МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерії та енергетики
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Кваліфікаційна робота
на правах рукопису

ЗІНЧУК ВАДИМ МИХАЙЛОВИЧ

УДК 631.633.04

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
МЕХАНІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ЗБИРАННЯ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ З УДОСКОНАЛЕННЯМ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

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

_____В. М. Зінчук

Керівник роботи

Грабар І. Г.

доктор технічних наук, професор

Житомир – 2026

АНОТАЦІЯ

Зінчук Вадим Михайлович. Механізація технологічного процесу збирання цукрових буряків з удосконаленням робочих органів збирального комбайна. – *Кваліфікаційна робота на правах рукопису.*

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

Кваліфікаційна робота присвячена механізації технологічного процесу збирання цукрових буряків шляхом удосконалення робочих органів збирального комбайна. У роботі проведено аналіз сучасних технологій вирощування та збирання цукрових буряків, досліджено конструкції існуючих бурякозбиральних машин і визначено основні недоліки їх робочих органів.

Обґрунтовано необхідність модернізації викопувальних та очисних робочих органів комбайна з метою зменшення втрат коренеплодів, пошкодження буряків та підвищення якості очищення від ґрунтових домішок. Запропоновано конструктивне удосконалення робочих органів, що забезпечує підвищення ефективності технологічного процесу збирання.

У роботі виконано технологічні, конструктивні та експлуатаційні розрахунки, визначено продуктивність агрегату, енергетичні показники та ефективність запропонованої модернізації. Результати дослідження підтверджують доцільність удосконалення конструкції робочих органів комбайна, що дозволяє підвищити продуктивність збирання, знизити втрати врожаю та покращити якість зібраної продукції.

***Ключові слова**: цукрові буряки, механізація, технологічний процес, бурякозбиральний комбайн, робочі органи, модернізація, продуктивність, втрати врожаю.*

ABSTRACT

Vadym Zinchuk. Mechanization of the Technological Process of Sugar Beet Harvesting with Improvement of the Working Units of a Harvesting Combine. – *Qualification Thesis Manuscript.*

Qualification thesis for obtaining the first (Bachelor's) degree in Specialty 208 "Agroengineering". – *Polissia National University, 2026.*

The qualification thesis is devoted to the mechanization of the technological process of sugar beet harvesting through the improvement of the working units of a harvesting combine. The paper analyzes modern technologies of sugar beet cultivation and harvesting, investigates the designs of existing beet-harvesting machines, and identifies the main shortcomings of their working units.

The necessity of modernization of the digging and cleaning working units of the combine harvester is substantiated in order to reduce root crop losses, minimize beet damage, and improve the quality of cleaning from soil impurities. A constructive improvement of the working units is proposed, which ensures increased efficiency of the harvesting technological process.

The work includes technological, structural, and operational calculations, determines the productivity of the machine unit, energy performance indicators, and the efficiency of the proposed modernization. The research results confirm the feasibility of improving the design of the combine harvester working units, which makes it possible to increase harvesting productivity, reduce crop losses, and improve the quality of the harvested products.

Keywords*: sugar beet, mechanization, technological process, beet harvester, working units, modernization, productivity, crop losses.*

ЗМІСТ

ВСТУП

1.АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНИХ І КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВИКОПУВАЛЬНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

1.1. Огляд та аналіз конструкцій викопувальних робочих органів бурякозбиральних комбайнів……..…7

1.1.1. Дискові викопувальні робочі органи…….…..7

1.1.2. Лемішні викопувальні робочі органи…….….9

1.1.3. Вильчасті викопувальні робочі органи…….….11

1.1.4. Комбіновані викопувальні робочі органи……..13

Висновки до розділу 1……14

2. УДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

2.1 Технологічні та агротехнічні вимоги до коренезбиральних комбайнів……16

2.2. Обґрунтування вибору робочого органу для викопування коренеплодів……...17

2.3. Обгрунтування конструктивно-кінематичних параметрів роботи доочисника головок коренеплодів…….20

2.4. Розрахунок міцнісних параметрів стійки дискового копача……31

2.5. Обґрунтування параметрів кореннаправляча……..34

Висновки по розділу 2……..35

3. ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ОПЕРАЦІЙНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ

3.1 Умови роботи збиральної машини……36

3.2 Агротехнічні вимоги до збирання коренеплодів…….36

3.3. Підготовка поля до роботи……...38

3.4. Розрахунок технологічного процесу збирання……..39

Висновки до розділу 3……45

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ……47

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ……48

ДОДАТКИ

ВСТУП

Виробництво цукру безпосередньо залежить від ефективності вирощування та своєчасного збирання коренеплодів. Одним із найважливіших етапів технологічного процесу є збирання цукрових буряків, яке характеризується значною трудомісткістю, високими енергетичними витратами та потребує застосування сучасної високопродуктивної техніки.

У сучасних умовах розвитку агропромислового комплексу особливої актуальності набуває питання підвищення ефективності бурякозбиральної техніки. Незважаючи на значний розвиток конструкцій бурякозбиральних комбайнів, існуючі машини мають ряд недоліків, пов’язаних із втратами коренеплодів, їх механічними пошкодженнями, недостатньою якістю очищення від ґрунту та рослинних решток. Це призводить до зниження врожайності, погіршення якості продукції та збільшення витрат на післязбиральну доробку.

Одним із перспективних напрямів удосконалення технологічного процесу збирання цукрових буряків є модернізація робочих органів бурякозбиральних комбайнів. Раціональне конструктивне виконання викопувальних, очисних та транспортувальних робочих органів дозволяє підвищити якість збирання, зменшити втрати врожаю та забезпечити більш ефективне функціонування збирального агрегату в різних ґрунтово-кліматичних умовах.

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення ефективності технологічного процесу збирання цукрових буряків шляхом удосконалення робочих органів збирального комбайна.

Для досягнення поставленої мети у роботі вирішуються такі завдання:

- дослідити конструкції існуючих робочих органів бурякозбиральних комбайнів, виявити основні недоліки існуючих конструкцій;
- обґрунтувати напрям удосконалення робочих органів збирального комбайна;
- виконати технологічні, конструктивні та експлуатаційні розрахунки;

- визначити ефективність запропонованої модернізації;

Об'єктом дослідження є технологічний процес механізованого збирання цукрових буряків.

Предметом дослідження є робочі органи бурякозбирального комбайна та їх вплив на якість і ефективність збирання коренеплодів.

Практичне значення роботи полягає в удосконаленні конструкції робочих органів збирального комбайна, що дозволяє знизити втрати врожаю, зменшити пошкодження коренеплодів та підвищити продуктивність технологічного процесу збирання цукрових буряків.

Методи дослідження: Під час виконання кваліфікаційної роботи використовувалися теоретичні, аналітичні та розрахункові методи дослідження технологічного процесу збирання цукрових буряків і роботи бурякозбиральних машин. Теоретичні дослідження проводилися на основі аналізу науково-технічної літератури, патентних джерел, нормативної документації та сучасних конструкцій бурякозбиральних комбайнів.

Перелік публікацій автора за темою роботи:

1. Зінчук В. М. Обґрунтування робочих органів для викопування цукрових буряків. Студентські читання–2025: матер. наук.-практ. конф.. Житомир: Поліський національний університет, 2025. Т2. С. 12-14.
2. Зінчук В. М. Обґрунтування вибору робочого органу для викопування коренеплодів Зб. Тез *XII Всеукраїнської науково-практичної конференції* «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь» Житомир: ЖАТФК, 2026. С.63-65.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається зі вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 27 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 50 сторінки комп'ютерного тексту, 13 рисунків.

1.АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНИХ І КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВИКОПУВАЛЬНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

1.1 Огляд та аналіз конструкцій викопувальних робочих органів бурякозбиральних комбайнів

Викопувальні робочі органи є одними з основних функціональних елементів бурякозбиральних комбайнів, які визначають якість виконання технологічного процесу збирання цукрових буряків. Їх основним призначенням є руйнування шару ґрунту в зоні розміщення коренеплодів, підкопування буряків, вилучення їх із ґрунту та подача на подальші очисні й транспортувальні робочі органи машини.[5,6]

Якість роботи викопувальних органів безпосередньо впливає на величину втрат урожаю, ступінь механічного пошкодження коренеплодів, рівень забрудненості вороху ґрунтовими домішками, енергоємність технологічного процесу та продуктивність бурякозбирального агрегату. У процесі роботи викопувальні органи функціонують у складних умовах взаємодії з ґрунтовим середовищем, яке характеризується змінною щільністю, вологістю, твердістю та наявністю рослинних залишків. Саме тому до конструкції викопувальних робочих органів висуваються підвищені вимоги щодо надійності, зносостійкості, здатності до самоочищення та стабільності технологічного процесу. [5,6]

У сучасних бурякозбиральних комбайнах найбільшого поширення набули дискові, лемішні, вильчасті та комбіновані викопувальні робочі органи. [6]

1.1.1. Дискові викопувальні робочі органи

Дискові викопувальні органи (рис. 1.1.)[1] широко застосовуються у сучасних самохідних та причіпних бурякозбиральних комбайнах завдяки високій

ефективності роботи та порівняно невеликому тяговому опору. Конструктивно такі робочі органи складаються з двох сферичних або плоских дисків, установлених під певним кутом атаки до вертикальної та горизонтальної площин.

У процесі роботи диски заглиблюються у ґрунт з обох боків рядка цукрових буряків та, обертаючись під дією сил тертя, здійснюють підкопування коренеплодів.

Завдяки клиноподібному розташуванню дисків відбувається руйнування шару ґрунту навколо коренеплоду та його поступове піднімання на поверхню поля з подальшою подачею до очисної системи.

Основними перевагами дискових викопувальних органів є:

- невеликий тяговий опір;
- хороша адаптація до нерівностей поверхні поля;
- зменшення пошкодження коренеплодів;
- стабільність технологічного процесу при підвищених робочих швидкостях;
- покращене самоочищення робочих поверхонь під час обертання дисків.

Разом із тим дискові копачі мають і ряд суттєвих недоліків. За підвищеної вологості ґрунту спостерігається інтенсивне налипання ґрунтових частинок на поверхню дисків, що погіршує якість викопування та збільшує енергетичні витрати.

На ущільнених ґрунтах можливе недостатнє заглиблення дисків, що призводить до часткового підрізання або обламування хвостової частини коренеплодів.

Крім того, ефективність роботи дискових органів значною мірою залежить від правильності встановлення кута атаки та глибини ходу.[1]

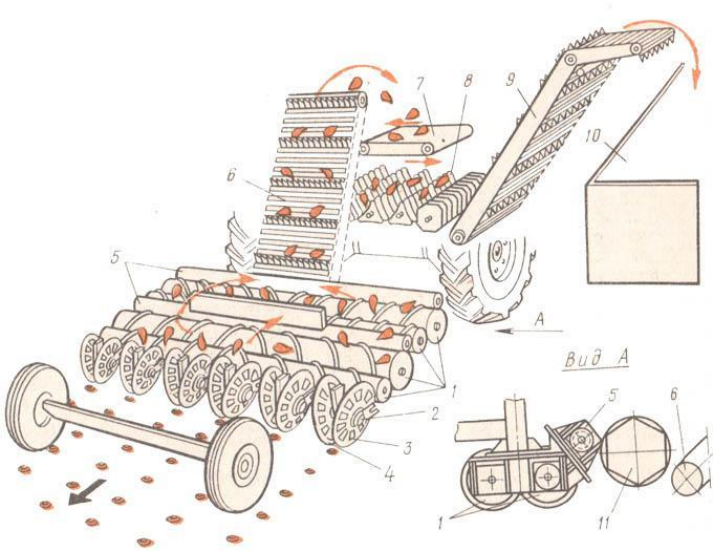


Рис. 1.1 – Схема дискового викопувального робочого органа

1.1.2. Лемішні викопувальні робочі органи

Лемішні викопувальні органи (рис. 1.2.) працюють за принципом підрізання шару ґрунту нижче рівня залягання коренеплоду. Основним конструктивним елементом є леміш клиноподібної форми, який заглиблюється у ґрунт і здійснює піднімання шару ґрунту разом із коренеплодом.[7]

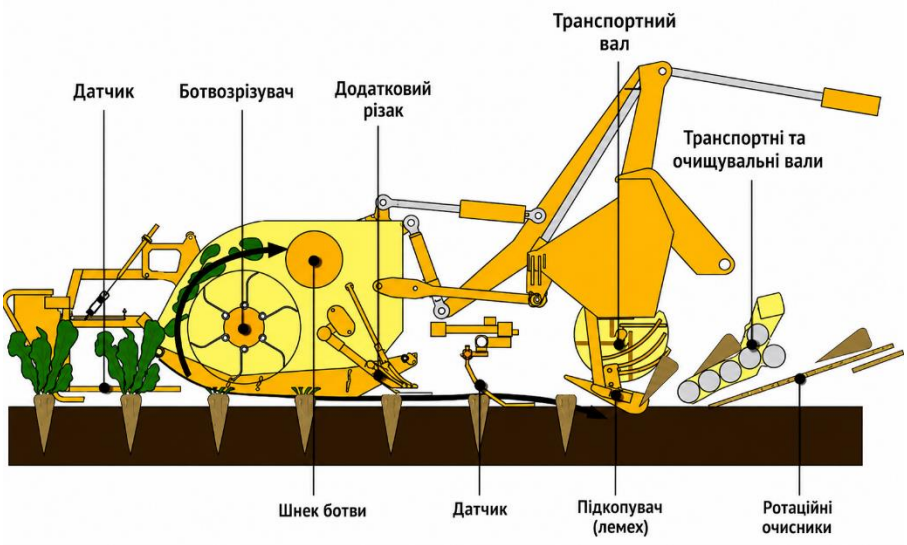


Рис. 1.2 – Схема лемішного викопувального робочого органа [2]

Під час руху агрегату леміш руйнує зв’язки між коренеплодом і ґрунтом, після чого буряк надходить на очисні робочі органи. Для покращення технологічного процесу у деяких конструкціях застосовуються активні коливальні або вібраційні механізми, які зменшують сили тертя між ґрунтом і робочими поверхнями (рис. 1.3.).

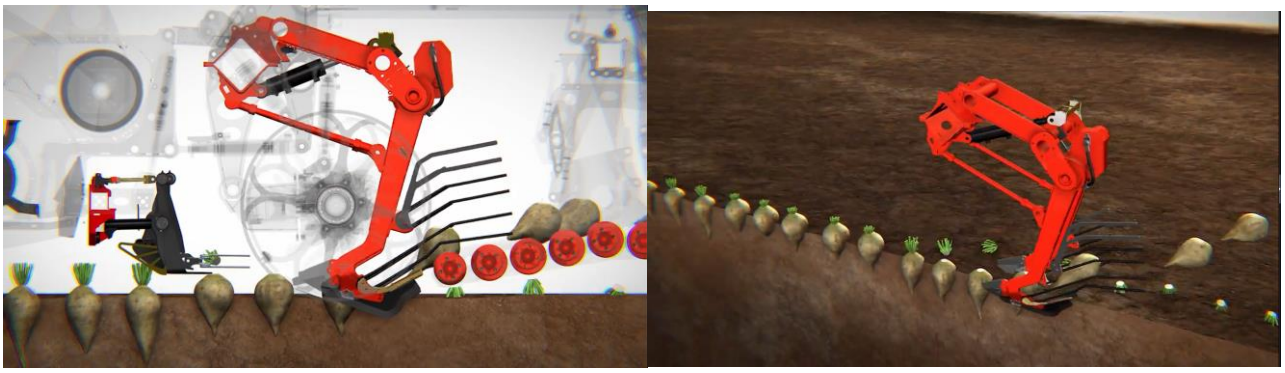


Рис. 1.3. Вібролемішний копач коренеплодів

До основних переваг лемішних викопувальних органів належать:[6]

- простота конструкції;
- висока надійність;
- можливість роботи на різних типах ґрунтів;
- ефективне підкопування коренеплодів при значній глибині їх залягання.

Недоліками лемішних копачів є:

- значний тяговий опір;
- підвищене енергоспоживання;
- інтенсивне зношування різальних крайок;
- підвищена ймовірність механічного пошкодження коренеплодів;
- утворення великих грудок ґрунту, що ускладнює процес очищення.

Особливо негативно на ефективність роботи лемішних органів впливає перезволоження ґрунту, за якого відбувається налипання ґрунтової маси на робочі поверхні та забивання міжробочого простору.

1.1.3. Вильчасті викопувальні робочі органи

Вильчасті викопувальні органи (рис.1.4.) застосовуються переважно у конструкціях машин, орієнтованих на зменшення механічного пошкодження коренеплодів. Робочими елементами є металеві вилки або пальці, які входять у шар ґрунту нижче коренеплоду та піднімають його на поверхню.[3]

У процесі роботи відбувається часткове просіювання ґрунту між пальцями робочого органа, що сприяє попередньому очищенню буряків від ґрунтових домішок. Для підвищення ефективності сепарації деякі конструкції оснащуються коливальними або вібраційними механізмами. [4]

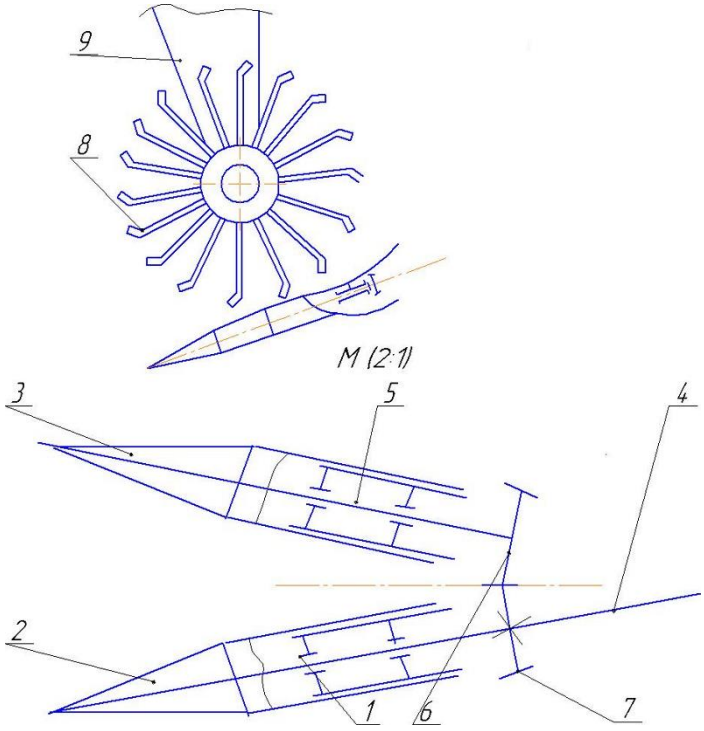


Рис. 1.4. Конусно-вилковий ротаційний копач (патент A 01 D 25/04 №694121).

1 – корпус; 2,3 - накінечник; 4 –вал; 5 – вал перехресний вал; 6,7 – конічні шестерні; 8 – коренезабірник; 9 – стійка.

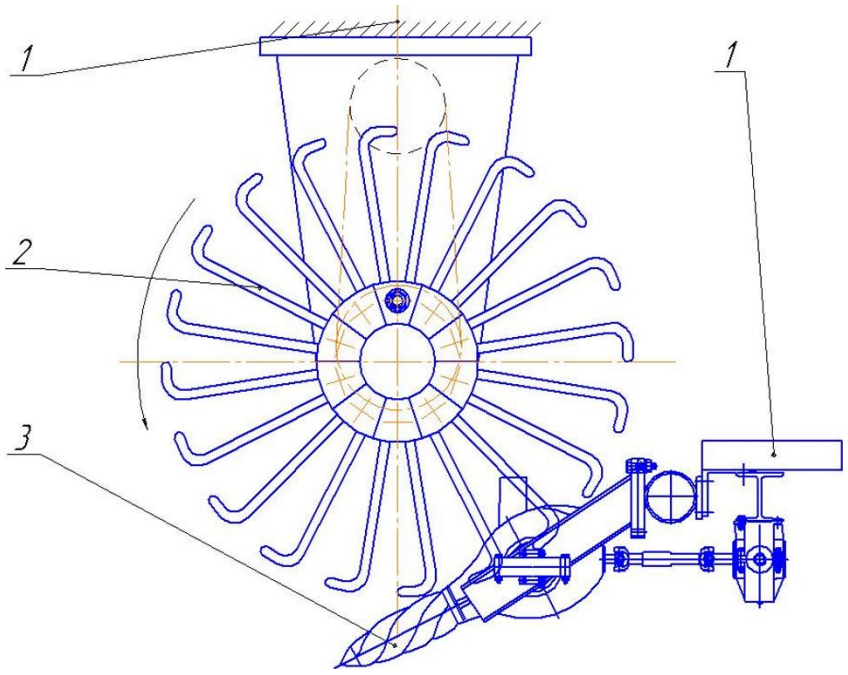


Рис. 1.5. Активна вилка ротаіного типу (A 01 D 25/04 №1134130)

1 – рама; 2 – коренезабірник; 3 – активна вилка;

Основними перевагами вильчастих викопувальних органів є:

- зменшення травмування коренеплодів;
- покращене сепарування ґрунту;
- менше налипання вологого ґрунту;
- можливість роботи на легких і середніх ґрунтах.

До недоліків належать:

- складність конструкції;
- значне динамічне навантаження на робочі елементи;
- інтенсивне зношування пальців;
- недостатня ефективність роботи на важких ущільнених ґрунтах;
- чутливість до засміченості поля рослинними рештками.

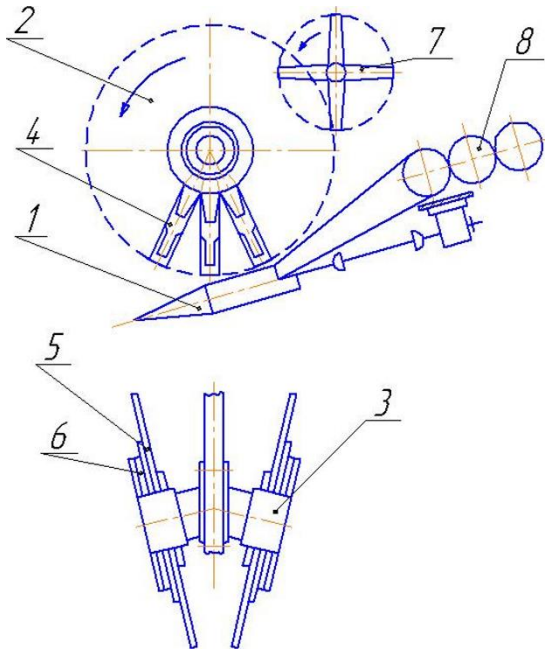


Рисунок 1.6 – Схема вилкоподібного робочого органа

1 – копач вилкоподібний; 2 – коренезабірний диск; 3 – маточина; 4 – захоплюючий диск; 5 – гнучка смуга; 6 – пружне кільце; 7 – бітер; 8 –шнековий транспортер.

1.1.4. Комбіновані викопувальні робочі органи

Комбіновані викопувальні органи (рис. 1.7.) поєднують конструктивні елементи дискових, лемішних та вилчастих систем. Основною метою створення таких конструкцій є підвищення якості викопування та зменшення недоліків окремих типів робочих органів.[5,7]

У комбінованих системах дискові органи забезпечують попереднє розпушування ґрунту та відокремлення коренеплоду від стінок рядка, а лемішні або вилчасті елементи виконують остаточне піднімання буряків. Таке поєднання дозволяє знизити тяговий опір та зменшити механічне пошкодження коренеплодів.[8,9]

Перевагами комбінованих викопувальних органів є:

- висока якість викопування;

- зменшення втрат урожаю;
- покращення сепарації ґрунту;
- стабільність роботи за різних ґрунтових умов.

Основними недоліками є:

- складність конструкції;
- збільшення металоємності;
- підвищена вартість виготовлення та ремонту;
- складність регулювання робочих параметрів.

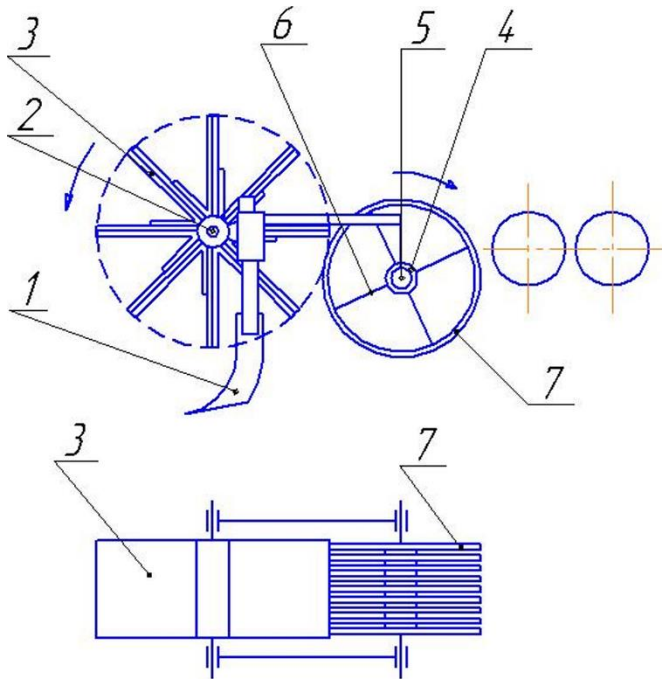


Рисунок 1.7 – Схема комбінованого викопувального робочого органа

1 – викопувач; 2 – роторний бітер; 3 – еластичні лопаті; 5 – вал-сепаратор; 6 – стовба; 7 – кільця-сепаратори.

Висновки до розділу 1

У результаті проведеного аналізу конструкцій викопувальних робочих органів бурякозбиральних комбайнів встановлено, що ефективність технологічного процесу збирання цукрових буряків значною мірою залежить від

конструктивного виконання копачів, їх технологічних параметрів та умов взаємодії із ґрунтовим середовищем. Від правильного вибору типу викопувального робочого органа залежать якість викопування коренеплодів, рівень втрат урожаю, ступінь механічного пошкодження буряків, продуктивність машини та енергетичні витрати процесу збирання.

Лемішні викопувальні органи забезпечують надійне підкопування буряків на різних типах ґрунтів, проте мають значний тяговий опір, підвищене енергоспоживання та спричиняють більше механічних пошкоджень коренеплодів. Вильчасті викопувальні органи забезпечують більш дбайливе вилучення коренеплодів і часткове сепарування ґрунту ще на стадії викопування. Разом із тим їх використання обмежується складністю конструкції, підвищеним динамічним навантаженням на робочі елементи та недостатньою ефективністю роботи на важких і засмічених ґрунтах.

Найбільш перспективними є комбіновані викопувальні системи, які поєднують переваги декількох типів робочих органів. Використання таких конструкцій дозволяє підвищити якість викопування, зменшити втрати врожаю та покращити сепарацію ґрунту. Однак комбіновані системи мають складнішу конструкцію, більшу металоємність та потребують точнішого регулювання технологічних параметрів.

Встановлено, що подальше підвищення ефективності бурякозбиральних комбайнів можливе шляхом удосконалення конструкції викопувальних робочих органів, оптимізації їх геометричних параметрів, покращення процесу сепарації ґрунту та зменшення динамічних навантажень на коренеплоди під час викопування. Це дозволить знизити втрати врожаю, зменшити пошкодження цукрових буряків, підвищити продуктивність машин та забезпечити стабільність технологічного процесу збирання.

2. УДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

2.1 Технологічні та агротехнічні вимоги до коренезбиральних комбайнів

Бурякозбиральні комбайни повинні забезпечувати високоефективне виконання технологічного процесу збирання коренеплодів із мінімальними втратами врожаю та пошкодженням продукції. Конструкція машин має відповідати сучасним агротехнічним вимогам щодо якості викопування, очищення, транспортування та завантаження коренеплодів.[17]

Основною вимогою до роботи бурякозбиральних комбайнів є повнота вилучення коренеплодів із ґрунту. Робочі органи машини повинні забезпечувати стабільне підкопування коренеплодів на заданій глибині незалежно від фізико-механічних властивостей ґрунту та рельєфу поля. Допустимі втрати коренеплодів після проходу комбайна не повинні перевищувати встановлених агротехнічними нормативами значень.[18]

Важливим показником ефективності роботи комбайна є рівень механічного пошкодження коренеплодів. Конструкція викопувальних, сепарувальних та транспортуючих робочих органів повинна мінімізувати удари, стискання та тертя продукції, що дозволяє знизити втрати маси під час подальшого зберігання і транспортування. Частка пошкоджених коренеплодів не повинна перевищувати допустимих технологічних показників.[19]

Система очищення коренеплодів має забезпечувати ефективне відокремлення ґрунтових домішок, рослинних решток та гички. Сепарувальні робочі органи повинні функціонувати з високою продуктивністю без забивання та порушення стабільності технологічного процесу навіть за підвищеної вологості ґрунту.[17]

Бурякозбиральний комбайн повинен забезпечувати стійкий технологічний процес у широкому діапазоні експлуатаційних умов. Конструкція машини має

гарантувати надійну роботу на ґрунтах різного механічного складу, при зміні врожайності та густоти стояння рослин. Робочі органи повинні мати достатню міцність, зносостійкість і ремонтопридатність.

Особливу увагу під час проєктування комбайна необхідно приділяти енергетичній ефективності технологічного процесу. Зменшення тягового опору робочих органів, оптимізація кінематичних параметрів та раціональний розподіл навантажень дозволяють знизити витрати пального та підвищити продуктивність агрегату.

Конструкція машини повинна відповідати вимогам безпеки праці та екологічності. Усі рухомі елементи мають бути обладнані захисними пристроями, а робоче місце оператора — забезпечувати належний рівень ергономічності та оглядовості. Рівень шуму та вібрацій під час роботи машини не повинен перевищувати нормативних значень.

Таким чином, дотримання агротехнічних та технологічних вимог під час проєктування бурякозбиральних комбайнів забезпечує підвищення ефективності процесу збирання, зменшення втрат урожаю та покращення якості отриманої продукції.[17-19]

Вказані вимоги передбачають насамперед формування раціонального типу бурякозбиральних машин з урахуванням природно-кліматичних та виробничих умов конкретних зон роботи, а також подальше вдосконалення конструкції викопувальних робочих органів і загальної компонувальної схеми машин [12].

2.2. Обґрунтування вибору робочого органу для викопування коренеплодів

У результаті проведеного аналізу існуючих конструкцій викопувальних робочих органів бурякозбиральних машин було обґрунтовано доцільність застосування удосконаленої конструкції викопувального органу приставки РКС 6.65.001, конструктивна схема якої наведена на рис. 2.1.

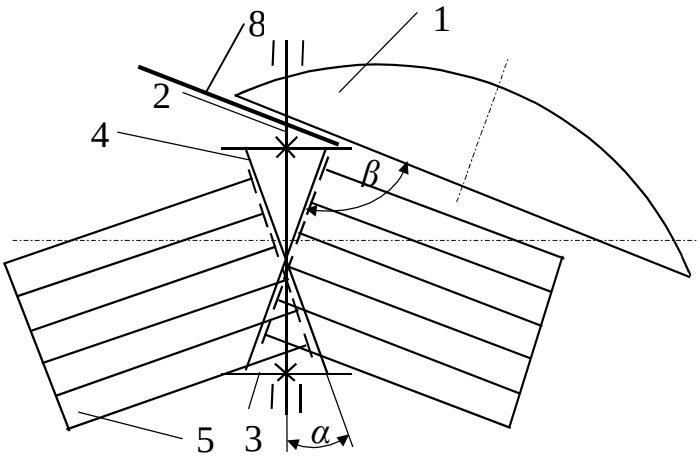


Рис. 2.1. Розрахункова схема комбнованого робочого органу комбайна

Удосконалення приставки РКС 6.65.001 полягає у модернізації конструкції викопувального апарата шляхом встановлення над верхньою частиною сферичних викопувальних дисків 1 горизонтального приводного очисного вала 2, оснащеного еластичними гумовими очисниками 5. Додатково у внутрішній зоні сферичного диска 1 встановлено корененапрямник 8, призначений для спрямування вибитих коренеплодів у зону дії викопувального диска.

Застосування корененапрямника забезпечує стабілізацію траєкторії переміщення коренеплодів у процесі викопування, що сприяє зменшенню їх механічних пошкоджень та скороченню втрат продукції. Встановлення горизонтального доочисного вала дозволяє інтенсифікувати процес очищення головок коренеплодів від залишків гички безпосередньо під час викопування.

Технологічний процес роботи викопувального робочого органу здійснюється таким чином. Під час обертання очисного вала 2 (рис. 2.2) еластичні плоскі очисні елементи 6 взаємодіють із поверхнею головок коренеплодів. Завдяки встановленню осей 5 під гострим кутом α відносно осі обертання вала забезпечується ковзна дія очисних елементів, у результаті чого відбувається ефективне видалення залишків гички та часткове очищення коренеплодів від ґрунтових домішок.

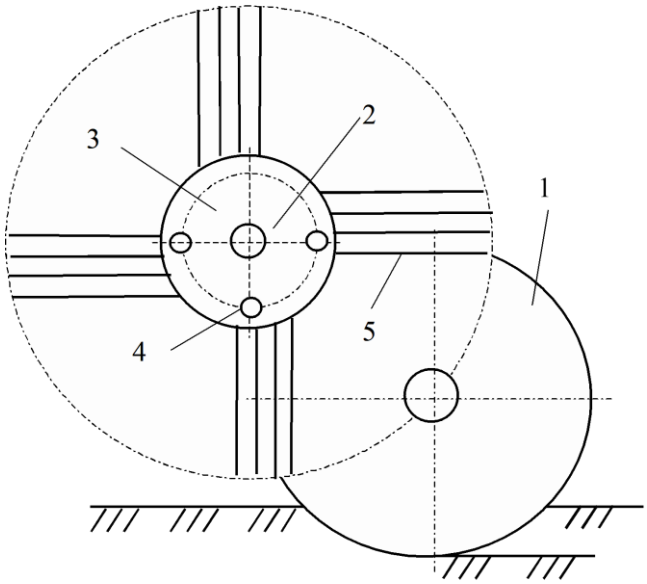


Рис. 2.2**.** **С**хема роботи комбінованого викопувального органу: *1 – сферичний викопувальний диск; 2 – приводний очисний вал; 3 – барабан очисного механізму; 4 – вісь кріплення лопатей; 5 – еластична очисна лопать.*

У момент взаємодії лопаті 5 із головкою коренеплоду або поверхнею ґрунту відбувається їх поворот навколо власних осей та відхилення у площині прикладання ударного навантаження. Завдяки тому, що осі 5 у крайньому нижньому положенні розташовані перпендикулярно до площини, яка проходить через лезо сферичного диска 1, або нахилені до неї під кутом, близьким до 90°, плоскі очисні елементи в цій зоні займають положення, паралельне зазначеній площині, та не контактують із поверхнею сферичного диска. Це сприяє суттєвому зниженню інтенсивності зношування очисних елементів у процесі роботи.

Розміщення осей 5 під гострим кутом α відносно осі обертання очисного вала забезпечує бокову дію плоских бил 5 на головки коренеплодів уздовж рядка. Така схема взаємодії підвищує ефективність очищення коренеплодів різної висоти, оскільки високорозташовані коренеплоди не перешкоджають впливу очисних елементів на нижче розташовані.

У процесі роботи одночасно з очищенням головок коренеплодів від залишків гички здійснюється їх викопування сферичним диском 1. Надалі за допомогою бичів 6, які формують лопаті 7 очисного бітера, коренеплоди транспортуються до наступних робочих органів коренезбиральної машини для подальшої сепарації та очищення.

2.3. Обгрунтування конструктивно-кінематичних параметрів роботи доочисника головок коренеплодів

Вихідними даними для проведення розрахунку конструктивно-кінематичних параметрів лопатевого доочисника є: діаметр викопувального диска $D_в=0,45$ м; робоча глибина викопування $h=0,09$ м; робоча швидкість комбайна $V_р=4,8$ км/год; кутова швидкість очисного вала ω=60 рад/с; кут атаки очисника відносно осі вала $\alpha=15$ град.; відстань від поверхні ґрунту і координатою точки контакту лопаттю $h_л=0,05$ м.

Після зрізання гички ріжучими апаратами гичкозбиральної машини на головках коренеплодів залишаються рештки, які під час збирання потрапляють у ворох коренеплодів і підвищують його забрудненість рослинними домішками. Для зменшення вмісту домішок у технологічному потоці застосовують одно- та двовальні лопатеві очисники головок коренеплодів.

Одним із поширених очисних пристроїв є очисник типу ОГД-6А, конструкція якого включає два очисні вали, розташовані паралельно поверхні поля та встановлені під кутом β до напрямку рядків коренеплодів. На першому валу консольно закріплені гнучкі била з прогумованого матеріалу, які встановлені перпендикулярно до осі обертання. Другий вал оснащений шарнірно закріпленими гумовими билами.

Перший очисний вал обертається у напрямку, протилежному поступальному руху машини, внаслідок чого бичі наносять удари по головках коренеплодів та видаляють залишки стебел. Завдяки встановленню вала під кутом до рядків коренеплодів забезпечується додаткове відведення рослинних

домішок за межі проходу агрегату. Другий очисний вал обертається у напрямку руху машини з кутовою швидкістю ω, здійснюючи остаточне очищення головок коренеплодів від залишків.

Найбільшого поширення в сучасних коренезбиральних машинах набули очисники головок коренеплодів лопатевого типу, що обумовлено простотою конструкції, високою надійністю та ефективністю очищення. Проте існуючі методики розрахунку недостатньо враховують геометричні параметри коренеплодів, величину та напрямок поступальної швидкості руху агрегату, а також вплив кутових швидкостей очисних валів на якість технологічного процесу. Недостатньо обґрунтованими залишаються також параметри самих очисних елементів — їх маса, довжина, жорсткість та геометричні характеристики.[12]

На рис. 2.3. наведена розрахункова схема очисника головок коренеплодів.

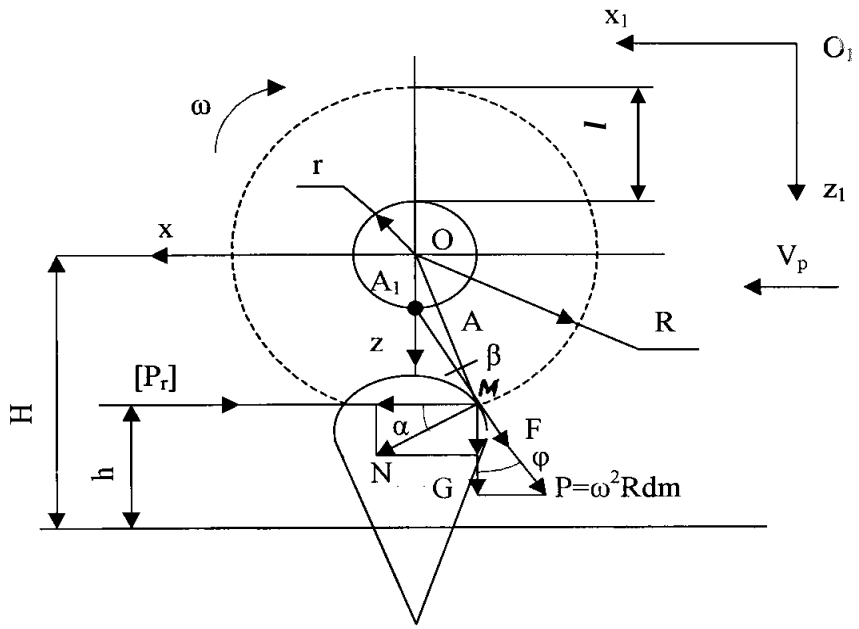


Рис. 2.3. Розрахункова схема очисника головок

Вісь обертання очисного вала *O* розташована перпендикулярно площині рухомої системи координат OXZ. Лопать AM шарнірно закріплена на осі A, яка

розташована на відстані радіуса обертання r від центра вала. Під час обертання з постійною кутовою швидкістю кінець лопаті описує коло радіусом R.

Вісь очисного вала розташована над поверхнею ґрунту на висоті H, при цьому вал повернений відносно напрямку рядків коренеплодів на кут β. Під час роботи вісь обертання вала переміщується відносно нерухомої системи координат $O_1X_1Z_1O$ із постійною переносною швидкістю V_p, яка відповідає робочій швидкості V_0 руху агрегату. [13]

$$V_0 = V_p \cos\beta, \tag{2.1}$$

де V_p- робоча швидкість доочисника, м/с;

β - кут між напрямком рядків буряків і віссю очисного вала, град.

Тоді за (2.1) становить

$$V_o = 1{,}5 \cdot \cos 15^0 = 1{,}45 \text{ (м/с).}$$

Положення лопаті довжиною l у процесі обертання очисного вала визначається кутом φ (град), який утворюється між вертикальною віссю та радіусом траєкторії руху кінця лопаті R. Значення даного кута характеризує поточне просторове положення очисного елемента відносно поверхні ґрунту та визначається залежністю: [13]

$$R = l + r, \tag{2.2}$$

де r - радіус точок кріплення лопатей, м (рис. 2.3);

l - довжина лопаті, м.

Приймаємо радіус кріплення очисних елементів r=0,06 м, виходячи з конструктивних особливостей та умов компонування очисного механізму. Висота розташування центра осі очисного вала H повинна перевищувати радіус

викопувального диска з урахуванням глибини його ходу h, тобто забезпечувати безконтактну роботу очисних елементів відносно поверхні ґрунту та робочих органів викопувального апарата. З конструктивних міркувань приймаємо H=0,38 м. Точка M, у якій відбувається контакт лопаті з головкою коренеплоду, розташована на відстані h=0,05 м від поверхні ґрунту. Тоді радіус траєкторії руху кінця лопаті R визначається: [12]

$$R = H - h = 0{,}38 - 0{,}05 = 0{,}33 \text{ м.}$$

По формулі (2.2) визначимо довжину лопаті вала очистки:

$$l = R - r = 0{,}33 - 0{,}06 = 0{,}27 \text{ м.}$$

Сила ударної взаємодії лопаті з головкою коренеплоду визначається відповідно до другого закону Ньютона, згідно з яким зміна кількості руху тіла пропорційна прикладеній силі удару m=dV/dt, або в диференціальній формі m d=V/Ndt. [16]

Вектор абсолютної швидкості удару лопаті V формується як геометрична сума вектора відносної швидкості обертального руху бича $\vec{Vr}$ та вектора переносної швидкості руху агрегату $\vec{Vp}$.

За умови, що напрямок обертання бича збігається з напрямком поступального руху агрегату, вектори швидкостей $\vec{Vr}$ співнапрямлені, тому їх значення додаються: [15]

$$\overline{V}_c = \overline{V}_o + \overline{V}_r. \qquad (2.3)$$

Відносна швидкість V_r центру мас лопаті відносно осі становить: [15]

$$V_r = (r + l)\omega \cos\varphi, \tag{2.4}$$

де ω - кутова швидкість вала очисника, рад/с;

φ - кут між вертикаллю і радіусом кола *R*, град.

З трикутника ОМС визначимо кут $\cos\varphi$.

$$\cos\varphi = MC / OM = 0{,}5 d_k / R, \tag{2.5}$$

де d_k - середній діаметр головки буряка.

Приймемо d_k = 0,12 м згідно агротехнічної характеристики коренеплодівв. По залежностях (2.3) (2.4) і (2.5) отримаємо:

$$V_r = (0{,}06 + 0{,}27) \cdot 60 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}12 / 0{,}38 = 3{,}1 \text{ м/с.}$$

$$V_c = \sqrt{1{,}45^2 + 3{,}1^2} = 3{,}4 \text{ м/с.}$$

У системі «коренеплід – лопать очисника» у момент ударної взаємодії тіло перебуватиме у стані динамічної рівноваги за умови, що сила удару лопаті не перевищуватиме сили утримання коренеплоду в ґрунті. Дана умова записується у вигляді: [16]

$$\frac{mV^2}{2} = \frac{d}{dt}(T) < P_n V_C, \tag{2.6}$$

де *T* - кінетична енергія лопаті доочисника, Дж.;

m - маса лопаті, кг;

V_C - швидкість співудару, м/с.

Кінетична енергія лопаті очисника складається з енергії поступального руху центра мас лопаті разом із агрегатом та енергії її обертального руху відносно осі очисного вала. Поступальна складова кінетичної енергії визначається швидкістю руху агрегату Vp відносно нерухомої системи координат OXZ, а обертальна складова — швидкістю руху центра мас лопаті Vr відносно рухомої системи координат OX_1Z_1.

Центр мас лопаті здійснює обертальний рух навколо осі очисного вала по траєкторії радіусом (r+l), де r радіус кріплення лопаті (радіус вала), м; *l* — довжина лопаті, м.

Оскільки кінетична енергія механічної системи визначається як сума кінетичних енергій усіх матеріальних точок, що входять до складу системи, загальне рівняння кінетичної енергії лопаті можна записати у вигляді: [17]

$$T = \frac{1}{2}\sum_{k=1}^{n} m(V_C^2 + 2V_C V_r + V_r^2). \qquad (2.7)$$

В процесі приведення до єдиної форми кінетична енергія лопаті, яка одночасно здійснює обертальний рух із дотичною швидкістю Vr та поступальний рух зі швидкістю Vp, визначається як сума енергій цих рухів: [17]

$$T = \frac{1}{2} m V_o^2 + m V_o V_r + T_r, \qquad (2.8)$$

де $T_r = \frac{1}{2} I\dot{\varphi}$ - кінетична енергія тіла при обертанні, Дж.

Приймаємо ширину лопаті b=0,06 м та товщину a=0,005 м, виходячи з конструктивних міркувань і стандартного сортаменту гумових матеріалів.

Після підстановки в рівняння (2.8) геометричних і кінематичних параметрів отримуємо значення кінетичної енергії лопаті, представленої у вигляді тіла прямокутної форми (форми прямокутного паралелепіпеда): [17]

$$T_1 = \frac{1}{2} m V_p^2 \cos\beta + m V_p \cos\beta \omega (r + l) \cos\varphi + \\ + \frac{1}{3} m (a^2 + b^2) \omega^2 (r + l) \cos\varphi. \quad (2.9)$$

Кінетична енергія приведеного центра мас лопаті, що приймає вигляд циліндра, становить: [17]

$$T_2 = \frac{1}{2} m V_p^2 \cos\beta + m V_p \cos\beta \omega (r + l) \cos\varphi + \\ + \frac{1}{4} m (\frac{4}{3} l^2 + r_1^2) \omega^2 (r + l) \cos\varphi. \quad (2.10)$$

Контакт лопаті з головкою коренеплоду здійснюється за рахунок контакту її вільного кінця, розташованого на відстані R від осі обертання лопаті. Відповідно до закону зміни кінетичної енергії та з урахуванням припущення, що приведена маса лопаті зосереджена у її вільному кінці, у момент взаємодії з коренеплодом вирази (2.9) і (2.10) можуть бути приведені до спрощеної форми: [17]

$$T_3 = \frac{1}{2} m V_p^2 \cos\beta + m V_p \cos\beta \omega \rho \cos\varphi + \\ + \frac{1}{3} m (a^2 + b^2) \omega^2 \rho \cos\varphi; \quad (2.11)$$

$$T_4 = \frac{1}{2} m V_p^2 \cos\beta + m V_p \cos\beta \omega \rho \cos\varphi + \\ + \frac{1}{4} m (\frac{4}{3} l^2 + r_1^2) \omega^2 \rho \cos\varphi. \quad (2.12)$$

Оскільки повна похідна за часом кінетичної енергії матеріальної точки дорівнює сумарній потужності всіх сил, що діють на точку, тобто: $\frac{d}{dt}\left(\frac{mV^2}{2}\right)=N$ то система тіл «лопать очисника – коренеплід» буде перебувати у стані динамічної рівноваги за умови, що віртуальна робота сил, які діють на закріплений у ґрунті коренеплід, дорівнює нулю або не перевищує роботу сил опору його утриманню.

Якщо зусилля на екстракцію коренеплоду Fв здійснюється зі швидкістю переміщення V, то необхідною умовою рівноваги є: [18]

$$P_n V_o = N = \frac{d}{dt}(T). \tag{2.13}$$

Якщо приймемо, що рух очисника головок коренеплодів прямолінійним і рівномірним, тобто за умови сталої поступальної швидкості Vp=const та сталої кутової швидкості ω=const, похідні за часом від рівнянь (2.6) і (2.13) спрощуються, оскільки змінні кінематичні параметри не залежать від часу. [21]

$$\frac{d}{dt}(T_3) = -mV_p \cos\beta - m\omega\rho\sin\varphi - \frac{2}{3}m(a^2+b^2)\omega\rho\sin\varphi; \tag{2.14}$$

$$\frac{d}{dt}(T_4) = -mV_p \cos\beta - m\omega\rho\sin\varphi - \frac{1}{2}m\left(\frac{4}{3}l^2 + r_1^{\,2}\right)\omega\rho\sin\varphi. \tag{2.15}$$

За зустрічного обертання лопаті відповідно напрямку руху очисника швидкість удару краю лопаті та швидкість вертикального переміщення коренеплоду Vk сумуються, що призводить до збільшення відносної швидкості взаємодії робочого органу з об’єктом.

З урахуванням рівняння (2.8) та прийнятої кінематичної схеми, умова рівноваги приведеної системи тіл «лопать очисника – коренеплід» може бути записана у вигляді рівності енергетичних характеристик руху та опору ґрунтового середовища: [22]

$$\frac{d}{dt}(T) + P_n V_p \cos\beta = 0. \tag{2.16}$$

При обертанні лопаті очисника коренеплодів спрямоване по ходу агрегату, тоді умова рівноваги буде мати вигляд:

$$\frac{d}{dt}(T) - P_n V_p \cos\beta = 0. \tag{2.17}$$

Тоді, для лопатевого очисника, який виконаний в формі прямокутника, умова викопування коренеплоду з ґрунту буде мати вигляд: [22]

$$P_n > m + \frac{m\rho\omega \sin\varphi}{V_p \cos\beta} + \frac{2m\left(a^2 + b^2\right)\rho\omega \sin\varphi}{3V_p \cos\beta}. \tag{2.18}$$

Для доочисника головок буряків, робочі органи якого виконані в вигляді циліндра, умова викопування коренеплоду з ґрунту запишеться: [22]

$$P_n > m + \frac{m\rho\omega \sin\varphi}{V_p \cos\beta} + \frac{m\left(\frac{4}{3}l^2 + r^2\right)\rho\omega \sin\varphi}{2V_p \cos\beta}. \tag{2.19}$$

звідки

$$40 \geq m + \frac{m \cdot 0{,}33 \cdot 60 \cdot (0{,}5 \cdot 0{,}12 / 0{,}33)}{1{,}5 \cdot (0{,}27 / 0{,}33)} + \\ + \frac{m(\frac{4}{3} 0{,}27^2 + 0{,}06^2) 0{,}33 \cdot 60(0{,}5 \cdot 0{,}12 / 0{,}33)}{2 \cdot 1{,}5(0{,}27 / 0{,}33)}$$

Розв'язавши наведену нерівність числовим методом, отримуємо допустиме значення маси лопаті очисника, яке забезпечує виконання умови динамічної рівноваги системи та стабільність процесу взаємодії з коренеплодом- m=0,25 кг.

Подальший аналіз показує, що взаємозв'язок між основними конструктивними параметрами очисника головок коренеплодів, кінематичними характеристиками процесу доочищення та геометричними розмірами головок коренеплодів може бути представлений у вигляді узагальненої функціональної залежності: [20]

$$n = \frac{\left(d + 2\sqrt{Dh - h^2}\right) \cdot n_p \cdot n_л}{V_p}, \qquad (2.20)$$

де n *– кількість ударів лопаті по коренеплоду, шт.;*

n_p *- частота обертання ротора доочисника,* c^{-1}*;*

$n_л$ *- кількість лопатей ротора доочисника, шт.;*

d *– сердній діаметр головку коренеплоду, м;*

D *- діаметр кола, що описує лопать ротора доочисника, м;*

h *- висота виступу головки коренеплоду над поверхнею поля*, м.

Розрахуємо кількість лопатей ротора доочисника n_p=4 виходячи з конструкції.

$$n = \frac{(0{,}12 + 2\sqrt{0{,}66 \cdot 0{,}05 - 0{,}05^2}) \cdot 610 \cdot 4}{1{,}5} = 720 \text{ шт.}$$

Число лопатей секції на одній осі, приймемо 6, враховуючи середній діаметр коренеплоду ($d_k = 0{,}12$) м та лініне відхилення рядка від повздовжньої лінії ± 0,03 м буде становити

$$b_c = 6 \cdot a = 6 \cdot 0{,}03 = 0{,}18 \text{ см.}$$

Підставивши значення V_p з формули (2.15) у (2.13) і (2.14), отримаємо динамічну матмодель процесу очистки стеблових решток доочисником головок буряків:

з лопатями форми паралелепіпеда: [22]

$$P_n > m + \frac{m\rho\omega n \sin\varphi}{(d + 2\sqrt{Dh - h^2})n_p n_л \cos\beta} + \\ + \frac{2m(a^2 + b^2)\rho\omega n \sin\varphi}{3(d + 2\sqrt{Dh - h^2})n_p n_л \cos\beta}; \quad (2.21)$$

та з циліндричною формою: [22]

$$P_n > m + \frac{m\rho\omega n \sin\varphi}{(d + 2\sqrt{Dh - h^2})n_p n_л \cos\beta} + \\ + \frac{2m(\frac{4}{3}l^2 + r^2)\rho\omega n \sin\varphi}{3(d + 2\sqrt{Dh - h^2})n_p n_л \cos\beta}. \quad (2.22)$$

Аналіз залежностей (2.21–2.22) свідчить, що сила ударної взаємодії лопаті очисника з головкою коренеплоду знаходиться у прямій залежності від маси лопаті, кількості контактних ударів по поверхні коренеплоду, а також від робочої та кутової швидкостей переміщення очисного пристрою і обертання очисного вала. Таким чином, зменшення маси лопаті та збільшення частоти її ударної взаємодії з коренеплодом дозволяє регулювати величину допустимого ударного

навантаження, що діє на головку коренеплоду, забезпечуючи зниження її механічного пошкодження.

2.4. Розрахунок міцнісних параметрів стійки дискового копача

Розрахунок виконується для стояка сферичного диска (рис. 2.4). Основним навантаженням, що діє на елементи конструкції під час роботи агрегату, є сила опору ґрунту, яка прикладається до внутрішньої поверхні сферичного диска в процесі його взаємодії з ґрунтовим середовищем.

Згідно з результатами попередніх розрахунків, при глибині ходу диска 9,0 см величина зазначеної сили становить 4,85 кН. На основі даного навантаження визначаються максимальні напруження, що виникають у стояку диска в процесі експлуатації.

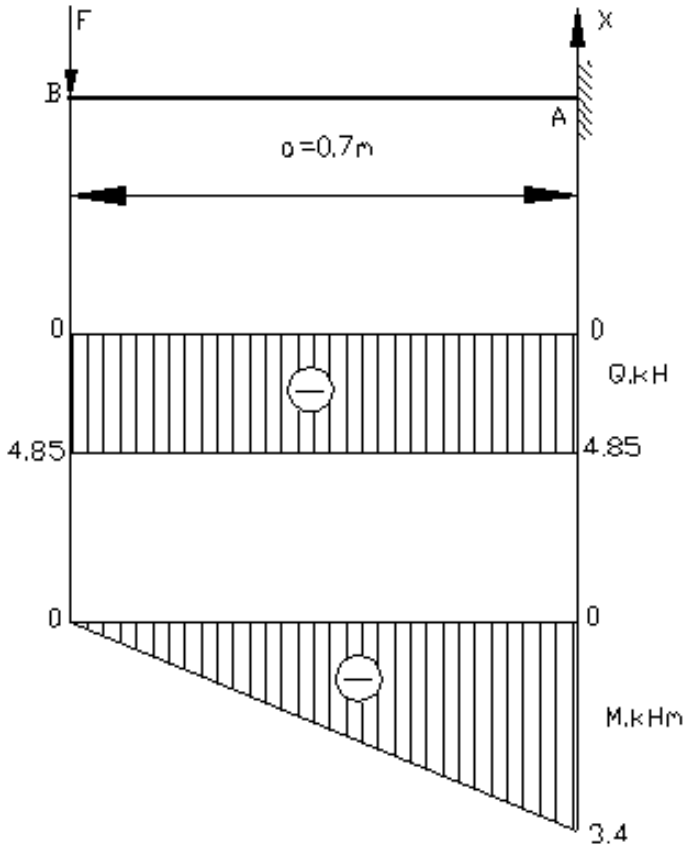


Рис. 2.4. Епюра поперечних сил та згинального моменту стійки

Визначимо величину реакції опори відносно осі ОХ.[23]

$$\sum X = 0; \tag{2.23}$$

$$F - X_a = 0; \tag{2.24}$$

$$F = X_a; \tag{2.25}$$

$$X_a = 4{,}85 \text{ кН}.$$

Складемо рівняння проекій сил відносно т. А і розрахуємо момент, оскільки, це найбільш навантажена точка. [23]

$$M_{max} = F \cdot a \tag{2.26}$$

$$M_{max} = 4{,}85 \cdot 0{,}7 = 3{,}4 kH \cdot м$$

З умови міцності, визначимо площу перерізу: [23]

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_{oc}} \le [\sigma], \tag{2.27}$$

де W_{oc}-осьовий момент перерізу

$[\sigma]$ -допустимі напруження на згин (для Сталі 40 $[\sigma] = 18 kH/см^2$)[23]

$$W_{oc} = \frac{M_{\max}}{[\sigma]}, \tag{2.28}$$

$$W_{oc} = \frac{3400}{1.8} = 1888{,}9 см^3$$

$$W_{oc} = \frac{bh^2}{6}, \qquad \frac{b}{h} = 0.45 \tag{2.29}$$

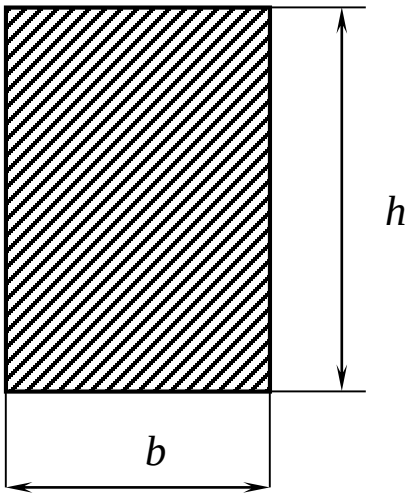


Рис. 2.5. Схема співвідношення розмірів перерізу стійки

$$(0.45 \cdot h \cdot h^2) = 0.12h^3$$

$$0.12 \cdot h^3 = W_{oc}$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{W_{oc}}{0.12}}$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{1888.9}{0.12}} = 25cm$$

$$b = 0.45 \cdot 25 = 11cm$$

Мінімальний розрахунковий переріз, визначений з умови міцності, становить 25×11 см. Однак з урахуванням підвищених навантажень та складних умов експлуатації сферичного диска, приймаємо конструктивний переріз стояка 26×10 см, що забезпечує необхідний запас міцності та підвищену надійність елемента в процесі роботи.

2.5. Обґрунтування параметрів корененаправляча

Корененаправляч призначений для спрямування коренеплодів, викопаних з ґрунту, у зоні дії викопувального сферичного диска, що забезпечує зниження ймовірності їх механічного пошкодження та травмування в процесі подальшої взаємодії з робочими органами.

Кут між напрямком руху кромок корененаправляча та осьовою лінією рядка коренеплодів приймається рівним куту атаки сферичного диска, тобто 30°, що обумовлено взаємним просторовим розташуванням його робочих поверхонь у внутрішній зоні робочої поверхні диска.

Загальна довжина направляча повинна перевищувати діаметр сферичного диска та забезпечувати перекриття його ріжучої кромки. З урахуванням конструктивних особливостей та функціонального призначення елемента приймаємо загальну його довжину - 0,66 м.

Зазор між нижнім пером корененаправляча та поверхнею ґрунту визначається з умови мінімізації забивання ґрунтом і рослинними рештками та забезпечення стабільності технологічного процесу. Виходячи з конструктивно-технологічних міркувань, величину зазору приймаємо в межах 0,05…0,07 м.

Висота кромок направляча повинна перевищувати максимальну висоту розташування головок коренеплодів над поверхнею ґрунту з урахуванням встановленого зазору між нижнім пером і поверхнею поля. Згідно з агробіофізичними характеристиками коренеплодів, висота розташування становить 0,04…0,14 м.

Таким чином, з урахуванням наведених умов та конструктивних обмежень загальну висоту направляча коренеплодів приймемо - 0,30 м.

Висновки по розділу 2.

Отримано параметричні показники роботи запропонованого копача з доочисником, характеристика моделей свідчить, що сила ударної взаємодії лопаті очисника з головкою коренеплоду знаходиться у прямій залежності від маси лопаті, кількості контактних взаємодій, а також від поступальної та кутової швидкостей руху очисного пристрою. Таким чином, зменшення маси лопаті та збільшення частоти її ударної дії по коренеплодах дозволяє регулювати рівень ударного навантаження, що забезпечує зниження механічних пошкоджень головок коренеплодів.

Отримані залежності дозволили встановити раціональні конструктивно-кінематичні параметри комбінованого викопувального робочого органу, а саме: діаметр очисного вала становить 0,4 м, кутова швидкість обертання 60,0 рад/с, довжина лопаті - 0,27 м, ширина - 0,06 м, товщина - 0,005 м. Конструкція передбачає виконання ротора з чотирьох секцій, при цьому кількість очисних лопатей на одній секції становить 6 шт.

Узагальнюючи результати дослідження, слід відзначити, що запропонована математична модель дозволяє обґрунтувати взаємозв’язок між конструктивними параметрами робочого органу, кінематичними характеристиками процесу та фізико-механічними властивостями коренеплодів. Це забезпечує можливість оптимізації режимів роботи очисного пристрою з метою підвищення якості викопування, зменшення втрат урожаю та зниження ступеня пошкодження продукції.

3. ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ОПЕРАЦІЙНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ

3.1 Умови роботи збиральної машини

Для виконання розрахунку операційної технології збирання коренеплодів приймаємо вихідні дані, наведені нижче. Зазначені параметри характеризують виробничі умови функціонування комбайна та є базою для подальших технологічних і експлуатаційних розрахунків.

Площа поля, 100 га

Довжина поля, 200 м

Ширина поля, 1000м

Схил, 0,03

Урожайність 300, ц/га

3.2 Агротехнічні вимоги до збирання коренеплодів (з нормативними значеннями)

Збирання коренеплодів повинно здійснюватися відповідно до агротехнічних вимог, що забезпечують мінімальні втрати врожаю, високу якість продукції та збереження її товарних і технологічних властивостей. Технологічний процес роботи коренезбиральних машин має бути стабільним у різних ґрунтово-кліматичних умовах та забезпечувати повне вилучення коренеплодів із ґрунту.[25]

Основним показником якості роботи є повнота викопування коренеплодів. Допустимі втрати коренеплодів у ґрунті після проходу машини, як правило, не повинні перевищувати **1,5–3,0 %** залежно від умов збирання (типу ґрунту, вологості та стану посівів). При цьому недовикопані та пошкоджені коренеплоди вважаються втратами врожаю. [25]

Робочі органи повинні забезпечувати підкопування коренеплодів на заданій глибині з відхиленням не більше **±2–3 см**, що гарантує повне відділення коренеплодів від ґрунтового шару без їх підрізання або пропусків. Глибина викопування зазвичай становить **0,08–0,12 м** залежно від культури та агрофону.

Важливим показником є рівень механічного пошкодження коренеплодів. Частка пошкоджених коренеплодів не повинна перевищувати **5–7 %**, а для насіннєвих або довготривалого зберігання партій — **не більше 3–4 %**. Допустимі пошкодження включають поверхневі подряпини та незначні надрізи без втрати маси. [25]

Система очищення повинна забезпечувати ефективне відокремлення ґрунтових домішок та рослинних решток. Вміст ґрунту у воросі коренеплодів після очищення не повинен перевищувати **8–12 %**, а для інтенсивного очищення — **до 5–8 %**. При цьому не допускається забивання робочих органів та порушення безперервності технологічного процесу. [25]

Коренезбиральні машини повинні забезпечувати стабільну роботу на полях із різною щільністю ґрунту (1,1–1,6 г/см³), вологістю у межах **12–25 %** та на схилах до **8–10°** без істотного зниження продуктивності. [26]

Енергетичні показники також регламентуються вимогами ефективності: питомі витрати пального не повинні перевищувати **2,5–4,0 кг/т** зібраної продукції залежно від типу машини та умов роботи. [26]

Рівень шуму на робочому місці оператора не повинен перевищувати **80–85 дБА**, а загальна вібрація — межі, встановлені стандартами безпеки праці (відповідно до ДСТУ EN ISO 4254-1). Робоче місце повинно забезпечувати достатню оглядовість та відповідати ергономічним вимогам для тривалої роботи оператора. [24]

Таким чином, дотримання наведених агротехнічних нормативів забезпечує якісне збирання коренеплодів, мінімізацію втрат урожаю та підвищення ефективності роботи коренезбиральних машин у різних виробничих умовах.

3.3. Підготовка поля до роботи

З метою підвищення продуктивності бурякозбиральних машин та зменшення забруднення коренеплодів ґрунтовими домішками за 10–15 діб до початку збирання здійснюють розпушування ґрунту в міжряддях на глибину 10–12 см. Даний агротехнічний захід забезпечує поліпшення умов формування та викопування коренеплодів, а також сприяє зниженню тягового опору збиральних агрегатів. [27]

Для виконання операції на культиваторі встановлюють по дві долотоподібні лапи на кожній секції та між ними одну лапу-бритву з диференційованим заглибленням (різниця становить 3–4 см). Така схема розміщення робочих органів забезпечує більш інтенсивне розпушування ґрунту, що позитивно впливає на якість та умови збирання. [27]

Перед початком збирання в першу чергу виконують прибирання коренеплодів на поворотних смугах. Після цього поле розбивають на загінки таким чином, щоб їх межі проходили по стикових міжряддях. Для шестирядних бурякозбиральних машин оптимальною є ширина загінки, що відповідає 240 рядкам. [27]

Рух машин здійснюється по загінковій схемі. Схему розбивки поля та траєкторію руху агрегату наведено на рис. 3.1.

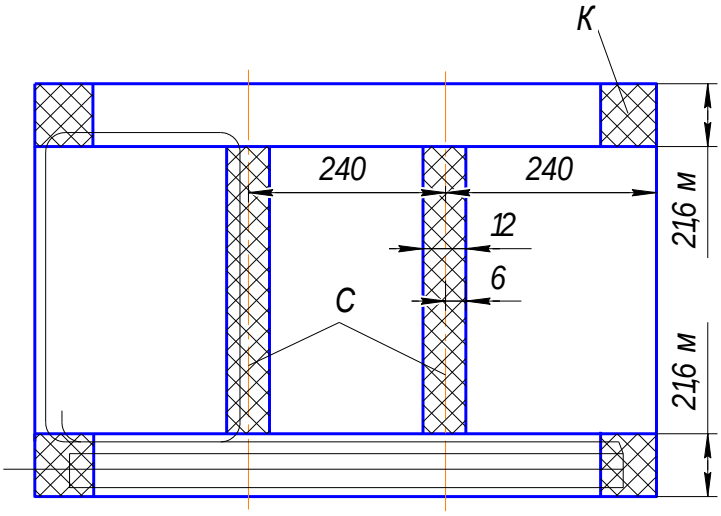


Рис. 3.1. Схема розбивки поля на загінки

С - стикові міжряддя;

К - кутові смуги для розвороту;

6 - рядків, ширина смуги, що збирається за однин прохід.

3.4. Розрахунок технологічного процесу збирання

Розрахунок технологічного процесу збирання буряків передбачає визначення основних параметрів операційно-технологічного проццесу, що характеризують продуктивність і режим роботи збирального агрегату.

На першому етапі виконується визначення максимально допустимої робочої швидкості руху агрегату, яка розраховується за відповідним аналітичним рівнянням. Це значення є базовим для подальшого обґрунтування кінематичних та експлуатаційних показників технологічного процесу збирання: [27]

$$V_p = \frac{360 * Q_м}{B_p * U_б} \qquad (3.1)$$

де, $Q_м$ - пропускна здатність коренезбирального комбайна; $Q_м$=27кг/с;

B_p - робоча ширина захвату; B_p= 2,7;

$U_у$ - врожайність; $U_б$=300 ц/га.

$$V_p = \frac{360 * 27}{2,7 * 300} = 12км/год = 3,33м/с .$$

Технологічна швидкість збирання до 9 км/год, $V_p = 9км/год = 2,5м/с$.

Продуктивність збиральної машини є функцією від конструктивних параметрів, а також природно-кліматичних умов, режимів її роботи. Розрахунок продуктивності виконується за відповідною аналітичною залежністю: [27]

$$W_{зм} = 0,1 B_p V_p T_p \qquad (3.2)$$

за годину: [27]

$$W_{год} = 0{,}1 B_p V_p \tag{3.3}$$

де, B_p - робоча ширина захвату машини, м;

T_p – тривалість зміни, год, T_p=7$_{год}$; [27]

V_p – робоча швидкість комбайна, км/год.

$$W_{год} = 0{,}1 * 2{,}7 * 9 = 2{,}43 га / год.$$

$$W_{зм} = 0{,}1 * 2{,}7 * 9{,}7 = 17{,}0 га / зміну.$$

Для заданих умов здійснюється вибір та техніко-економічне обґрунтування способу руху збирального агрегату на загінці з урахуванням агротехнічних вимог та забезпечення максимально можливого значення коефіцієнта робочих ходів.

Значення коефіцієнта визначається за відповідною розрахунковою залежністю: [27]

$$\varphi = \frac{L_p}{L_p + L_x} \tag{3.4}$$

де, L_p - робоча довжина гонів, м;

L_x - середня відстань холостого ходу в загінці, на один робочий хід машини, м.

На початку збирання, поле розбивають на загінки, потім здійснюють збирання коренеплодів із міжзагінкових проходів та поворотних смуг. Ширина поворотної смуги приймається Е=21,6 м, що відповідає 4 проходам 12-рядкової сівалки. Оптимальна ширина загінки С=108 м, що для шестирядних бурякозбиральних машин становить 240 рядків. На основі наведених даних визначимо робочу довжину загінки:

$$L_p = L - 2E \tag{3.5}$$

де, L – довжина загінки, L = 1000 м;

E - ширина розворотної полоси, E = 21,6 м.

$$L_p = 1000 - 2 * 21{,}6 = 956{,}8 м .$$

Встановимо середню відстань холостого ходу на загінці [25].

$$L_x = 0{,}5C + 2l + 1{,}14R \qquad (3.6)$$

де, C – ширина загінки, С=108 м;

l – відстань, на яку необхідно змістити машину від контрольної лінії поворотної смуги перед початком і завершенням повороту, l≈1,70 м;

R – радіус повороту становить, R=8,5м.

$$L_x = 0{,}5 * 108 + 2 * 1{,}7 + 1{,}14 * 8{,}5 = 67{,}1 м$$

$$\varphi = \frac{956{,}8}{956{,}8 + 67{,}1} = 0{,}93 .$$

Чистий робочий час роботи за зміну. [25]

$$T_{зм} = T_{пз} + T_{рч} + T_{дп} + T_{обс} T_{відп} \qquad (3.7)$$

де, $T_{пз}$ – підготовчо-заключний час, год;

$T_{рч}$ – чистий робочий час, год;

$T_{дп}$ – допоміжний час, год;

$T_{обс}$ – час, обслуговування машини, год;

$T_{відп}$ – час, регламентований внутрішньо змінного розпорядку, год.

Час на піготовку визначаємо за формулою: [25]

$$T_{пз} = T_{щто} + T_{пп} + T_{ппк} + T_{оз} \quad (3.8)$$

де, $T_{щто}$ – затрати часу на проведення щозмінного технічного обслуговування, $T_{щто}$=2*0хв*; [25]

$T_{пп}$ – час, який затрачується на підготовку машини до переїзду, $T_{пп}$=1,0хв;

$T_{ппк}$ – затрати часу на переїзди на початку і в кінці зміни, $T_{ппк}$=10хв; [25]

$T_{оз}$ – час, який затрачується на отримання завдання і здачу роботи, $T_{оз}$=5хв; [25]

$$T_{пз} = 20+1+10+5 = 36хв.$$

Розраховуємо допоміжний час: [25]

$$T_{дп} = T_{пов} + T_{то} + T_{пер} \quad (3.9)$$

де, $T_{пов}$ –тривалість холостих поворотів, $T_{пов}$=1*0хв* [25];

$T_{то}$ –час на заправку палива машини і можливу заміну транспортних засобів (технологічне обслуговування), $T_{то}$=2хв [25];

$T_{пер}$ –часу на переїзди з одніє загінки на іншу: [25]

$$T_{пер} = n_{пер} t_{пер} \quad (3.10)$$

де,
$$n_{пер} = \frac{W_{зм}}{F} \quad (3.11)$$

$$F = L_{діл} C_{діл} \quad (3.12)$$

де, $L_{діл}$ – робоча довжина поля, $L_{діл}$=956,8м;

$C_{діл}$ – ширина ділянки, $C_{діл}$=108м.

$$F = 956{,}8 * 108 = 10{,}3га.$$

$$n_{пер} = \frac{17{,}0}{10{,}3} = 1{,}65.$$

$$t_{пер} = t_{пп} + \frac{L_{пер}}{V_x},$$

де, V_x=10км/год, $L_{пер}$=0,85 [27]

$$t_{пер} = 1 + \frac{0{,}85 * 60}{10} = 6{,}1хв.$$

$$T_{пер} = 1{,}65 * 6{,}1 = 10{,}1хв \approx 10хв.$$

$$T_{дп} = 10 + 2 + 10 = 22хв.$$

Час, який затрачається на обслуговування агрегату [27]:

$$T_{обс} = T_{оч} + T_{як} + T_{рег} + T_{тех} \qquad (3.13)$$

де, $T_{оч}$ – затрати часу на очистку машини, $T_{оч}$=*5хв* [27];

$T_{як}$ – втрати часу, на перевірку якості роботи агрегату, $T_{як}$=4хв;

$T_{рег}$ – затрати часу на технічні регулювання, $T_{рег}$=5хв;

$T_{тех}$– затрати часу на технічне обслуговування в загінці, $T_{тех}$=4хв;

$$T_{обс} = 5 + 4 + 5 + 4 = 18хв.$$

тривалість змінних перерв на відпочинок і час на особисті потреби оператора:

$$T_{відп} = 20...38хв$$

Приймаємо $T_{відп} = 20.хв$

Знайдемо робочий час:

$$T_р = \frac{T_{зм} - (T_{пз} + T_{дп} + T_{обс} + T_{відп})}{1 + \tau_{пов}} \quad (3.14)$$

де, $\tau_{пов}$ – коефіцієнт поворотів;

$T_{пз}$ – часпідготовчо-заключний, $T_{пз}$=36хв=0,6год;

$T_{дп}$ – додатковий час, $T_{дп}$=0,34год;

$T_{обс}$ – час, на ТО, $T_{обс}$=0,3год;

$T_{відп}$ – тривалість вперерви і особисті потреби, $T_{відп}$=0,33год.

$$\tau_{пов} = \frac{1-\varphi}{\varphi}, \quad (3.15)$$

де, φ - коефіцієнт робочих ходів, φ =0,93.

$$\tau_{пов} = \frac{1-0,93}{0,93} = 0,08,$$

$$T_р = \frac{7 - (0,6 + 0,34 + 0,3 + 0,33)}{1 + 0,08} = 5,3год,$$

Визначаємо коефіцієнт використання часу зміни : [27]

$$\tau = \frac{T_р}{T_{зм}}, \quad (3.16)$$

де, $T_р$ – чистий робочий час, $T_р$=*5,3год*;

$T_{зм}$ – тривалість зміни, $T_{зм}$=*7год.*

$$\tau = \frac{5,3}{7} = 0,76$$

Витрата пального на одиницю виконаної роботи[27].

$$g_{га} = \frac{G_{тр}T_{р} + G_{тх}T + {}_{х}\, G_{тз}T_{з}}{0,1 * B_{р}V_{р}T_{зм}\tau} \qquad (3.17)$$

де, $G_{тр}, G_{тх}, G_{тз}$ – значення середньої годинної витрати палива на холостих розворотах та переїздах, зупинках, $G_{тр} = 27км/год$, $G_{тх} = 14км/год$, $G_{тз} = 12,5км/год$;

$T_р$, $T_х$, $T_з$ – тривалість робочого часу за зміну, холостих пробігів, поворотів та зупинки.

$$g_{га} = \frac{27 * 5,3 + 14 * 0,31 + 12,5 * 0,96}{0,1 * 2,7 * 9 * 7 * 0,73} = 12,8кг/га$$

Затрати праці на одиницю роботи склали : [27]

$$З_{п} = \frac{m * T_{зм}}{W_{зм}} \qquad (3.18)$$

де, m – кількість операторів, m=1.

$$З_{п} = \frac{1 * 7}{17,0} = 0,41люд \cdot год/га .$$

Висновки до розділу 3.

У розділі виконано обґрунтування параметрів операційної технології збирання коренеплодів для заданих виробничих умов, що дозволило встановити основні кінематичні та експлуатаційні показники роботи коренезбирального агрегату.

На основі вихідних даних (площа поля 100 га, довжина 1000 м, ширина 200 м, ухил 0,03, урожайність 300 ц/га) визначено раціональні умови функціонування збиральної машини. Встановлено, що технологічна швидкість руху агрегату не повинна перевищувати 9 км/год, що забезпечує стабільний технологічний процес без перевантаження робочих органів.

Виконані розрахунки продуктивності показали, що годинна продуктивність агрегату залежить від робочої ширини захвату та швидкості руху і становить значення, достатнє для ефективного виконання збирання у межах заданої площі за одну зміну тривалістю 7 годин.

Визначено структуру часу змінної роботи, включаючи підготовчо-заключний, допоміжний, обслуговуючий та регламентований час. Отримано значення коефіцієнта використання часу зміни, який становить близько 0,9–0,93, що свідчить про високу ефективність використання машинно-тракторного агрегату.

Аналіз організації руху агрегату на полі показав, що застосування загінкової схеми руху з шириною загінки 108 м та поворотними смугами 21,6 м забезпечує мінімізацію холостих ходів та підвищення коефіцієнта робочих ходів.

Розраховано витрати пального на одиницю виконаної роботи 12,8 кг/га та затрати праці 0,41люд.-год/га, які знаходяться в межах, характерних для сучасних коренезбиральних машин, що підтверджує економічну доцільність прийнятих технологічних рішень.

Таким чином, проведені розрахунки підтверджують правильність вибору операційної технології збирання коренеплодів та дозволяють забезпечити високу продуктивність, мінімальні втрати врожаю і ефективне використання машинно-тракторного агрегату в заданих умовах експлуатації.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У результаті проведеного аналізу конструкцій викопувальних робочих органів бурякозбиральних комбайнів встановлено, що ефективність технологічного процесу збирання цукрових буряків значною мірою визначається конструктивним виконанням викопувальних апаратів, їх геометричними та кінематичними параметрами, а також характером взаємодії з ґрунтовим середовищем.

2. Найбільш перспективними для сучасних умов виробництва визначено комбіновані викопувальні системи, які поєднують переваги різних типів робочих органів. Використання комбінованих конструкцій дозволяє підвищити повноту викопування коренеплодів, покращити процес очищення та сепарації ґрунту.

3. У результаті теоретичних досліджень і розрахунків отримано математичні залежності, що описують взаємозв’язок між конструктивними параметрами очисного механізму. Це дозволило визначити раціональні конструктивно-кінематичні параметри комбінованого викопувального робочого органу: діаметр очисного вала - 0,4 м, кутова швидкість обертання - 60 рад/с, довжина лопаті - 0,27 м, ширина - 0,06 м, товщина - 0,005 м.

4. 5Виконано обґрунтування параметрів операційної технології збирання коренеплодів для заданих виробничих умов. Встановлено, що за площі поля 100 га, урожайності 300 ц/га та робочій ширині захвату 2,7 м раціональна технологічна швидкість руху збирального агрегату становить до 9 км/год. Використання загінкової схеми руху із шириною загінки 108 м та поворотними смугами 21,6 м забезпечує мінімізацію холостих ходів і підвищення коефіцієнта використання робочого часу.

5. Результати розрахунків підтвердили, що коефіцієнт використання часу зміни становить 0,9–0,93, а витрати пального — близько 12,8 кг/га при затратах праці 0,41 люд.-год/га, що відповідає сучасним вимогам ефективності роботи коренезбиральних машин.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. HOLMER Maschinenbau GmbH – один із світових лідерів у виробництві самохідних бурякозбиральних комбайнів серії Terra Dos.

2. ROPA North America – виробник бурякозбиральних комбайнів серії Tiger та техніки для очищення і навантаження цукрових буряків.

3. GRIMME – виробник техніки для вирощування та збирання коренеплодів, зокрема бурякозбиральних машин серії REXOR та ROOTSTER.

4. GRIMME Beet Technology – офіційний розділ бурякозбиральної техніки компанії GRIMME із технічними характеристиками та конструктивними схемами машин.

5. Осуховський В. М., Гевко Р. Б., Данильченко М. Г., Ткаченко І. Г. Бурякозбиральний бункерний комбайн. Тернопіль, 2006. 12 с.

6. Терпак Ю. С., Мачок Ю. В. Удосконалення конструкції бурякозбирального агрегату // Досягнення та перспективи галузі сільськогосподарського виробництва : матеріали наук.-практ. конф. Кропивницький : КНТУ, 2014. С. 7–8.

7. Барановський В. М. Транспортно-технологічні системи викопувальних робочих органів адаптованої коренезбиральної машини // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. 2012. Вип. 16. С. 45–51.

8. Hevko R. B., Tkachenko I. G., Synii S. V., Flonts I. V. Development of design and investigation of operation processes of small-scale root crop and potato harvesters // INMATEH – Agricultural Engineering. 2016. Vol. 49, No. 2. P. 53–60.

9. Bulgakov V., Pascuzzi S., Santoro F., Anifantis A. S. Mathematical Model of the Plane-Parallel Movement of the Self-Propelled Root-Harvesting Machine // Sustainability. 2018. Vol. 10, No. 10. P. 3614.

10. Ловейкін В. С., Ружило З. В. Теорія та розрахунок сільськогосподарських машин. Київ : ЦП «Компринт», 2015. 320 с.

11. Гевко Б. М., Рогатинський Р. М. Механізація технологічних процесів у рослинництві. Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2016. 384 с.

12. Bulgakov V., Pascuzzi S., Ivanovs S., Kaletnik G. Theoretical investigations of the interaction of root crop harvester digging tools with soil. Engineering for Rural Development. 2018. Vol. 17. P. 109–118.

13. Bulgakov V., Adamchuk V., Nozdrovicky L., Kyurchev V. Dynamics of root crop harvesting machines. Acta Technologica Agriculturae. 2019. Vol. 22(3). P. 134–140.

14. Ружило З. В., Шевчук В. В. Обґрунтування параметрів викопувальних робочих органів коренезбиральних машин. Вісник аграрної науки. 2020. № 4. С. 58–64.

15. Kaletnik G., Bulgakov V., Yanovich V. Investigation of technological process of sugar beet harvesting. INMATEH Agricultural Engineering. 2021. Vol. 65(3). P. 95–104.

16. Сисолін П. В., Бойко І. Г. Машини для збирання цукрових буряків: конструкція, регулювання та експлуатація. Харків : ХНТУСГ, 2017. 212 с.

17. Погорілий Л. В. Сучасні тенденції розвитку бурякозбиральної техніки. Техніка і технології АПК. 2019. № 2. С. 12–18.

18. Адамчук В. В., Булгаков В. М. Інженерія агротехнологічних систем. Київ : Аграрна наука, 2014. 360 с.

19. Loveikin V., Romasevych Y. Modeling of oscillatory digging tools for root crop harvesters. Journal of Central European Agriculture. 2020. Vol. 21(2). P. 245–254.

20. Bulgakov V., Ivanovs S., Nadykto V. Experimental investigation of vibrational digging tools of beet harvesters. Agronomy Research. 2021. Vol. 19(S2). P. 1020–1031.

21. Мельник І. І., Пастухов В. І. Машиновикористання в землеробстві. Київ : Кондор, 2018. 626 с.

22. Сало В. М. Підвищення ефективності роботи коренезбиральних машин шляхом удосконалення викопувальних органів. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. 2022. Вип. 22. С. 87–95.

23. Заховайко О. П. Опір матеріалів: розрахунки стержнів і стержневих систем при простих видах навантажень : навч. посіб. Київ : НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2016. 274 с.

24. ДСТУ 4397:2005. Техніка сільськогосподарська. Методи оцінювання функціональних показників**.** Київ : Держспоживстандарт України, 2006. 18 с.

25. Гевко Б. М., Рогатинський Р. М. Механізація технологічних процесів у рослинництві. Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2016. 384 с.

26. Сисолін П. В., Бойко І. Г. Машини для збирання цукрових буряків: конструкція, регулювання та експлуатація. Харків : ХНТУСГ, 2017. 212 с.

27. Мельник І. І., Пастухов В. І. Машиновикористання в землеробстві. Київ : Кондор, 2018. 626 с

ДОДАТКИ