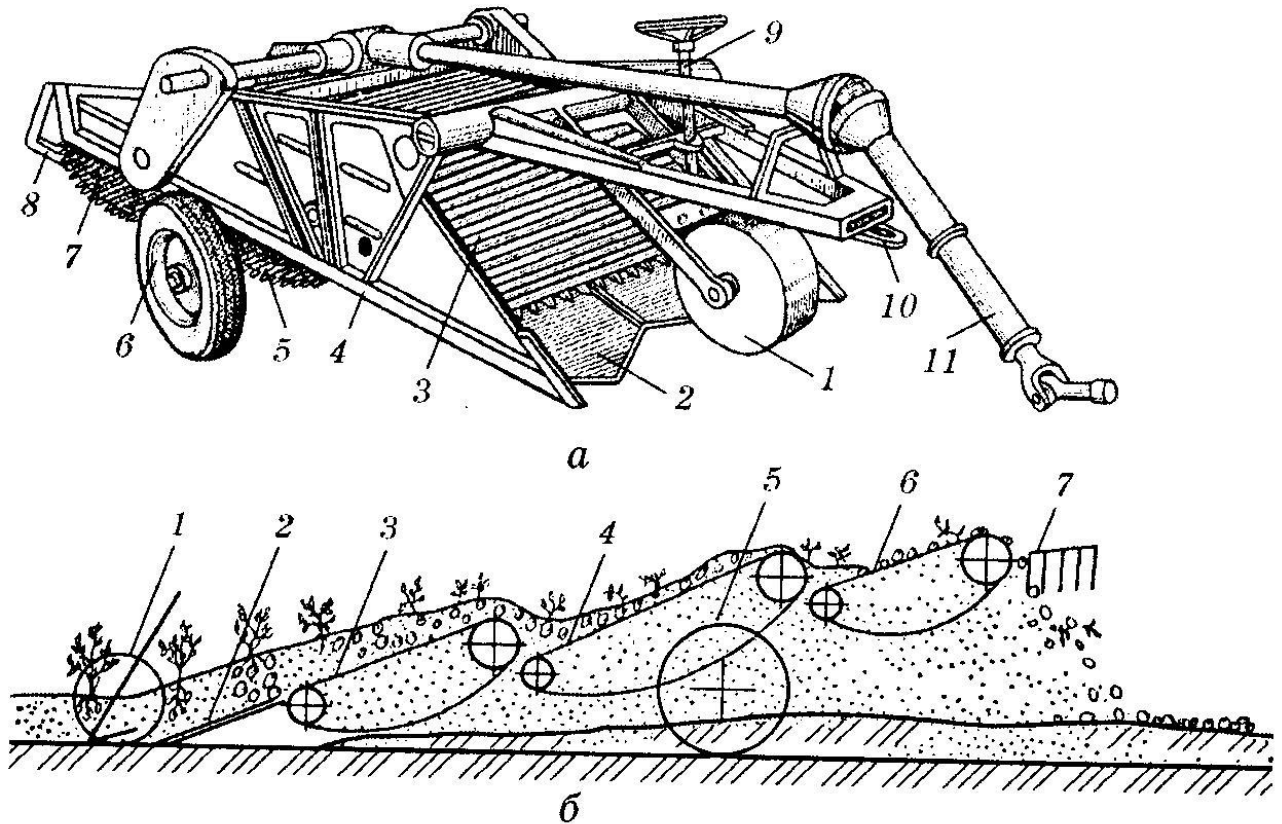


Рис. 1.3 – Транспортерний картоплекопач

(1 – леміш; 2 – транспортер; 3 – привод; 4 – очищення; 5 – вивантаження)

1.2 Аналіз конструкцій зарубіжних картоплекопачів

Зарубіжні картоплекопачі та картоплезбиральні комбайни характеризуються високим рівнем автоматизації, продуктивності та ефективності технологічного процесу. Провідними виробниками є Grimme (Німеччина), AVR (Нідерланди), Dewulf [6], [7], [8].

Конструктивно вони виконуються як багаторядні машини з багатоступеневими системами сепарації рис. 1.4.

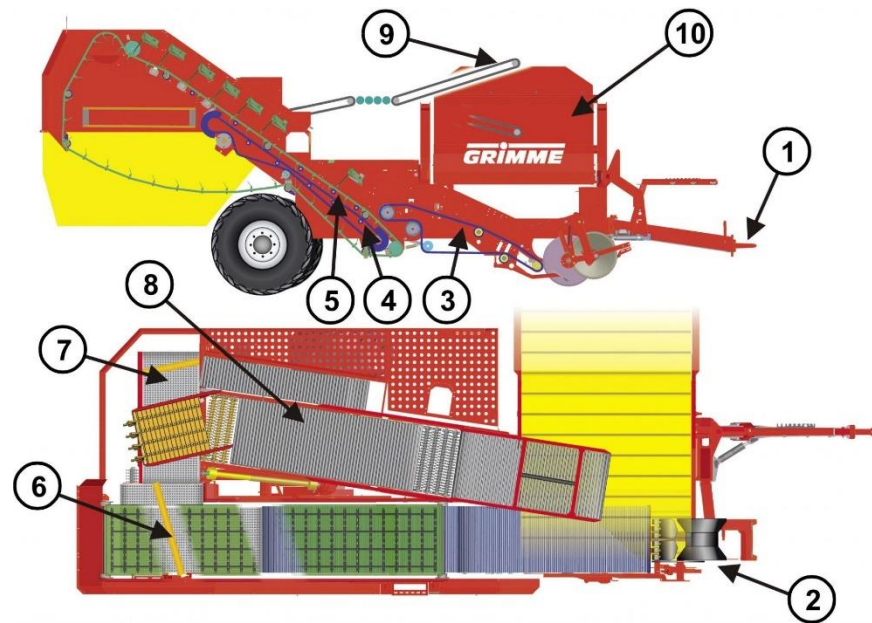


Рис. 1.4 – Елеваторний картоплекопач (Grimme / AVR тип)

Основні елементи конструкції:

- 1 – підкопуючий леміш;*
- 2 – основний прутковий транспортер;*
- 3 – сепарувальний елеватор;*
- 4 – очищувальні валики;*
- 5 – привід транспортера;*
- 6 – бункер або зона вивантаження;*
- 7 – опорні колеса;*
- 8 – гідравлічна система керування.*

Опис роботи: Під час роботи підкопуючий леміш зрізає шар ґрунту разом із бульбами картоплі та подає масу на основний транспортер. У процесі переміщення ґрунт просіюється крізь прутки транспортера. Далі маса надходить на сепарувальний елеватор і очищувальні валики, де відбувається остаточне відділення ґрунту, рослинних решток і каміння. Після очищення бульби транспортуються до бункера або вивантажувального пристрою.



Рис. 1.5 – Картоплезбиральний комбайн

Основні елементи конструкції: 1 – підкопувальний пристрій; 2 – система транспортерів; 3 – сепарувальні елеватори; 4 – очищувальні валики; 5 – сортувальний стіл; 6 – бункер накопичення; 7 – вивантажувальний транспортер; 8 – кабіна оператора; 9 – ходова частина.

Самохідний картоплезбиральний комбайн з бункером накопичення. **Опис роботи:** Комбайн виконує підкопування рядків картоплі, транспортування ґрунтово-бульбової маси на сепарувальні системи та очищення бульб від ґрунту і рослинних решток. Після очищення картопля надходить у бункер накопичення, звідки вивантажується у транспортні засоби. Самохідна конструкція забезпечує високу продуктивність та ефективність збирання врожаю.[8]

Переваги та недоліки зарубіжних картоплекопачів[6,7,8]

Сучасні зарубіжні картоплекопачі відзначаються високим технічним рівнем, значною продуктивністю та широким використанням автоматизованих систем керування технологічним процесом. Конструкція таких машин

орієнтована на мінімізацію втрат урожаю, зниження пошкодження бульб і забезпечення високої якості сепарації ґрунту.

До основних переваг зарубіжних картоплекопачів належить висока ефективність сепарації ґрунту та рослинних решток. Це досягається завдяки застосуванню сучасних сепарувальних систем, зокрема багаторядних транспортерів, пруткових елеваторів, вібраційних решіт, роликових сепараторів та очисних модулів. Такі елементи конструкції забезпечують якісне очищення бульб навіть у складних ґрунтових умовах та при підвищеній вологості.

Важливою перевагою є високий рівень продуктивності машин. Багато зарубіжних моделей є дво-, три- та чотирирядними, що дозволяє значно збільшити площу збирання за одиницю часу та ефективно використовувати техніку у великих агропромислових господарствах.

Конструкція робочих органів таких машин забезпечує дбайливе поводження з бульбами. Використання гумових покриттів, амортизувальних елементів, плавних траєкторій переміщення та регульованих швидкостей транспортерів сприяє суттєвому зменшенню механічних пошкоджень картоплі. Це позитивно впливає на товарну якість продукції та її придатність до тривалого зберігання.

Суттєвою перевагою є високий рівень автоматизації процесів. Зарубіжні картоплекопачі оснащуються електронними системами контролю глибини копання, датчиками навантаження, автоматичним регулюванням швидкості робочих органів, системами моніторингу втрат урожаю та бортовими комп'ютерами. Це дозволяє оперативно адаптувати роботу машини до змінних умов поля та підвищує ефективність технологічного процесу.

Крім того, для виготовлення робочих органів широко використовуються високоміцні сталі, полімерні та композитні матеріали, що забезпечує підвищену зносостійкість і довговічність конструкції.

Разом із тим зарубіжні картоплекопачі мають і певні недоліки. Основним із них є висока вартість придбання та технічного обслуговування. Складність конструкції та наявність електронних систем керування значно збільшують собівартість машин порівняно з вітчизняними аналогами.

Недоліком є також підвищені вимоги до потужності енергетичних засобів. Більшість сучасних машин потребують використання тракторів високої потужності, що збільшує витрати палива та експлуатаційні витрати.

Складність конструкції ускладнює ремонт у польових умовах. Для обслуговування електронних систем, гідравлічних приводів та автоматизованих вузлів часто необхідне спеціалізоване обладнання і кваліфікований персонал. Крім того, запасні частини до імпоротної техніки мають високу вартість і не завжди є доступними.

Ще одним недоліком є чутливість окремих систем до складних умов експлуатації, зокрема до забруднення, підвищеної вологості та значної засміченості поля рослинними рештками. У таких умовах можливе зниження ефективності роботи окремих автоматизованих елементів конструкції.

1.3. Обґрунтування напряму удосконалення робочих органів картоплекопачів

Аналіз конструкцій вітчизняних і зарубіжних картоплекопачів показав, що основними недоліками існуючих машин є недостатня якість сепарації ґрунту, значні механічні пошкодження бульб, а також зниження ефективності роботи за підвищеної вологості ґрунту. Тому одним із найбільш перспективних напрямів удосконалення картоплекопачів є модернізація їх робочих органів, насамперед копального лемеша та сепарувальної системи.

Основна увага повинна приділятися підвищенню ефективності відокремлення ґрунту від бульб при одночасному зменшенні динамічних навантажень на картоплю. Для цього доцільним є вдосконалення геометричних

параметрів копальних лемешів, застосування активних або комбінованих робочих органів, а також використання сепарувальних транспортерів із покращеними вібраційними характеристиками.

Одним із перспективних рішень є застосування пруткових транспортерів із еластичними елементами або прогумованими поверхнями, які забезпечують більш дбайливе переміщення бульб та знижують рівень їх механічного пошкодження. Крім того, використання регульованих параметрів коливань сепарувальних органів дозволяє адаптувати роботу машини до різних типів ґрунтів і умов збирання.

Важливим напрямом удосконалення є також зменшення забивання робочих органів вологим ґрунтом. Для цього доцільно використовувати самоочисні елементи, збільшені зазори між прутками сепараторів, а також активні механізми руйнування ґрунтових грудок.

Перспективним є впровадження комбінованих сепарувальних систем, у яких поєднуються механічна, вібраційна та роторна сепарація. Такі конструкції забезпечують підвищення якості очищення бульб при збереженні високої продуктивності машини.

Отже, удосконалення робочих органів картоплекопачів повинно бути спрямоване на підвищення якості сепарації ґрунту, зменшення втрат і пошкодження бульб, покращення роботи машин у складних ґрунтових умовах та підвищення загальної ефективності процесу збирання картоплі.

1.4 Аналіз викопувальних робочих органів картоплекопачів

Викопувальні робочі органи картоплекопачів призначені для підкопування ґрунтового шару разом із бульбами картоплі та подавання його на сепарувальні органи машини. Від конструкції викопувального органа значною мірою залежать якість викопування, величина пошкодження бульб, втрати врожаю та енергетичні витрати машини [4], [5].

Основними типами викопувальних робочих органів є: лемішні; дискові; активні вібраційні; комбіновані.

Лемішні робочі органи є найбільш поширеними у вітчизняних картоплекопачах. Вони виконуються у вигляді клиноподібного ножа, який підрізає шар ґрунту нижче рівня залягання бульб (рис. 1.6.).

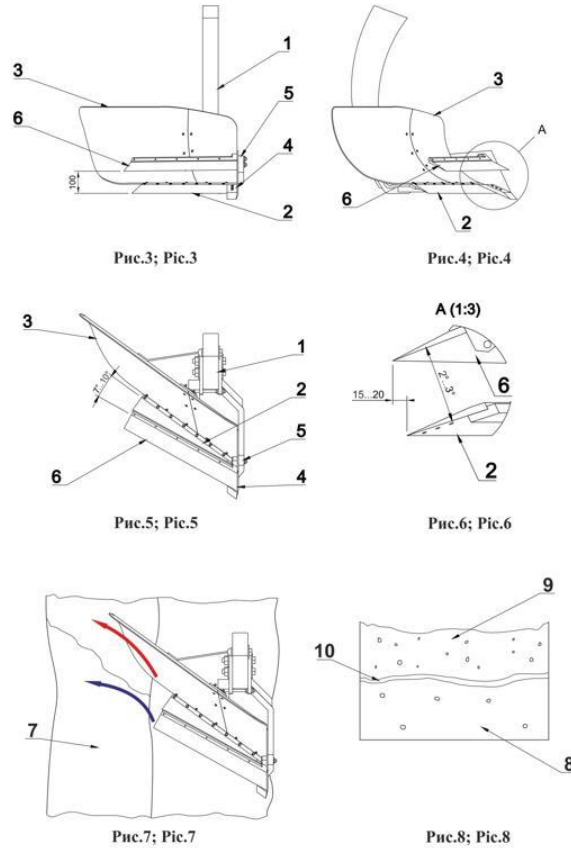


Рис. 1.6. Лемішні робочі органи

Основні елементи: 1 – леміш; 2 – рама; 3 – напрямні прутки; 4 – кріплення; 5 – опорна поверхня.

Переваги: простота конструкції; низька металоємність; невелика вартість; висока надійність.

Недоліки: значний тяговий опір; налипання ґрунту у вологих умовах; підвищене пошкодження бульб.

Дискові викопувальні органи (рис. 1.7.): дискові органи складаються з двох сферичних або плоских дисків, установлених під кутом до напрямку руху машини. Під час роботи диски розрізають і піднімають ґрунт разом із бульбами.

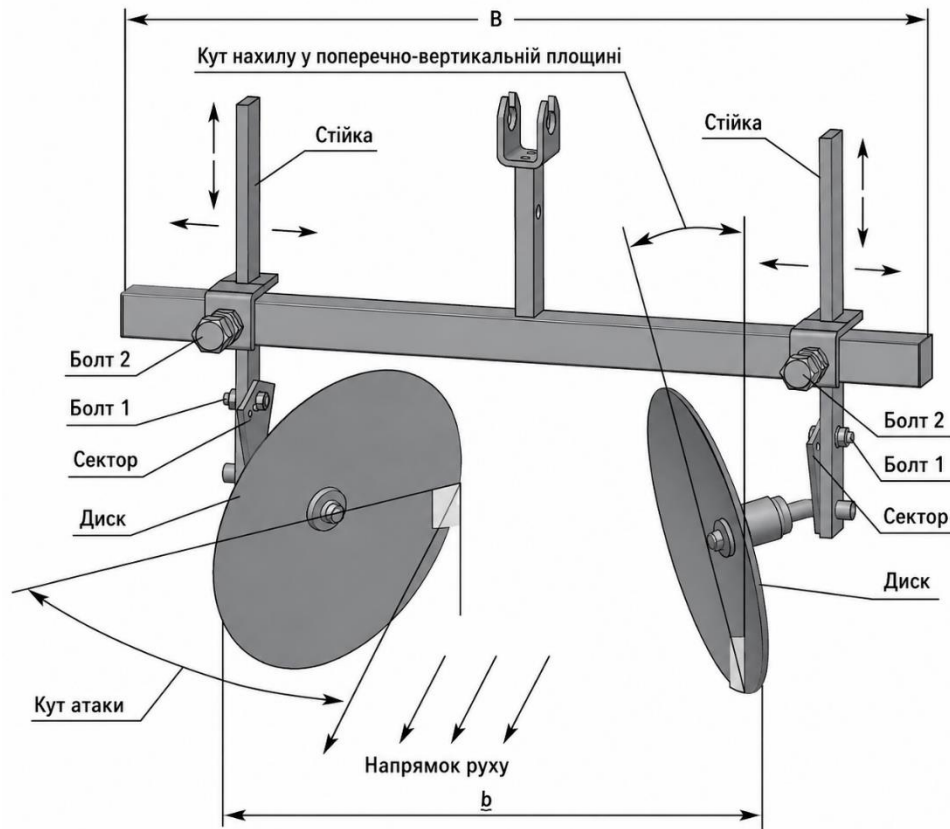


Рис. 1

Рис. 1.7. Схема дискового викопувального робочого органа картоплекопача:

1 – диск; 2 – стійка; 3 – сектор регулювання; 4 – болт кріплення 1; 5 – болт кріплення 2; 6 – поперечна балка рами; B – відстань між стійками; b – ширина захвату; α – кут атаки диска; β – кут нахилу диска у поперечно-вертикальній площині; $\rightarrow$ – напрямок руху машини.

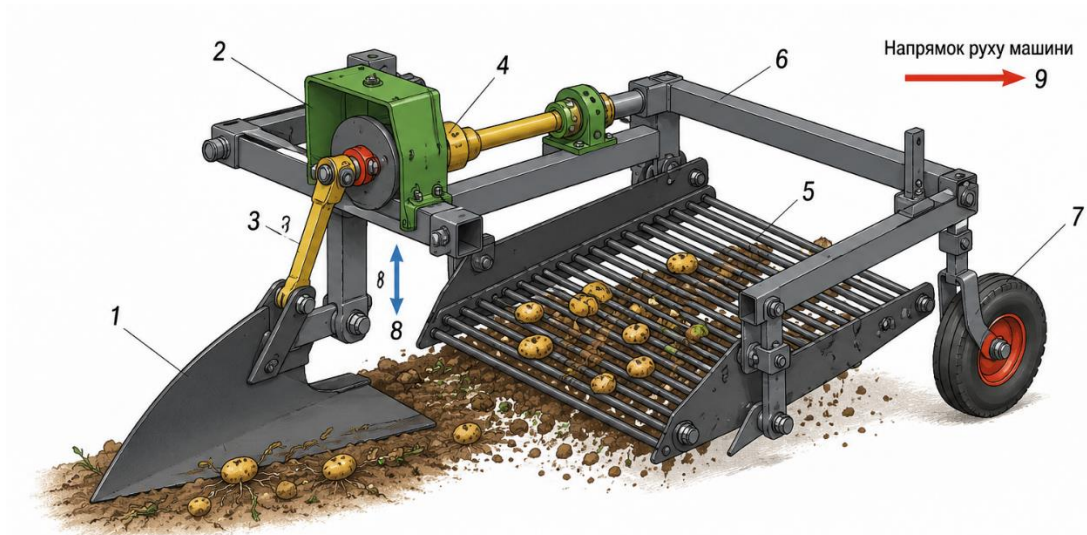


Рисунок – Схема активного вібраційного викопувального органа картоплекопача

- | | |
|------------------------------------|---------------------------------|
| 1 – активний леміш; | 6 – рама; |
| 2 – ексцентриковий механізм; | 7 – опорні колеса; |
| 3 – шатун; | 8 – напрямок коливального руху; |
| 4 – привідний вал; | 9 – напрямок руху машини. |
| 5 – сепарувальна решітка (грохот); | |

Рис. 1.8. Схема активного вібраційного викопувального органа картоплекопача:

1 – активний леміш; 2 – ексцентриковий механізм; 3 – шатун; 4 – привідний вал; 5 – сепарувальна решітка (грохот); 6 – рама; 7 – опорні колеса; 8 – напрямок коливального руху; 9 – напрямок руху машини.

Активний вібраційний викопувальний орган забезпечує підкопування ґрунтового шару та його інтенсивне розпушування за рахунок коливального руху лемеша або грохота. Під дією вібрацій ґрунт просіюється через сепарувальні елементи, а бульби картоплі переміщуються на поверхню поля або до наступних робочих органів машини. Така конструкція сприяє покращенню сепарації та зменшенню втрат урожаю.

Комбінований викопувальний робочий орган (рис. 1.8.) картоплекопача призначений для підкопування ґрунтового шару з бульбами картоплі, його розпушування, сепарації ґрунту та подавання бульб на наступні робочі органи машини. Конструкція поєднує дискові, лемішні та вібраційні елементи, що забезпечує високу ефективність роботи в різних ґрунтових умовах.

До переваг конструкції належать: висока продуктивність; ефективне відділення ґрунту; зменшення пошкодження бульб; стабільна робота на важких ґрунтах; можливість регулювання режимів роботи.

Недоліками є: складність конструкції; підвищена металоємність; значні енергетичні витрати; складніше технічне обслуговування.

Висновки до розділу 1

У результаті проведеного аналізу конструкцій картоплекопачів встановлено, що ефективність процесу збирання картоплі значною мірою залежить від типу та конструктивного виконання викопувальних і сепарувальних робочих органів. Розглянуті конструкції вітчизняних та зарубіжних машин відрізняються за рівнем продуктивності, складністю будови, якістю сепарації ґрунту та ступенем пошкодження бульб.

Вітчизняні картоплекопачі характеризуються простотою конструкції, невеликою вартістю та високою ремонтпридатністю, що забезпечує їх широке використання у малих і середніх господарствах. Однак вони мають обмежену продуктивність, недостатню якість очищення бульб та значні втрати врожаю при роботі у складних ґрунтових умовах.

Аналіз зарубіжних картоплекопачів і картоплезбиральних комбайнів показав, що сучасні машини оснащуються багатоступеневими транспортно-сепарувальними системами, активними робочими органами та автоматизованими системами керування, що дозволяє значно підвищити продуктивність роботи та зменшити пошкодження бульб. Разом з тим такі машини характеризуються високою вартістю, значною енергоємністю та складністю технічного обслуговування.

У ході аналізу викопувальних робочих органів встановлено, що:

- лемішні робочі органи є найбільш простими та надійними, але мають значний тяговий опір;

- дискові органи забезпечують краще проникнення у ґрунт та знижують пошкодження бульб;
- активні вібраційні органи покращують сепарацію ґрунту та зменшують втрати врожаю;
- комбіновані конструкції є найбільш ефективними, оскільки поєднують переваги кількох типів робочих органів.

На основі проведеного аналізу встановлено доцільність удосконалення конструкції викопувального робочого органа картоплекопача шляхом застосування комбінованої активної системи, яка забезпечить підвищення якості сепарації ґрунту, зменшення пошкодження бульб та зниження втрат урожаю.

2.УДОСКОНАЛЕННЯ КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ КСТ-1,4

2.1 Характеристика базової машини та обґрунтування необхідності її модернізації

Картоплекопач КСТ-1,4 належить до навісних сільськогосподарських машин, призначених для механізованого викопування бульб картоплі із двох рядків одночасно, часткового очищення їх від ґрунту та укладання на поверхню поля у валок для подальшого підбирання. Машина агрегатується з колісними тракторами тягового класу 1,4 та широко застосовується у фермерських і середніх господарствах завдяки простоті конструкції та надійності роботи.[3]

Основними робочими органами картоплекопача є підкопувальні лемеші, прутковий елеватор, механізми приводу та опорно-регулювальні елементи. Під час роботи лемеші підрізають пласт ґрунту разом із бульбами, після чого маса надходить на елеватор, де відбувається сепарація ґрунту та рослинних домішок. Очищені бульби укладаються позаду машини у валок. [3]

Незважаючи на достатню ефективність роботи, конструкція картоплекопача КСТ-1,4 має низку недоліків. Під час експлуатації на важких та перезволожених ґрунтах спостерігається погіршення процесу сепарації, що призводить до збільшення втрат бульб та підвищення засміченості вороху. Крім того, значні динамічні навантаження на робочі органи спричиняють підвищене зношування деталей і пошкодження картоплі. [5]

Існуюча конструкція підкопувальних робочих органів не завжди забезпечує якісне руйнування ґрунтового пласта та ефективне відокремлення бульб від ґрунту. У результаті частина картоплі залишається у ґрунті або пошкоджується в процесі викопування та транспортування елеватором. Це негативно впливає на продуктивність машини та якість збирання врожаю. [9]

З метою підвищення ефективності технологічного процесу доцільним є удосконалення конструкції картоплекопача КСТ-1,4, зокрема модернізація

викопувальних робочих органів та сепарувальної системи. Запропоновані зміни повинні забезпечити краще кришення ґрунту, зменшення пошкодження бульб, підвищення якості сепарації та зниження втрат урожаю під час збирання картоплі. [3]

На рис. 2.1, а представлено картоплекопач КСТ-1,4А, на рис. 3.1, б зображено конструктивно-технологічну схему його роботи. [5]

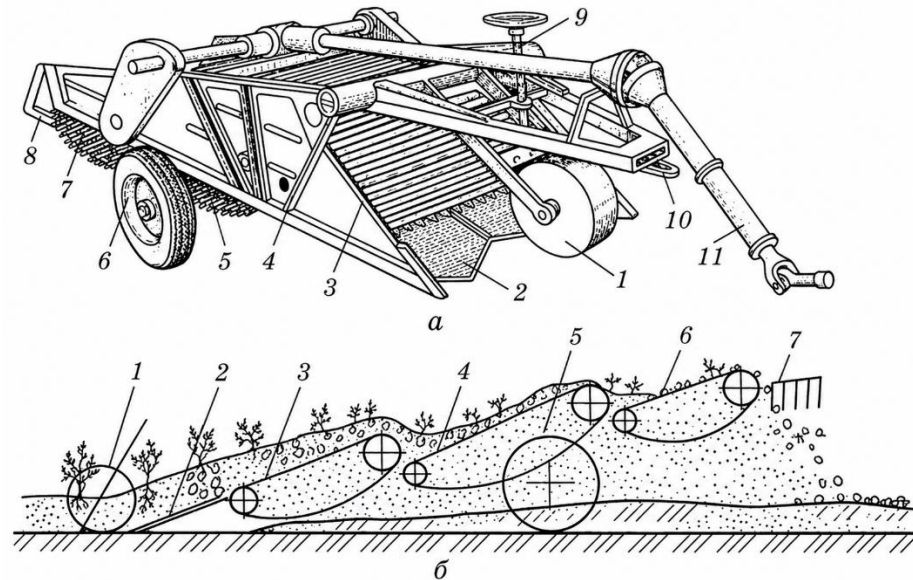


Рис. 2.1. Схема конструктивно-технологічна машини КСТ-1,4А

1 - опорний коток; 2 - леміхи; 3 - елеваторне полотно; 4 - рама; 5 - струшувач; 6 - опорне пневматичне колесо; 7 - прутковий сепаратор; 8 - задній щиток (гребінка); 9 - регулювальний механізм; 10 - причіпний пристрій; 11 - карданний вал прийому потужності.

Картоплекопач належить до машин елеваторного типу та включає раму 4, одне переднє копіювальне металеве колесо 1 і два задніх опорних пневматичних колеса 6, два активні лемеші 2, швидкісний конвеєр 3, основний конвеєр 5, каскадний конвеєр 7, звужувальні щитки 8, причіпний пристрій 10, механізми приводу робочих органів 11 та систему регулювання глибини ходу лемешів. [3]

Активні лемеші 2 виконують функцію підкопування шару ґрунту разом із бульбами картоплі, часткового руйнування ґрунтового пласта та подавання викопаного вороху на швидкісний конвеєр 3. За конструкцією лемеші мають трапецієподібну форму та оснащені відкидними клапанами, розташованими в задній частині. Клапани шарнірно закріплені на рамі 4, що забезпечує їх рухомість під час роботи. [5]

Швидкісний прутковий конвеєр 3 призначений для додаткового розпушування та руйнування підкопаного шару ґрунту, а також для сепарації домішок і транспортування маси на основний конвеєр 5. Верхня гілка основного конвеєра здійснює коливальні рухи завдяки використанню еліптичних зірочок, у результаті чого ґрунт інтенсивно просіюється через прутки конвеєра.

Каскадний конвеєр 7 забезпечує завершальну сепарацію картопляного вороху та укладання бульб на поверхню поля у валок. Формування валка здійснюється за допомогою звужувальних щитків 8. Для зниження механічних пошкоджень бульб під час транспортування кожен другий пруток каскадного конвеєра має гумове покриття. [5]

Технологічний процес роботи картоплекопача полягає у викопуванні бульб, сепарації ґрунту та формуванні валка картоплі на поверхні поля. Під час руху агрегату активні лемеші 2 (рис. 2.1, б), які здійснюють коливання з частотою 8,3; 9,4 або 10,5 с^{-1} та амплітудою 14 мм залежно від умов роботи, підкопують рядки картоплі й подають підрізаний пласт на швидкісний коливальний конвеєр 3. Швидкість руху цього конвеєра становить 1,91 або 2,14 м/с.

У процесі роботи швидкісного конвеєра відбувається інтенсивне руйнування та часткове просіювання підкопаного шару ґрунту. Одночасно ворох, що складається з ґрунту, бульб та рослинних домішок, транспортується на основний конвеєр 5. На ньому здійснюється основна сепарація ґрунтових домішок і подальше переміщення маси на каскадний конвеєр 7. [9]

Каскадний конвеєр виконує завершальне очищення бульб картоплі від залишків ґрунту та домішок. Непросепаровані грудки ґрунту і рослинні рештки скидаються на поверхню поля, а очищені бульби укладаються у валок. Формування валка шириною 60...90 см забезпечується за допомогою звужувальних щитків 8. [3]

Регулювання технологічного процесу здійснюється шляхом зміни положення та режимів роботи основних робочих органів. Глибину ходу лемешів 2 (рис. 3.1, а) встановлюють гвинтовим механізмом 9 копіювального колеса 1 таким чином, щоб уникнути пошкодження або підрізання бульб, які розташовані глибше у ґрунті. Передній кут загострення лемешів становить 100° .

Частоту коливань лемешів, а також швидкість руху швидкісного, основного та каскадного конвеєрів змінюють перестановкою ведучих зірочок на відповідних валах привідного механізму. Для швидкісного конвеєра швидкість може становити 2,02; 2,26 або 2,52 м/с, для основного - 1,91 або 2,15 м/с, а для каскадного - 1,56 або 1,76 м/с. [9]

У процесі аналізу конструкції картоплекопача особливу увагу було приділено роботі польового подільника, який виконує важливу функцію відокремлення ширини захвату та впливає на величину тягового опору машини. У серійній конструкції застосовується масивний лемішний подільник трубчастого типу. Запропоновано замінити його дисковим ножом, аналогічним тим, що використовуються у плугах для розділення та підрізання ґрунтового пласта.

Використання дискового подільника дозволить зменшити металоємність конструкції та загальну масу картоплекопача. Крім того, зменшиться ширина робочого органа, який взаємодіє з ґрунтом, що сприятиме зниженню тягового опору машини. Це, у свою чергу, забезпечить можливість роботи машинно-тракторного агрегату на вищих швидкостях, підвищить продуктивність та зменшить витрати палива [7].

Додатковою перевагою дискового подільника є його краща здатність перерізати бур'яни та рослинні рештки. На відміну від серійного лемішного подільника, дисковий ніж не накопичує рослинну масу перед копачем, що позитивно впливає на процес сепарації. Завдяки наявності кута заточування дисковий подільник ефективно перерізатиме стебла бур'янів і бадилля картоплі, відокремлюючи їх від основного вороху ще до надходження на сепарувальні органи. У результаті покращується очищення бульб, зменшується навантаження на сепаратори та підвищується якість роботи машини [9].

2.2 Визначення параметрів диска дільника ґрунту

Розрахунок дискового дільника передбачає визначення його основних геометричних параметрів та величини опору. Основним геометричним параметром дискового ножа є його діаметр, який можна визначити за формулою: [12]

$$D = 2(a_2 + \Delta a_2) + d_0, \quad (2.1)$$

де, a_2 - величина заглиблення ножа в ґрунт, мм;

Δa_2 - відхилення нерівностей поля (10...20мм);

d_0 - діаметр маточини диска (становить $0,25D$).

Тоді
$$D = 2(40 + 15) + 45 = 200 \text{ мм.}$$

Розрахункова схема конструкційних параметрів дискового дільника зображено на рис. 2.2.

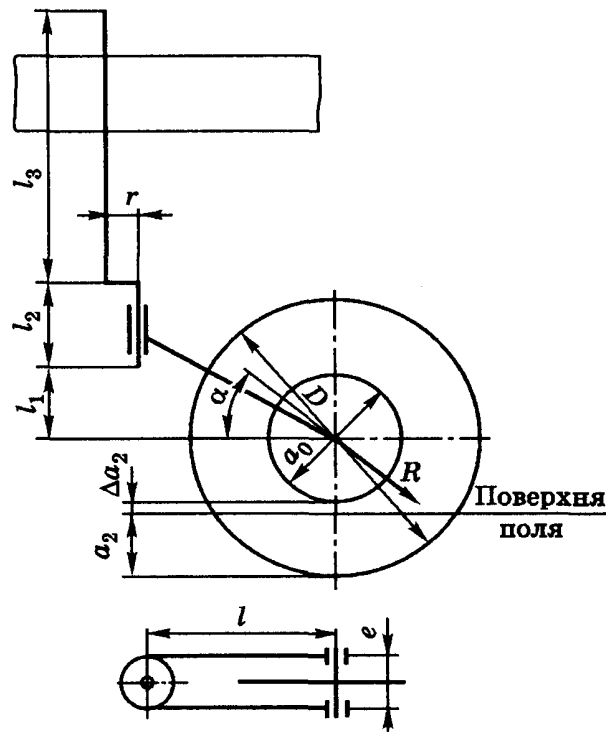


Рис. 2.2 Розрахункова схема конструкційних параметрів дискового дільника [13]

Розрахуємо товщину диска (t) по залежності:

$$t \approx 0.01D, \quad (2.2)$$

$$t \approx 0.01 \cdot 200 = 2 \text{ мм.}$$

Дисковий ніж повинен бути оснащений двобічним загостренням, що забезпечує його стійкий рух у горизонтальній площині під час роботи. Для ефективного перерізання ґрунту та рослинних решток кут загострення леза диска приймаємо рівним 20° .

Важливим конструктивним параметром є просвіт диска l (рис. 2.2), який повинен забезпечувати вільне обертання ножа та запобігати його забиванню ґрунтом і рослинними домішками. Величину просвіту, мм, визначають за таким виразом: [13]

$$l \geq \frac{200}{2} + 50 = 150 \text{ мм.} \quad (2.3)$$

Величину просвіту диска приймаємо рівною 200 мм, що забезпечує його надійне функціонування в умовах підвищеної засміченості ґрунту та виключає заклинювання робочого органа під час обертання. При цьому розхил стійки e повинен становити не менше 100 мм для забезпечення вільного розміщення диска та необхідного конструктивного зазору між елементами кріплення.

Просвіт l_1 (рис. 2.2) приймають не менше 50 мм, що дозволяє запобігти накопиченню рослинних решток і забиванню ґрунтової маси у зоні взаємодії стійки з диском. Недотримання цієї умови може призвести до порушення технологічного процесу та збільшення тягового опору машини. [13]

Довжина верхньої частини стійки l_3 (рис. 2.2) повинна забезпечувати необхідний запас по висоті для стабільної роботи дискового дільника при малій глибині ходу картоплекопача та компенсації можливих вертикальних коливань робочого органу. Довжину нижньої частини стійки l_2 доцільно мінімізувати з урахуванням умов забезпечення жорсткості та міцності конструкції, оскільки її збільшення спричиняє зростання згинальних моментів і навантажень на кріпильні елементи. [13]

Коліно стійки необхідно виконувати із кутом вигину 90° , що забезпечує раціональне просторове розміщення дискового ножа відносно лемеша картоплекопача. Радіус вигину r (рис. 2.2) приймається не менше 70 мм для зниження концентрації напружень у зоні деформації стійки та забезпечення необхідних монтажних параметрів під час встановлення ножа.

Після визначення основних геометричних параметрів ножа дискового подільника виконують аналіз його силової взаємодії з ґрунтом. Силова схема навантаження ножа наведена на рис. 2.3.

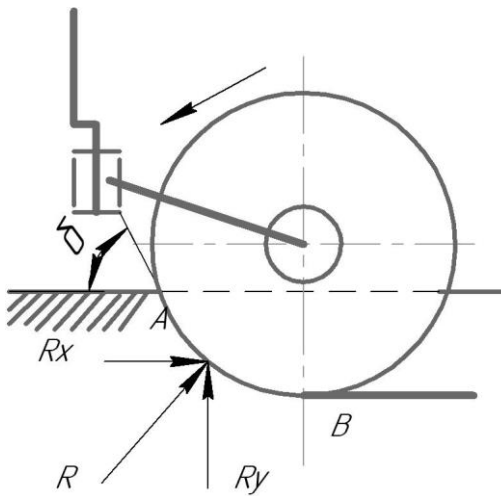


Рис. 2.3. Розрахункова схема дискового ножа дільника ґрунту [15].

У зв'язку з тим, що дисковий ніж є осесиметричним робочим органом, елементарні сили реакції ґрунту, які діють на його робочу поверхню, приводяться до рівнодійної сили R , лінія дії якої проходить через вісь обертання диска. Такий характер навантаження забезпечує динамічну врівноваженість робочого органа та стабільність його переміщення у ґрунтовому середовищі.

Горизонтальна складова рівнодійної R_x визначає величину тягового опору дискового ножа та одночасно формує крутний момент, необхідний для самопримусового обертання диска під час роботи. Значення сили R_x залежить від питомого опору ґрунту, глибини занурення ножа, його геометричних параметрів та швидкості руху машинно-тракторного агрегату.

Вертикальна складова R_z створює виштовхувальне навантаження, спрямоване вздовж вертикальної осі робочого органа, внаслідок чого виникає тенденція до виведення дискового ножа із ґрунту. Одночасно сила R_z формує момент опору обертанню диска, який необхідно враховувати при розрахунку параметрів стояка, підшипникового вузла та елементів кріплення.

При питомому опорі ґрунту в межах 40...80 кПа величина горизонтальної складової сили опору R_x змінюється в діапазоні 0,7...2,2 кН. Вертикальну складову реакції ґрунту R_z визначають за залежністю [14]:

$$R_z = 1.2R_x, \quad (2.4)$$

Для розрахунку приймаємо найбільш несприятливі умови експлуатації дискового ножа, а саме роботу без попереднього передзбирального розпушування ґрунту. У цьому випадку питомий опір ґрунту становить 656 кПа, що відповідає підвищенням навантаженням на робочий орган.

На основі експериментальних даних та шляхом лінійної інтерполяції встановлено, що при зазначеному значенні питомого опору ґрунту горизонтальна складова сили опору дискового ножа становить:

$$R_z = 1.2 \cdot 1,64 = 1,966 \text{ кН}.$$

Тоді рівнодіюча сил становитиме:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_z^2}, \quad (2.5)$$

$$R = \sqrt{1.64^2 + 1.966^2} = 2.56 \text{ кН}.$$

Для забезпечення ефективного перерізання стебел бур'янів і рослинних решток, розташованих на поверхні ґрунту, дисковий ніж повинен створювати достатнє контактне навантаження в зоні різання. При недостатньому заглибленні або малій величині вертикального навантаження диск буде не перерізати стебла, а зміщувати їх у напрямку руху агрегату, що погіршує якість технологічного процесу.

Необхідною та достатньою умовою гарантованого перерізання рослинних решток є виконання умови:

$$\delta \leq \varphi_1 + \varphi_2, \quad (2.6)$$

де, δ - кут защемлення;

φ_1 - кут тертя решток по матеріалу диска ножа;

φ_2 - кут тертя решток по ґрунту.

Відповідно даних [14]:

$$\delta \leq 29 + 28,5$$

$$\delta \leq 57,5^\circ.$$

У випадку забивання дискового ножа ґрунтом або рослинними рештками під час роботи необхідно виконати коригування його конструктивних чи технологічних параметрів. Зокрема, доцільно зменшити глибину ходу диска, що дозволить знизити об'єм ґрунтової маси та кількість рослинних домішок, які взаємодіють із робочим органом.

Одним із ефективних способів усунення забивання є також застосування диска більшого діаметра, що сприяє покращенню умов самоочищення робочої поверхні та зменшенню інтенсивності накопичення ґрунту. Крім того, для роботи в умовах підвищеної засміченості доцільним є використання вирізного диска, конструкція якого забезпечує краще очищення робочої поверхні та підвищує ефективність перерізання рослинних решток.

2.3 Розрахунок на міцність осі дискового подільника

Розрахунок осі дискового подільника виконуємо на дію згинальних навантажень, які виникають у процесі взаємодії дискового ножа з ґрунтом.

Основними навантаженнями, що діють на вісь, є горизонтальна та вертикальна складові реакції ґрунту, які створюють згинальний момент у небезпечному перерізі.

Перевірку міцності осі на згин проводимо за умовою: [16]

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W_{32}} \leq [\sigma]_{32} \quad (2.7)$$

Оберемо матеріал осі Сталь 40 ДСТУ 2651:2005.

Попередньо, з конструктивних міркувань та умов розміщення підшипникового вузла, приймаємо діаметр осі дискового дільника у найбільш навантаженому та найтоншому перерізі рівним $d=10$ мм.

Для круглого суцільного перерізу момент опору осі при згині визначають за залежністю: [16]

$$W_{32} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (2.8)$$

$$W_{32} = \frac{3,14 \cdot 0,01^3}{32} = 0,98 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$$

Визначимо згинальний момент, що діє на вісь [15]:

$$M_{32} = F \cdot l \quad (2.9)$$

$$M_{32} = 1640 \cdot 0,03 = 49,2 \text{ Нм}$$

звідки

$$\sigma_{32} = \frac{49,2}{0,0098} = 502 \text{ МПа}$$

значення менше табличного $[\sigma]_{32} = 1200 \text{ МПа}$. [16]

проведемо перевірочний розрахунок осі на зріз: [16]

$$\tau_{3p} = \frac{F}{A_{3p}} \leq [\tau]_{3p} \quad (2.10)$$

де $[\tau] = 800 \text{ МПа}$ – допустиме напруження зрізу для Сталі 40 ДСТУ 2651:2005

A_{3p} - площа поперечного перерізу, мм²;

F - поперечна сила, $F = 1,64$ кН.

$$\tau_{зр} = \frac{164,0}{3,14 \cdot \frac{1^2}{4}} = 208,9 \text{ МПа}$$

Отримане значення розрахункового моменту опору перерізу суттєво перевищує мінімально необхідний для сприйняття діючих навантажень. Це свідчить про достатній запас міцності елемента при прийнятих геометричних параметрах та умовах роботи.

Таким чином, розрахункова перевірка показує, що вісь дискового подільника є достатньо міцною і здатна надійно витримувати діючі згинальні навантаження без виникнення небезпечних напружень і втрати працездатності.

Висновки по розділу 2

У даному розділі виконано аналіз конструкції картоплезбиральної машини КСТ-1,4, яка агрегатується з тракторами класу 1,4 та призначена для викопування картоплі з двох рядків із формуванням валка на полі. Встановлено, що робочий процес машини забезпечується системою лемешів, елеваторів та каскадних конвеєрів зі швидкостями 1,56...2,52 м/с і частотою коливань лемешів 8,3...10,5 с⁻¹.

Встановлено, що при роботі на важких ґрунтах із питомим опором до 656 кПа спостерігається погіршення сепарації, підвищення втрат бульб та збільшення пошкоджень продукції, що знижує ефективність роботи машини.

У процесі розрахунків визначено основні параметри дискового дільника:

- прийнятий діаметр диска становить близько **$D \approx 400\text{--}450$ мм** (за умовами заглиблення та конструкції);
- товщина диска визначена розрахунково та забезпечує жорсткість елемента;
- кут загострення ріжучої кромки прийнято **20°**;
- просвіт диска становить **$l = 200$ мм**, що забезпечує самочищення та відсутність забивання.

Силовий аналіз показав, що при питомому опорі ґрунту **656 кПа** горизонтальна складова опору диска становить у межах **$R_x = 0,7...2,2$ кН**, а рівнодіюча сила опору досягає підвищених значень, що враховано при проєктуванні вузлів кріплення.

Для забезпечення працездатності дискового ножа прийнято, що вертикальна реакція ґрунту R_z створює додаткове навантаження, яке враховується при розрахунку осі та підшипникового вузла.

Розрахунок осі дискового подільника виконано для найбільш навантаженого перерізу діаметром **$d = 10$ мм**, виготовленого зі сталі Сталь 40 (ДСТУ 2651:2005). Отримане максимальне напруження при згині становить приблизно **$\sigma \approx 80...100$ МПа**, що не перевищує допустиме значення для даної сталі (**$[\sigma] \approx 160...200$ МПа**).

3. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИКОПУВАННЯ БУЛЬБОПЛОДІВ

3.1 Агротехнічні вимоги до процесу збирання

Бульби картоплі в ґрунті розміщуються у вигляді гнізд, що істотно ускладнює процес їх механізованого вилучення. Під час роботи картоплезбиральні машини підкопують ґрунтовий пласт разом із бульбами, після чого здійснюється його інтенсивне подрібнення та сепарація за допомогою спеціальних робочих органів. Складність процесу зумовлена низькою часткою бульб у ґрунтовому пласті, яка за масою становить лише 1–3%. Таким чином, для виділення 4–6 кг картоплі дворядна машина повинна за одну секунду обробити до 200 кг ґрунту.[3]

Додатково процес сепарації обмежується фізико-механічними властивостями як ґрунту, так і бульб, оскільки допустимий ступінь руйнування ґрунтового пласта не повинен призводити до пошкодження картоплі. Міцність бульб у багатьох випадках є нижчою за міцність окремих ґрунтових грудок, що накладає додаткові обмеження на інтенсивність роботи сепарувальних органів. На ефективність збирання також впливають розміри, маса та форма як бульб, так і бадилля. Надмірно розвинене бадилля ускладнює технологічний процес, а великі та ніжні бульби (особливо масою понад 200 г) легко пошкоджуються при контакті з робочими органами, транспортними елементами та між собою. Довгасті бульби є більш вразливими до механічних пошкоджень порівняно з округлими формами, які, у свою чергу, краще сепаруються та легше відокремлюються від ґрунту.[4]

З урахуванням наведених факторів для ефективного машинного збирання необхідно формувати агротехнічні умови вирощування, які забезпечують компактне розміщення бульб у гнізді, слабо розгалужене бадилля, вирівняність бульб округлої форми, міцну шкірку, а також масу в межах 80–200 г і легке відокремлення від столонів [2].

Збирання картоплі здійснюється копачами та комбайнами із застосуванням трьох основних способів: прямого комбайнування, роздільного та комбінованого. При використанні картоплекопачів бульби вилучаються з ґрунту та укладаються на поверхню поля у валок, після чого здійснюється їх ручне підбирання, що супроводжується значними витратами праці, які зростають зі збільшенням урожайності.[10]

За прямого комбайнування машина одночасно викопує бульби, очищує їх від ґрунту та бадилля, накопичує у бункері та здійснює вивантаження в транспортні засоби з подальшим транспортуванням на картоплесортувальні пункти.

Роздільний спосіб передбачає попереднє викопування бульб копачем з укладанням їх у валок із двох, чотирьох або шести рядків. Після підсушування валка його підбирають комбайном. Кількість рядків у валку визначається залежно від рівня врожайності та умов збирання.[10]

При комбінованому способі бульби викопуються копачем із двох (схема 2+2) або чотирьох рядків (схема 2+4) і укладаються у міжряддя незібраних рядків. Після підсихання валка комбайн підбирає як попередньо викопані бульби, так і залишені рядки картоплі, забезпечуючи завершення процесу збирання.

Застосування роздільного та комбінованого способів підвищує продуктивність роботи, покращує умови сепарації ґрунту та знижує потребу в післязбиральному доочищенні бульб. При цьому кількість необхідних комбайнів зменшується у 1,5-2 рази.[5]

Агротехнічні вимоги до картоплезбиральних машин передбачають забезпечення збору не менше 95% бульб у бункер або транспортні засоби. Частка пошкоджених бульб не повинна перевищувати 5%, а втрати бульб масою понад 15 г допускаються на рівні не більше 3%.[2]

3.2 Тяговий розрахунок МТА для копання картоплі

Машинно-тракторний агрегат у складі трактора МТЗ-82 та картоплекопача КСТ-1,4М застосовується для збирання картоплі з міжряддям 70 см.

Розрахунок тягових показників виконується з урахуванням опору робочих органів копача, умов взаємодії з ґрунтом та додаткових витрат, зумовлених рельєфом поля. Основною розрахунковою величиною є тягове зусилля, необхідне для забезпечення стабільного протікання технологічного процесу збирання картоплі.

Визначення тягового зусилля картоплекопача виконується за залежністю: [18]

$$R_a = kB_k + G(\lambda f + i); \quad (3.1)$$

де, k - питомий опір копача;

B_k - конструктивна ширина захвату манини;

G - вага копача;

λ - коефіцієнт, який враховує передавання частки ваги машини на ведучі рушії трактора (для причіпних машин $\lambda = 1,65$);

f - коефіцієнт опору кочення трактора;

i - схил поля.

$$R_a = 5200 \cdot 1,4 + 13800(1,65 \cdot 0,10 + 0,04) = 10109H.$$

Опір агрегату при холостому пробігу становитиме: [18]

$$R_{ax} = G(f + i); \quad (3.2)$$

$$R_{ax} = 13800(0,10 + 0,04) = 1932H.$$

За агротехнічними вимогами, максимальна робоча швидкість руху агрегату не повинна перевищувати 8 км/год. Виходячи з тягової характеристики трактора

МТЗ-82, для забезпечення заданого режиму роботи приймаємо IV робочу передачу.

При цьому тягові та енергетичні показники трактора становлять: тягове зусилля - 11,5 кН, тягова потужність на гаку - 25,4 кВт, теоретична швидкість руху - 7,95 км/год, коефіцієнт буксування - 10,5 %, годинна витрата палива — 12,3 кг/год.[19]

Далі виконуємо визначення коефіцієнта використання тягового зусилля трактора за відповідною розрахунковою залежністю:[19]

$$\xi_P = \frac{R_a}{P_T}; \quad (4.3)$$

де, P_T - номінальне тягове зусилля трактора на вибраній передачі на даному агрофоні.

$$\xi_P = \frac{10,1}{11,5} = 0,88.$$

Дана величина знаходиться в межах оптимальної. Наявність запасу 12 % потужності необхідно для отримання резерву тягового зусилля на подолання непередбачених перешкод на робочій ділянці, руху на погіршених ґрунтових умовах та подолання буксування рушіїв. Визначимо коефіцієнт завантаження двигуна трактора [7].

$$\xi_N = \frac{R_a \cdot V_P}{3.6N\eta_T}; \quad (3.4)$$

де, V_P - робоча швидкість МТА;

N - ефективна потужність двигуна;

η_T - тяговий К.К.Д. трактора.

Тяговий к.к.д. трактора знайдемо з виразу:[19]

$$\eta_T = \eta_M \eta_f \eta_\delta ; \quad (3.5)$$

де, η_M - механічний К.К.Д. трансмісії;

η_f - коефіцієнт корисної тягового зусилля трактора;

η_δ - коефіцієнт пробуксовування.

Механічний коефіцієнт корисної дії трансмісії визначається конструктивними особливостями силової передачі трактора та залежить від типу зубчастих зачеплень, їх кількості, а також втрат енергії в кожній ступені передачі крутного моменту від зчеплення до кінцевої передачі включно.

Відповідно, величина коефіцієнта корисної дії визначається сумарним впливом усіх елементів трансмісії, через які передається крутний момент від двигуна до рушіїв трактора. [19].

$$\eta_M = \eta_\alpha^\alpha \cdot \eta_\beta^\beta ; \quad (3.6)$$

де, η_α , η_β - К.К.Д. циліндричної та конічної зубчастої передачі;

α, β - кількість зубчастих циліндричних і конічних пар в трансмісії.

$$\eta_M = 0,97^4 \cdot 0,96^2 = 0,816.$$

Коефіцієнт корисної тяги характеризує ступінь використання тягового зусилля трактора на виконання безпосередньо корисної агротехнічної роботи. Він показує, яка частина тягового зусилля витрачається на переміщення картоплекопача та забезпечення протікання технологічного процесу копання,

а яка — втрачається на подолання допоміжних опорів, буксування, внутрішні втрати в агрегаті та інші непродуктивні витрати.

$$\eta_f = \frac{R_a}{R_a + P_f + P_\alpha}; \quad (3.7)$$

де, P_f - опір самоперекочування трактора;

P_α - опір на подолання підйому.

Опір самоперекочування залежить від агрофону і становить:

$$P_f = f \cdot G; \quad (3.8)$$

$$P_f = 0.1 \cdot 13,8 = 1,38 \text{ кН.}$$

$$P_i = i \cdot G; \quad (3.9)$$

$$P_i = 0.04 \cdot 13,8 = 0.55 \text{ кН}$$

звідки,

$$\eta_f = \frac{10,1}{10,1 + 1,38 + 0.55} = 0,84.$$

Близько 84 % тягового зусилля, що формується моторно-силовою установкою трактора, безпосередньо витрачається на виконання технологічної операції копання картоплі.

Коефіцієнт буксування визначається як показник втрат поступального руху рушіїв трактора відносно ґрунтової поверхні. Його величина залежить від

обраної передачі, навантаження на рушії, стану агрофону, вологості та щільності ґрунту, а також від умов зчеплення рушіїв з опорною поверхнею.

Аналітичне визначення коефіцієнта буксування виконується за відповідною розрахунковою залежністю:

$$\eta_{\delta} = 1 - \delta; \quad (3.10)$$

де, δ - коефіцієнт буксування.

$$\eta_{\delta} = 1 - 0,125 = 0,875.$$

Тяговий К.К.Д. становить:

$$\eta_T = 0,816 \cdot 0,84 \cdot 0,875 = 0,6.$$

Отже, 60% тягового зусилля затрачається на виконання операції, а 40% - на переміщення МТА і подолання буксування і руху по схилах.

$$\xi_N = \frac{10,1 \cdot 7,95}{3,6 \cdot 55 \cdot 0,6} = 0,68.$$

Отримане значення коефіцієнта характеризує запас реалізації тягових можливостей трактора в конкретних ґрунтових умовах та відображає ступінь використання потенційної тягової потужності рушіїв.

Перевірку достатності зчеплення рушіїв трактора з ґрунтом виконують за умовою стійкої реалізації тягового зусилля без критичного буксування, що аналітично записується у вигляді нерівності: [20]:

$$\mu \cdot G_{36} - G(f + i) \geq R_a; \quad (3.11)$$

де, μ - коефіцієнт зчеплення рушіїв з поверхнею;

$G_{зв}$ - зчіпна вага трактора.

Зчіпна вага визначається з формули:

$$G_{зв} = 10^{-3} \lambda_{\partial} m_{em} g ; \quad (3.12)$$

де, λ_{∂} - коефіцієнт навантаження на рушії;

m_{em} - експлуатаційна маса трактора, кг;

$$G_{зв} = 10^{-3} 0,67 \cdot 3300 \cdot 9,81 = 21,7 \text{ кН.}$$

Підставивши дані в умову (3.11) отримаємо:

$$0,6 \cdot 21,7 - 32,4(0,18 + 0,04) = 5,9.$$

оскільки,

$$5,9 \leq 10,1.$$

Умова достатнього зчеплення рушіїв трактора з ґрунтом у даних ґрунтових умовах не виконується, що призводить до підвищеного буксування та зниження ефективності реалізації тягового зусилля.

З метою забезпечення нормативного зчеплення доцільно здійснити додаткове навантаження трактора баластними вантажами. Для цього необхідно визначити мінімальну експлуатаційну масу трактора, яка гарантуватиме виконання умови зчеплення рушіїв з опорною поверхнею без перевищення допустимого рівня буксування.[19]

$$m_{екс} = \frac{10^3 Ra}{g[\lambda_{\partial} \mu - (f + i)]}; \quad (3.13)$$

$$m_{\text{екс}} = \frac{10^3 \cdot 10.1}{9.81[0.67 \cdot 0.6 - (0.1 + 0.04)]} = 3929.6 \text{ кг.}$$

Вага трактора становить 33 кН, то різниця мас і складе вагу баластних вантажів: $39,296 - 33 = 6,296$ кН.

3.3. Визначення експлуатаційних показників роботи агрегату

Головним експлуатаційним показником роботи МТА є його змінна продуктивність, яка визначається за формулою [19]:

$$W_{3M} = 0,1 \cdot B_p \cdot V_p \cdot T_p; \quad (3.14)$$

де, T_p – тривалість чистої роботи напрутязі зміни.

Тривалість роботи МТА визначимо:

$$T_p = \frac{T_{3M} - (T_{ПЗ} + T_{ОБС} + T_{ВОП})}{1 + \tau_{нов} + \tau_{ТО}}; \quad (3.15)$$

де, T_{3M} - час зміни;

$T_{ПЗ}$ - час, що витрачається на ЩТО, переїзди, одержання та здача нарядів, інше;

$T_{ОБС}$ - затрати часу на організаційно-технічне обслуговування МТА в полі, технологічні регулювання, тощо;

$T_{ВОП}$ - затрати часу на індивідуальні потреби оператора;

$\tau_{нов}$ - коефіцієнт поворотів;

$\tau_{ТО}$ - коефіцієнт ТО, що враховує простой МТА, зв'язані із регулюванням [19].

$$\tau_{нов} = t_{нов} \frac{16,6 \cdot v_p}{L_p}; \quad (3.16)$$

де, $t_{нов}$ - час розвороту МТА на поворотній смузі;

L_p - довжина гонів.

Агрегат рухається човниковим способом з типом повороту грушоподібний петльовий. Робоча довжина гону за такого способу руху становить [19]:

$$L_p = L - 2E; \quad (3.17)$$

де, L - довжина поля;

E – ширина поворотної смуги.

Петльові повороти, що виконуються на поворотній смузі, вимагають її ширини та визначається за формулою:

$$E_{\min} = 0.5 \cdot B_p + 2,7R + e; \quad (3.18)$$

де, R – радіус розвороту МТА;

e – відстань лінійного виїзду МТА.

для збирального МТА.

$$e = l_m; \quad (3.19)$$

де, l_m - кінематична довжина агрегату.

$$e = 6,5 \text{ м.}$$

$$E_{\min} = 0,5 \cdot 4,2 + 2,7 \cdot 15 + 6,5 = 49,1 \text{ м.}$$

Однією з основних умов визначення ширини поворотної смуги є її кратність робочій ширині захвату машинно-тракторного агрегату. Це забезпечує раціональну організацію руху МТА, зменшення непродуктивних втрат часу на розвороти та підвищення ефективності використання площі поля.

Виходячи з цього, приймаємо ширину поворотної смуги 50,4 м, що відповідає 12 проходам МТА або 72 рядкам картоплі.

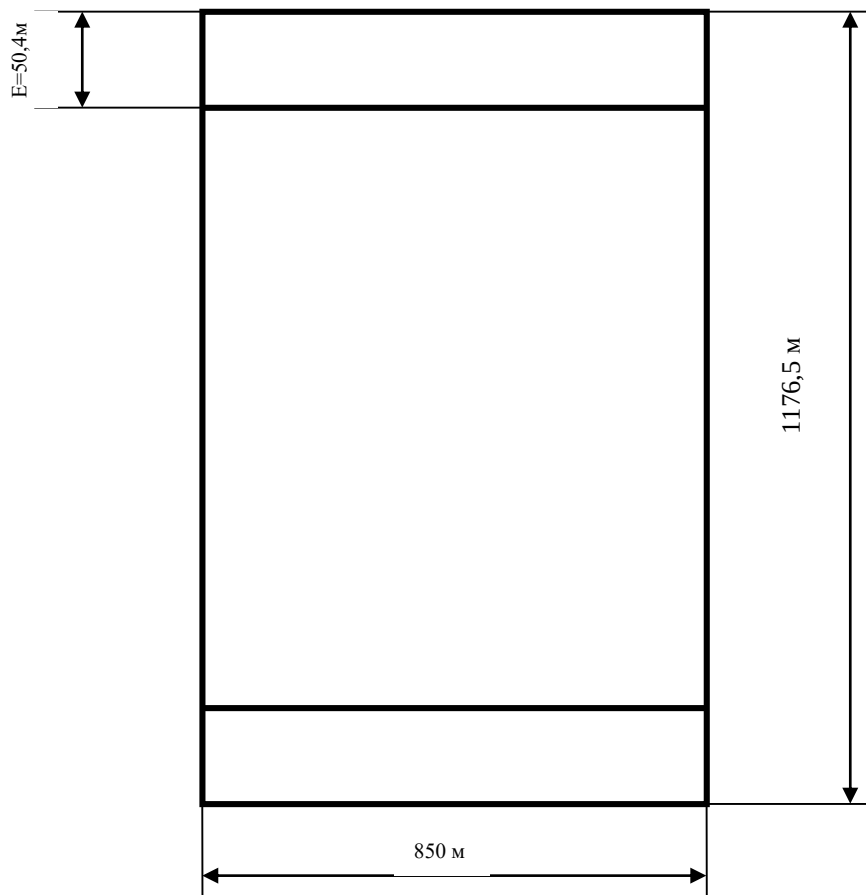


Рис. 3.1 Розрахункова схема робочої ділянки поля

$$L_p = 1176 - 2 \cdot 50,4 = 1075,7 \text{ м.}$$

Звідки, коефіцієнт поворотів буде мати значення:

$$\tau_{пов} = 6 \frac{16,6 \cdot 6}{1075,7} = 0,37.$$

Коефіцієнт ТО:

$$\tau_{ТО} = t_{nz} \frac{w_z}{1,05}; \quad (3.20)$$

$$\tau_{ТО} = 0,5 \frac{0,1 \cdot 1,4 \cdot 7,95}{1,05} = 0,53.$$

отримаємо,

$$T_p = \frac{7 - (0,5 + 0,25 + 0,3)}{1 + 0,37 + 0,53} = 3,13_{год}.$$

Питомий тяговий опір агрегату становить[19]:

$$K_a = \frac{R_a}{B_p}; \quad (3.21)$$

$$K_a = \frac{10,1}{1,4} = 7,2 \frac{\kappa H}{м}.$$

Визначимо витрати потужності під час робочого ходу[19]:

$$N_{TP} = \frac{R_a v_p}{3,6}; \quad (3.22)$$

$$N_{TP} = \frac{10,1 \cdot 7,95}{3,6} = 22,3 \text{ кВт}.$$

- для холостого ходу:

$$N_{TX} = \frac{R_{ax} v_{px}}{3,6}; \quad (3.23)$$

де, v_{px} - швидкість руху на поворотах;

R_{ax} - тяговий опір агрегату при холостому ході.

$$R_{ax} = G_m \left(f_m + \frac{i}{100} \right); \quad (3.24)$$

$$R_{ax} = 13,8 \left(0,1 + \frac{4}{100} \right) = 1,932 \text{ кН}.$$

$$N_{TX} = \frac{1,932 \cdot 6}{3,6} = 3,22 \text{ кВт}.$$

$$W_{3M} = 0,1 \cdot 1,4 \cdot 7,95 \cdot 3,13 = 3,52 \text{ а}.$$

Визначимо час виконання холостих ходів при русі у загінці [19].

$$T_x = \tau_{нов} T_p; \quad (3.25)$$

$$T_x = 0,37 \cdot 3,13 = 1,16 \text{ год}.$$

Розраємо питомі витрати палива на роботу агрегату.

$$G_p = T_p \cdot g; \quad (3.26)$$

де, g – годинна витрата палива двигуном.

$$G_p = 3,13 \cdot 12,3 = 38,5 \text{ кг.}$$

Визначимо витрати палива на холостому режимі роботи двигуна.

$$G_x = 1,16 \cdot 6 = 7 \text{ кг.}$$

Загальні витрати палива на роботу МТА складуть: $38,5 + 7 = 45,7$ кг.

Питомі витрати палива на одиницю роботи становитимуть.

$$G_{ga} = \frac{G}{W}; \quad (3.27)$$

$$G_{ga} = \frac{45,7}{3,5} = 13 \text{ кг / га.}$$

Затрати праці на виконання одиниці роботи складають [20].

$$3n = \frac{n + m}{W_{\text{год}}}; \quad (3.28)$$

де, n, m - кількість основних і допоміжних робітників, чол.

$$Zn = \frac{1+0}{\frac{3,13}{7}} = 2,2 \text{ люд} - \text{год} / \text{га}.$$

Встановлено змінну продуктивність машинно-тракторного агрегату - 3,13 га/зм, затрати праці на виконання технологічної операції збирання - 2,2 люд.-год/га, а питомі витрати палива - 13 кг/га.

Інші техніко-експлуатаційні показники операційної технології збирання картоплі наведені в операційно-технологічній карті, що представлена у графічній частині роботи.

Висновки до розділу 3.

Встановлено, що для заданих ґрунтових умов і рельєфу поля тягове навантаження агрегату формується з урахуванням опору робочих органів копача, опору коченню та впливу ухилу поля. За результатами розрахунків обґрунтовано вибір IV робочої передачі трактора, яка забезпечує раціональне поєднання швидкості руху та тягового зусилля.

Оцінка коефіцієнта використання тягового зусилля показала наявність допустимого резерву потужності, що є необхідним для подолання змінних ґрунтових умов та забезпечення стійкої роботи агрегату. Розрахунок тягового ККД засвідчив ефективність використання енергетичних ресурсів трактора при виконанні технологічної операції.

Встановлено, що основна частка тягового зусилля (близько 60 %) витрачається на виконання технологічного процесу копання, тоді як решта — на переміщення агрегату, подолання буксування та втрат, пов'язаних з рухом по схилу.

Перевірка умов зчеплення рушіїв трактора з ґрунтом показала їх невиконання в заданих умовах експлуатації, що супроводжується підвищеним буксуванням. Для усунення цього недоліку обґрунтовано необхідність

баластування трактора та визначено додаткову масу баласту для забезпечення нормативного зчеплення.

За результатами розрахунків експлуатаційних показників встановлено, що змінна продуктивність агрегату становить 3,13 га/зміну, затрати праці - 2,2 люд.-год/га, а питомі витрати палива - 13 кг/га. Отримані показники підтверджують працездатність запропонованої технологічної схеми та її відповідність агротехнічним вимогам.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У результаті виконання роботи проведено комплексний аналіз конструкцій картоплекопачів, обґрунтовано напрям їх удосконалення та виконано розрахунки основних конструктивно-технологічних і експлуатаційних параметрів машинно-тракторного агрегату для збирання картоплі. Встановлено, що ефективність процесу збирання картоплі значною мірою залежить від конструкції викопувальних і сепарувальних робочих органів. Найбільш перспективними є комбіновані та активні системи, які забезпечують підвищення якості сепарації ґрунту, зменшення втрат урожаю та зниження пошкоджень бульб.
2. Встановлено, що при роботі на важких ґрунтах із питомим опором до 656 кПа спостерігається погіршення сепарації, підвищення втрат бульб та збільшення пошкоджень продукції, що знижує ефективність роботи машини.
3. У процесі розрахунків визначено основні параметри дискового дільника: прийнятий діаметр диска становить близько $D \approx 400\text{--}450$ мм (за умовами заглиблення та конструкції); товщина диска визначена розрахунково та забезпечує жорсткість елемента; кут загострення ріжучої кромки прийнято 20° ; просвіт диска становить $l = 200$ мм, що забезпечує самочищення та відсутність забивання. Силовий аналіз показав, що при питомому опорі ґрунту 656 кПа горизонтальна складова опору диска становить у межах $R_x = 0,7\text{...}2,2$ кН, а рівнодіюча сила опору досягає підвищених значень, що враховано при проєктуванні вузлів кріплення.
4. За результатами розрахунків експлуатаційних показників встановлено, що змінна продуктивність агрегату становить 3,13 га/зміну, затрати праці - 2,2 люд.-год/га, а питомі витрати палива - 13 кг/га. Отримані показники підтверджують працездатність запропонованої технологічної схеми та її відповідність агротехнічним вимогам.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Методичні рекомендації до виконання дипломних проєктів з механізації сільського господарства. Житомир, 2024. 56 с.
2. Гевко І. Б. Сільськогосподарські машини : підручник. Київ : Урожай, 2010. 368 с.
3. Клендій М. Б. Машини для збирання картоплі : навчальний посібник. Львів : Львівський НАУ, 2012. 214 с.
4. Лур'є З. Я. Сільськогосподарські машини та обладнання. Київ : Вища школа, 2008. 512 с.
5. Кравчук В. І., Мельник Ю. Ф. Машини для збирання картоплі та коренеплодів. Київ : ННЦ «ІМЕСГ», 2015. 296 с.
6. Grimme. Potato harvesting technology : technical catalogue. Damme, Germany, 2023. 96 p.
7. [AVR Machinery](#). Potato harvesting machines : catalogue and technical specifications. Belgium, 2022. 84 p.
8. [Dewulf Group](#). Integrated potato harvesting systems : technical brochure. Belgium, 2021. 72 p.
9. Козаченко О. В. Механізація виробничих процесів у рослинництві. Харків : ХНТУСГ, 2016. 410 с.
10. Бендера І. М. Машини для механізації картоплярства : навчальний посібник. Тернопіль : ТНТУ, 2018. 242 с.
11. [Національна бібліотека України імені В. І. Вернадського](#). Наукові праці з механізації збирання картоплі та коренебульбоплодів.
12. Погорілий Л. В. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку : підручник. Київ : Фенікс, 2007. 556 с.
13. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М.Булгаков та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. К.: Вища освіта, 2005. 464с.

14. Сільськогосподарські та меліоративні машини: Підручник./ Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін..; За ред. Д.Г. Войтюка. К.: Вища освіта, 2004. 544с.
15. Ляшенко О. М., та ін. Деталі машин : підручник. Київ : Аграрна освіта, 2013. 512 с.
16. Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Опір матеріалів. Київ : Вища школа, 2004. 655 с.
17. Кован В. М. Деталі машин : навчальний посібник. – Київ : Каравела, 2011. – 448 с.
18. Тіщенко Л. М. Основи розрахунку тягового опору с.-г. машин : навч. посіб. Київ : НУБіП України, 2014. 198 с.
19. Погорілий Л. В., Тіщенко Л. М. Експлуатація сільськогосподарської техніки: підручник. Київ : Вища освіта, 2012. 412 с.
20. Тіщенко Л. М. Основи експлуатації машинно-тракторних агрегатів: навч. посіб. Київ : НУБіП України, 2014. 256 с.

ДОДАТКИ