

НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ГЕВКО Роман Богданович

УДК 631.356.2

**ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ
ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ОРґАНІВ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ
МАШИН**

05.05.11 – сільськогосподарські машини

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Київ - 1999

Дисертацією є рукопис

Робота виконана у Відкритому акціонерному товаристві "Тернопільський комбайновий завод" Держдепартаменту тракторного та сільськогосподарського машинобудування Укргромаш Мінпромполітики України

Науковий консультант – доктор технічних наук, професор **БУЛГАКОВ Володимир Михайлович** – завідувач кафедри механіки і ТММ Національного аграрного університету

Офіційні опоненти – академік УААН, доктор технічних наук, професор **ПОГОРІЛИЙ Леонід Володимирович** – директор Українського державного центру по випробуванню техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва;

доктор технічних наук, старший науковий співробітник

МОЛОДИК Микола Володимирович – заступник директора інституту механізації та електрифікації сільського господарства УААН;

доктор технічних наук, професор **СЕРЕБРЯКОВ Ігор Миколайович** – професор кафедри тракторів і автомобілів Харківського державного університету сільського господарства.

Провідна установа – Кіровоградський державний технічний університет, кафедра сільськогосподарських машин, м. Кіровоград

Захист відбудеться "___" _____ 2000 року о ___ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.004.06 в Національному аграрному університеті за адресою: 03041, м. Київ-41, вул. Героїв оборони, 15, навчальний корпус 3, аудиторія 65.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотечі Національного аграрного університету за адресою: 03041, м. Київ-41, вул. Героїв оборони, 11, навчальний корпус 10.

Автореферат розісланий "___" _____ 1999 р.

Вчений секретар
Спеціалізованої вченої ради

ВОЙТЮК Д.Г.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Збирання коренеплодів цукрових буряків є однією з найбільш ресурсовитратних операцій в сільському господарстві. Різке скорочення виробництва цукру в Україні в значній мірі пов'язане з падінням технічного рівня вітчизняних механізованих комплексів для вирощування і збирання коренеплодів цукрових буряків, експлуатаційні показники яких не відповідають сучасним вимогам. Особливо великі труднощі виникають при несприятливих умовах збирання, коли через підвищену вологість (26...30%), або твердість (3,5...4,5 МПа) ґрунту знижується технологічна і технічна надійність машин, зменшується їх продуктивність. В таких умовах роботи серійні бурякозбиральні машини допускають значні пошкодження коренеплодів (до 60%), а їх фізична забрудненість сягає 40% і більше. Невідповідність агроінформації, щодо допустимих втрат коренеплодів, пов'язана як з конструктивною недосконалістю робочих органів, так і з порушенням умов експлуатації коренезбиральних машин.

Тому проблема зниження питомих ресурсовитрат при збиранні коренеплодів цукрових буряків, яка пов'язана із зменшенням їх втрат, пошкоджень і забрудненості, підвищенні надійності робочих органів, зниженні матеріаломісткості, конструктивної складності вузлів машин та енерговитрат на виконання технологічного процесу є особливо актуальною на сучасному етапі розвитку вітчизняної бурякозбиральної техніки. Вирішення даної проблеми повинно базуватись на науково-обґрунтованому підході при розробці та проектуванні робочих органів коренезбиральних машин, виборі їх оптимальних конструктивно-кінематичних параметрів у відповідності до агрофізичних характеристик плантацій, технології збирання та схеми компоновки бурякозбирального комплексу.

В'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Теоретичні, експериментальні дослідження, розробка нових робочих органів і компоновальних схем машин проведені у відповідності з темами СКБ і ВНДІВ ВАТ "Тернопільський комбайновий завод" по модернізації та створенню нових бурякозбиральних машин (1987 - 1999рр.). Робота також направлена на вирішення науково-технічної проблеми по розробці машин для збирання цукрових буряків в рамках цільової комплексної програми "Національна програма розробки і виробництва технологічних комплексів машин і обладнання сільського господарства, харчової та переробної промисловості", затвердженої Кабінетом Міністрів від 7.03.1996р.

Мета роботи. Зниження питомих ресурсозатрат при механізованому збиранні коренеплодів цукрових буряків на основі системного підходу при виборі оптимальних і раціональних конструктивно-технологічних параметрів викопувально-очисних пристроїв шляхом розробки і реалізації моделей системи: робоче середовище - робочі органи.

Завдання досліджень. Провести системний аналіз робочих органів бурякозбиральних машин і розробити наукову концепцію їх розвитку. На основі комплексних теоретичних і експериментальних досліджень визначити оптимальні конструктивно-технологічні параметри дискових копачів. Розробити математичну модель процесу сепарації вроху коренеплодів, як дисперсного середовища, із визначенням впливу параметрів і режимів роботи очисних систем на ступінь сепарації коренеплодів. Провести комплекс досліджень з визначенням раціональних параметрів процесів взаємодії робочих органів з коренеплодами для зменшення рівня їх втрат і пошкоджень. Здійснити науково-виробничу перевірку та впровадження розроблених робочих органів і компоновальних схем бурякозбиральних машин у виробництво.

Наукова новизна одержаних результатів. Обґрунтовано закономірності зміни силових факторів на привідних дисках копачів від їх конструктивних і технологічних параметрів з врахуванням розподілу контактних напружень на поверхнях копачів від впливу напружено-деформованого стану ґрунту в міждисковому просторі.

В загальному випадку розв'язані задачі нелінійного програмування з визначенням оптимальних конструктивно-технологічних параметрів дискових копачів та форми їх просівних отворів, що визначило напрямки побудови інженерних методик проектування.

Виведено аналітичні залежності для визначення взаємозв'язку між конструктивними та технологічними параметрами копача з вертикальним привідним диском.

Розроблено математичну модель процесу сепарації вроху коренеплодів, як дисперсного середовища, із визначенням впливу конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів робочих органів на ступінь очищення коренеплодів. Математично описано вплив характеру взаємодії робочого органу з коренеплодами на ступінь їх сепарації.

Визначено параметри ударної взаємодії коренеплодів з різними типами робочих органів та розроблено методику розрахунку їх конструктивно-кінематичних параметрів з умови непошкодження буряків. Запропоновано метод оцінки демпфуючих властивостей пружних робочих органів при ударних взаємодіях за допомогою розробленого імітатора коренеплоду.

Визначено вплив конструктивно-кінематичних параметрів горизонтально-роторного підбирача на якість процесу підбирання втрачених, при викопуванні, коренеплодів і подачу їх в русло сепарації вроху.

Визначено функціональні параметри та характер розподілу енерговитрат при роботі викопувальних і сепаруючих робочих органів в залежності від фізико-механічного стану ґрунту, швидкості руху коренезбиральної машини і глибини підкопування.

Практичне значення одержаних результатів. При розробці та проектуванні нових робочих органів коренезбиральних машин застосовані результати теоретичних досліджень по визначенню їх оптимальних і раціональних конструктивно-технологічних параметрів, які реалізовані у викопувально-очисних пристроях та компоновках коренезбиральних машин виробництва ВАТ "ТекЗ" і фірми "BBG" (ФРН). Технічні рішення, новизна яких захищена 22 винаходами, впроваджені в конструкціях серійних бурякозбиральних машин (КС-6Б, КС-6Б-02, КС-6Б-05, МКП-6, КБ-6), технологічного та стендового обладнання для виготовлення і складання робочих органів.

Впроваджені у виробництво:

- вдосконалені конструкції дискових копачів (КС-6Б, КС-6Б-02), які забезпечують підвищену сепарацію вроху коренеплодів на стадії викопування і його рівномірне завантаження по поверхні шнекового очисника; компоновки лемішних і коливних копачів з горизонтально-роторним підбирачем (КС-6Б, МКП-4, МКП-6), які забезпечують гарантований підбір викопаних коренеплодів і подачу вроху на сепаруючий пристрій;

- модернізовані дво- і трироторні сепаруючі пристрої та системи їх модульного агрегування з коренезбиральними машинами КС-6В і КС-6Б-05, які характеризуються розширеними функціональними можливостями і підвищеною сепаруючою здатністю;

- вдосконалені конструкції шнекових очисників (КС-6Б, КС-6Б-02, МКП-6, КБ-6), які забезпечують зниження ступеня пошкодження коренеплодів і підвищення якості їх очищення від землі і рослинних залишків;

- модернізовані стрічкові транспортери (КС-6Б, КС-6Б-05, МКП-6), застосування яких покращило доочищення коренеплодів при зменшенні рівня їх пошкоджень;

- розроблене технологічне та стендове обладнання для серійного виробництва вузлів викопувально-сепаруючих пристроїв коренезбиральних машин, яке забезпечило підвищення точності та

продуктивності виготовлення і складання робочих органів.

На основі комплексу теоретичних і експериментальних досліджень розроблена, виготовлена та випробувана принципово нова напівпрічпна трирядкова бункерна коренезбиральна машина МКП-3 для фермерських господарств, яка забезпечує знакозмінне багаторушне поступальне переміщення вороху коренеплодів при його постійній активній сепарації від зони викопування до завантаження в бункер машини.

Особистий внесок здобувача. Теоретичне обґрунтування закономірностей зміни силових факторів на привідних дисках копачів від їх конструктивних і технологічних параметрів; визначення розподілу контактних напружень на робочій поверхні копачів від впливу напружено-деформованого стану ґрунту в міждисковому просторі; параметрична оптимізація сепаруючих поверхонь дисків з підвищеними очисними властивостями; постановка і вирішення в загальному випадку оптимізаційної задачі нелінійного програмування з умови мінімізації енерговитрат на процес викопування коренеплодів; виведення аналітичних залежностей для визначення взаємозв'язку між конструктивними та технологічними параметрами копача з вертикальним привідним диском; динамічна модель сепарації коренеплодів з визначенням впливу основних конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів на виконання процесу очищення; модель динамічної ударної взаємодії коренеплоду з шнековим очисником та методика розрахунку його конструктивно-технологічних параметрів з умови непошкодження коренеплодів; встановлення закономірностей впливу конструктивних і технологічних параметрів робочих органів на ступінь пошкодження коренеплодів; результати експериментальних досліджень впливу конструктивних і кінематичних параметрів робочих органів напівпрічпної коренезбиральної машини МКП-3.

В технічних рішеннях, захищених авторськими свідоцтвами і патентами України на винаходи, які впроваджені у виробництво, частка здобувача визначалась згідно угоди розподілу між авторами.

Апробація роботи. На засіданнях науково-технічної ради ВАТ "ТекЗ" (1988-1999рр.); на другій науково-технічній конференції "Технологія - производству" (Таганрог - 1991р.); на першій та другій науково-технічних конференціях ТП "Прогресивні технології і обладнання в машино- і приладобудуванні" (Тернопіль - 1992-1993рр.); на міжнародній науково-практичній конференції "Проблеми и перспективы создания свеклоуборочной техники" (Вінниця - 1996р.); на міжнародній науково-технічній конференції "Перспективи розвитку

механізації, електрифікації, автоматизації та технічного сервісу сільськогосподарського виробництва" (Глеваха-1996р.); на Всеросійській науково-практичній конференції "Пути развития эффективности свеклосахарного производства России в условиях рыночной экономики" (Рамонь- 1996р.); на 3-му міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (1997р.); на міжкафедральному та фаховому наукових семінарах Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя (1997р.); на міжкафедральному науковому семінарі Національного аграрного університету (Київ-1997р.); на розширеному засіданні відділу механізації Інституту цукрових буряків УААН (Київ - 1997р.); на науково-практичних конференціях факультету механізації Національного аграрного університету (1997-1999рр.).

Публікації. По темі дисертації опубліковано 90 друкованих праць, з яких дві монографії та 45 авторських свідоцтв та патентів на винаходи.

Структура та об'єм роботи. Дисертація складається зі вступу, 5 розділів, загальних висновків і рекомендацій, списку використаних джерел з 263 найменувань і додатків. Повний обсяг дисертації складає 362 сторінки. Основний зміст дисертації викладений на 291 сторінці та містить 15 таблиць і 72 рисунки.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

В першому розділі проведено аналіз існуючих типів робочих органів, напрямків теоретичних і експериментальних досліджень по визначенню оптимальних параметрів і режимів роботи бурякозбиральних машин. Фундаментальні основи розробки та дослідження технологічних процесів і робочих органів коренезбиральних машин викладені в працях відомих вчених П.М.Василенка, Л.В.Погорілого, М.В.Татьянка, В.С.Глуховського, О.О.Василенка, В.В.Брея, Б.П.Шабельника, В.М.Булгакова, Ю.Б.Аванесова, С.А.Топоровського, І.М.Серебрякова, Г.Д.Петрова, В.А.Хвостова, А.Г.Цимбала, М.М.Зуєва, П.В.Савича, П.І.Сичова, М.М.Хелемендика, А.К.Сарапулова, В.В.Герасимчука, А.М.Мазуренка, Ю.Р.Брусилівського, Ю.І.Ковтуна та ін.

Суттєвий внесок у створення і дослідження нових конструкцій бурякозбиральних машин, а також визначення їх функціонально-експлуатаційних параметрів зробили Г.М.Смакоуз, В.А.Грозубінський, Ф.Л.Роденко, М.А.Мішин, А.А.Покуса, А.П.Гурченко, В.Г.Кузьмів, Р.М.Рогатинський, В.М.Осуховський, В.В.Дудка, В.В.Вахновський,

І.Г.Ткаченко, П.Ю.Зиков, Я.І.Козіброда, В.Я.Мартиненко, І.І.Русанов, В.І.Славкін та ін.

Аналіз цих робіт показав, що вибір параметрів робочих органів необхідно проводити з врахуванням механіко-технологічних принципів, на яких базуються процеси викопування та очищення коренеплодів, використовуючи при цьому математичні моделі взаємодії коренеплодів з робочими органами. З проведеного огляду встановлено, що в теоретичних дослідженнях недостатньо уваги приділено питанням зниження втрат та пошкоджень коренеплодів, закономірностям зміни енерговитрат при викопуванні з врахуванням впливу середовища, конструктивних і кінематичних параметрів робочих органів, а ступінь сепарації коренів здебільш визначається статистичними методами, які можуть адекватно відображати процеси лише для конкретних конструктивних схем робочих органів.

Проблема, яка піднімається і частково вирішується в дисертаційній роботі, полягає в зниженні питомих ресурсовитрат при механізованому збиранні коренеплодів цукрових буряків. В загальному випадку, питомі ресурсовитрати можуть бути виражені коефіцієнтом K_p , який визначається з наступної залежності

$$K_p = \frac{P}{3} = \frac{P_n + K_m f[(M - \Delta M); (K - \Delta K); (H + \Delta H)] + C_e f(E_e - \Delta E_e) + C_c f(E_c - \Delta E_c)}{B_n - (T - \Delta T) - (П - \Delta П)}, \quad (1)$$

де P – загальні ресурсовитрати на вирощування, збирання, перевезення і доочищення коренеплодів; 3 – маса коренеплодів на цукровому заводі перед їх переробкою; P_n – ресурсовитрати на вирощування цукрових буряків до їх збирання; K_m – ресурсовитрати пов'язані з виготовленням та експлуатацією бурякозбиральної машини; $(K - \Delta K)$ – конструктивна складність; M – матеріаломісткість; $H - \Delta H$ – коефіцієнт готовності; $C_e(E_e - \Delta E_e)$ – енерговитрати на виконання технологічного процесу; $C_c(E_c - \Delta E_c)$ – енерговитрати на транспортування та очищення коренеплодів перед їх переробкою; B_n – повний врожай на полі; $T - \Delta T$ – втрати коренеплодів, які залишилися в полі; $П - \Delta П$ – втрати коренеплодів від пошкоджень.

Таким чином, в дисертаційній роботі на основі теоретично-експериментальних досліджень вирішуються комплекс питань пов'язаних із зменшенням втрат (ΔT) і пошкоджень ($\Delta П$) коренеплодів, ресурсовитрат на виготовлення бурякозбиральних машин (ΔM ; ΔK), енерговитрат на виконання технологічного процесу (ΔE_e) та додаткове очищення коренеплодів (ΔE_c), підвищенням надійності робочих органів (ΔH), що забезпечить зниження питомих ресурсовитрат при збиранні цукрових буряків.

В другому розділі проведено теоретичне обґрунтування закономірностей зміни силових факторів на привідних дисках копачів в залежності від їх конструктивних і силових параметрів. Приведений формалізований опис поверхні даного робочого органу у власній системі координат $\tilde{O}\tilde{X}\tilde{Y}\tilde{Z}$ та системі координат копача $OXYZ$ (рис. 1), рівняння зв'язку між якими

$$\begin{aligned} X &= \Pi \tilde{X}_1 \\ \begin{Bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos\alpha & \cos\beta\sin\alpha & \sin\beta\sin\alpha \\ \sin\alpha & \cos\beta\cos\alpha & \sin\beta\cos\alpha \\ \bar{0} & \sin\beta & \cos\beta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \tilde{X} + L \\ \tilde{Y} \\ \tilde{Z} + r \end{Bmatrix}, \quad (2) \end{aligned}$$

де L – відстань від крайньої нижньої точки диска до центру системи координат; r – зовнішній радіус диска копача; α і β – відповідно кут розхилу копачів в перетині з горизонтальною площиною та кут його нахилу.

Оскільки проекції робочих зон на вертикальні площини для сферичного та плоского дисків є однаковими, то для визначення крутного моменту на їх привід можна прийняти спрощену схему плоского диска.

Розподіл контактних напружень на робочій поверхні визначили з використанням моделі умовно ізотропного ґрунту, відповідність якої реальному процесу досягалась введенням параметрів моделі, що уточнювались за експериментальними даними.

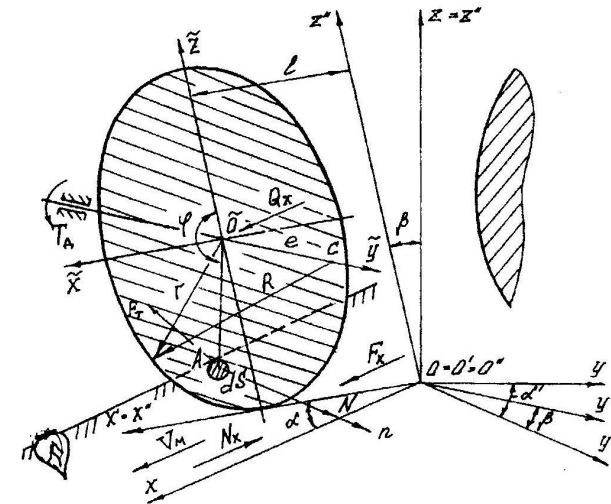


Рис. 1 Схема для визначення конструктивно-технологічних та силових параметрів дискового копача

Процес деформації ґрунту розглядався в нерухомій системі координат $OXYZ$ кронштейна копача та в рухомих відносно машини – декартовій $O_1x_1y_1z_1$ і супутній O_1ab , які зв'язані з ґрунтом (рис.2). При розгляді напружено-деформованого стану зміна товщини ґрунту в міждисковому просторі апроксимувалась залежністю

$$t_{xy} = t_0 \left[1 + \frac{x}{L} + \frac{z \operatorname{tg} \beta}{L \sin \alpha} \right], \quad (3)$$

де t_0 - відстань між дисками в найнижчій їх частині (т.О).

У випадку рівномірної деформації по товщині шару ґрунту компоненти швидкостей деформації рівні

$$\begin{aligned} \dot{\epsilon}_x &= -V_m \frac{\partial^2 x}{\partial a^2} = V_m k e^{k(x_0-a)}, \\ \dot{\epsilon}_y &= -V_m \frac{\partial^2 y}{\partial a \partial b} = \left[V_m k + \frac{t_h}{t_{xy}} \dot{\epsilon}_z \right] \frac{t_h}{t_{xy}} e^{k(x_0-a)}, \\ \dot{\epsilon}_z &= -V_m \frac{\partial(t_{xy}/t_h)}{\partial a} = -\frac{V_m}{t_n} \left[e^{k(x_0-a)} \frac{1}{L} + \frac{t_h x_0 (1+\Theta)}{t_{xy} r (1-e^{k(x_0-a)})} \frac{\operatorname{tg} \beta}{L \sin \alpha} \right], \\ \dot{\gamma}_{xy} &= -V_m \left[\frac{k r}{X_0} e^{k(x_0-a)} - \frac{t_h x_0 k e^{k(x_0-a)}}{t_{xy} r (1-e^{k(x_0-a)})} \right], \end{aligned} \quad (4)$$

де V_m - швидкість машини; k - параметр моделі, що характеризує ступінь поточного видовження шару ґрунту в міждисковому просторі; x_0 - координата початку зони деформації, $x_0 = \sqrt{2rb}$; a , b - біжучі координати точки зони деформації в системі O_1ab

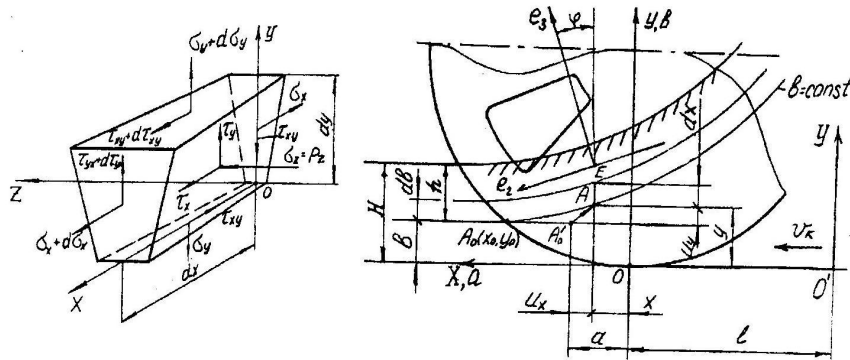


Рис.2 Схеми для визначення контактних напружень на робочих поверхнях дисків

Згідно з побудованою деформаційною моделлю, з використанням відомих диференціальних рівнянь рівноваги елементу змінної товщини, розподіл контактної напруженості p_y по криволінійній координаті Oe , в глиб ґрунту визначається

$$p_y = \sigma_s [1 + C_\sigma \ln(k_\sigma e + 1)], \quad (5)$$

де σ_s - дійсне значення напруження текучості ґрунту; C_σ та k_σ - параметри моделі.

Даний розподіл характерний для двопривідних дисків, а для копачів з привідним і пасивним диском напружено-деформований стан ґрунту близький до чистого зсуву з максимальними контактними напруженнями в площині xOz .

Розподіл контактних напружень по зоні деформації для жорстко-пластичної моделі із зміщенням визначається

$$p_y = \frac{\tau_0}{\mu} \left[1 + k_n \ln \left(\frac{t_h}{t_{xy}} \right) \right], \quad (6)$$

де τ_0 - граничне напруження зсуву для недеформованого ґрунту; k_n - коефіцієнт, що враховує зміщення ґрунту при його ущільненні; μ - коефіцієнт зовнішнього тертя.

З достатньою для практичної мети точністю можна за середнє значення складової контактної напруженості приймати $p_{cy} = (\tau_0 + \tau_{\max}) / \mu$, де τ_{\max} - напруження зсуву при максимальному стисненні ґрунту.

Рівняння зв'язку між середнім значенням тиску і осьовим зусиллям Q_x , що діє в розхилі копача, та крутним моментом на привід активного диска мають вигляд

$$Q = p_{cp} \sqrt{\frac{2r(\Delta h_0)^3}{\cos^3 \beta}} (2 \cos \beta \sin \alpha - k_v k_x \cos \alpha), \quad (7)$$

$$T = F_x p_{cp} = \left(\frac{V_m}{V_d} \right) \left(\frac{1 - V_m}{V_d} \right) k_x \mu p_{cp} \sqrt{\frac{2r(\Delta h_0)^3}{\cos^3 \beta}} \cos \alpha (r - \Delta h_0 / 2 \cos \beta) + T_0, \quad (8)$$

де p_{cp} - радіус прикладання зусиль тертя F_x ; T_0 - крутний момент на холостий привід активних дисків; V_m - поступальна швидкість машини; V_d - лінійна швидкість периферії диска; Δh_0 - глибина копання; k_x - коефіцієнт приведення; k_v - коефіцієнт, що враховує вплив відносного ковзання диску і ґрунту.

За результатами розрахунку і аналізу наведених рівнянь побудовані графічні залежності (рис.3) впливу конструктивних і кінематичних параметрів дискових копачів на характер зміни крутного моменту на їх привід.

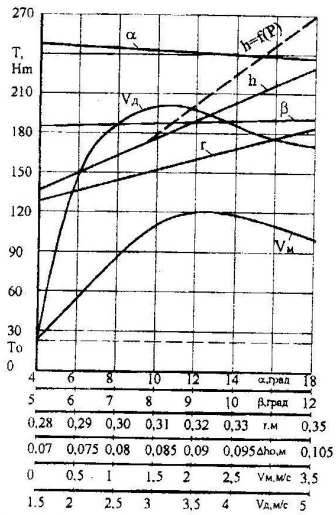


Рис 3 Функціональні залежності
T=f(α; β; γ; Δh₀; V_M; V_D)

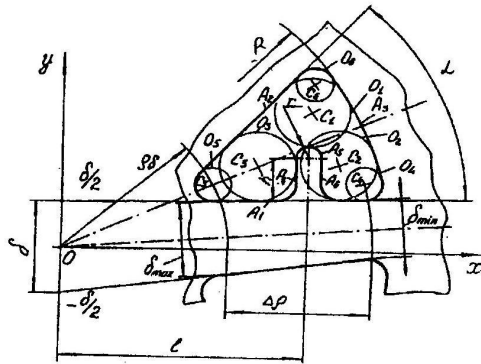


Рис.4 Схема до визначення оптимальних параметрів форми вікон

Для ефективної сепарації ґрунту на стадії викопування проведена параметрична оптимізація просівних поверхонь (рис.4) дискових копачів. Задача оптимізації розв'язувалась в загальному випадку з використанням умов Куна-Таккера. Цільова функція становила активну площу просівного отвору

$$F_0 = \frac{\pi x_2^2}{2} - 2x_2 \left[b_1 - \frac{\delta}{2} - \sqrt{\left(\frac{D_B}{2} + 2\right)^2 - (a_1 - x_1)^2} \right], \quad (9)$$

де D_B - максимальний діаметр кола, вписаного в просівний отвір; δ - товщина шприхи; x_1 та x_2 - шукані параметри розміщення виступу та його радіусу; a_1 і b_1 - параметри моделі.

Розглянуті всі можливі варіанти розв'язку

$$\frac{\partial \psi(x_i, u_j)}{\partial x_i} = 0,$$

де $\partial \psi(x_i, u_j) = F_0 + \sum u_j f_j$ - функція Лагранжа, u_j - множники $u_j > 0$ такі, що $u_j f_j = 0$; f_j - обмеження, що накладають на зміну геометричних параметрів просівних отворів із умов незабивання їх ґрунтом та непроходження кондиційних коренеплодів, що моделювалось вписаними у вікно колами O_i відповідних діаметрів. Приведені аналітичні розв'язки для кожного із трьох допустимих варіантів. Для найбільш ймовірного варіанту параметр

розміщення виступу (рис.4) визначається

$$x_1 = l = \sqrt{\left(R - \frac{D}{2}\right)^2 + \left(\frac{\delta + D}{2}\right)^2} \cos \alpha + \frac{\delta + D}{2} \sin \alpha, \\ x_2 = r = C_{\text{доп}}, \quad (10)$$

де R - радіус зовнішнього краю просівних вікон; α - кут профілю вікна; $C_{\text{доп}}$ - допустима ширина виступу із умови непошкодження коренеплодів

Встановлений взаємозв'язок між конструктивними і технологічними параметрами спареного копача з вертикальним привідним диском (рис.9в), який описується системою рівнянь для визначення лінії перетину заглиблених дисків з поверхнею ґрунту H_D

$$\begin{cases} H_D = R(1 - \cos \alpha) \sin \beta + h \operatorname{tg} \phi \cos \beta'' + \sqrt{R^2 - (R - h/\cos \phi)^2} \sin(\beta \sin \alpha) + \Delta; \\ \phi = \arcsin(\sin \beta' / \cos \beta''); \\ \beta' = \arcsin(\sin \beta \cos \alpha); \\ \beta = \beta' + \beta''. \end{cases} \quad (11)$$

де R , h - відповідно радіус і величина заглиблення дисків; α , β - відповідно кути розвалу та атаки пасивного диска; Δ - мінімальний зазор між дисками.

Встановлено, що для забезпечення $H_D = 160 \dots 180$ мм і $\Delta = 36 \dots 40$ мм раціональними будуть такі межі конструктивних параметрів копача: $\alpha = 53^\circ \dots 57^\circ$; $\beta = 21^\circ \dots 23^\circ$, при $h = 55 \dots 85$ мм.

В третьому розділі приведені теоретичні основи процесу очищення коренеплодів сепаруючими пристроями та досліджено їх динамічну взаємодію з поверхніями робочих органів. Теоретично обґрунтовані раціональні конструктивно-кінематичні параметри горизонтально-ротаторного підбирача для переведення коренеплодів від копача на сепаруючий робочий орган. Визначено момент інерції коренеплоду і встановлено вплив зони його взаємодії з робочим органом на миттєву кутову швидкість обертання коренеплоду.

Модель коренеплоду з налиплим ґрунтом приймалась як тіло із змінною в часі масою, яке описується залежністю

$$m(t) = m_k + \Delta m_0 e^{-\lambda t}, \quad (12)$$

де m_k - маса коренеплоду; Δm_0 - початкова маса налиплого ґрунту; λ - інтенсивність очищення, яка функціонально залежить від кутової швидкості ω , кутового ε і лінійного a прискорення та інтенсивності їх змін de/dt , da/dt з відповідними коефіцієнтами дольового впливу.

Для випадку переміщення коренеплоду змінною масою (рис.5) у воросі із заданим векторним полем швидкості \vec{V}_0 при його взаємодії з іншими тілами (коренеплодами, робочими поверхнями, грудками ґрунту) в певні задані моменти часу τ , складено загальні рівняння його руху

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{V}_k}{dt} + \left(\delta + \frac{\dot{C}_\tau \varepsilon}{1 + \varepsilon C_\tau} \right) \bar{V}_k &= \left(\frac{d\bar{V}_b}{dt} + \delta \bar{V}_b \right) \frac{C_\tau (\varepsilon + 1)}{1 + \varepsilon C_\tau} + \\ &+ \dot{C}_\tau \bar{V}_b \frac{\varepsilon + 1}{1 + \varepsilon C_\tau} + \bar{\Phi} + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^k \left(n_{ij} - \mu \frac{\Delta \bar{V}_{ij}}{|\Delta \bar{V}_{ij}|} \right) N_i (t - \tau_j); \\ \sum_{i=1}^n \left[\sum_{j=1}^k \left(\bar{n}_j - \mu \frac{\Delta \bar{V}_{ij}}{|\Delta \bar{V}_{ij}|} \right) N_i (t - \tau_j) \right] \times \bar{r}_i + \bar{M}_b + \bar{\Phi} \times \bar{r}_{np} - \\ - J_z \frac{d\bar{\omega}_z}{dt} - \bar{\omega}_z (\Delta m_0 e^{-\lambda t} \rho_{np}^2) \left(\frac{2d\rho_{np}}{\rho_{np} dt} - \lambda \right) &= 0, \end{aligned} \quad (13)$$

де $\delta = \frac{dm_i}{m_i dt} = - \frac{\lambda}{m_k e^{\lambda t} / \Delta m + 1}$ - інтенсивність зміни маси коренеплоду з

налиплим ґрунтом, C_τ - функція, що моделює вплив неповного занурення коренеплоду у воросі; ε - коефіцієнт що визначає відносну частину приєднаної маси при переміщенні коренеплоду; $N_i(t - \tau_j)$ - імпульсна силова випадкова функція реакції i -того робочого органу в момент часу $t = \tau_j$; r_{np} - приведений радіус прикладання рівнодійної розподілених сил Φ ; M_b - момент від зміщення рівнодійної контактної тиску; J_z та ρ_{np} - відповідно момент інерції коренеплоду та приведений радіус інерції налиплиго ґрунту; \bar{r}_i , \bar{n}_i , $\Delta \bar{V}_i / |\Delta \bar{V}_i|$ - відповідно радіус-вектор i -тої точки контакту, вектори нормалі та швидкості відносного переміщення в цій точці.

Реалізація моделі (13) дозволяє оцінити можливі переміщення та взаємодію коренеплоду в процесі сепарації і визначити складові інтенсив-

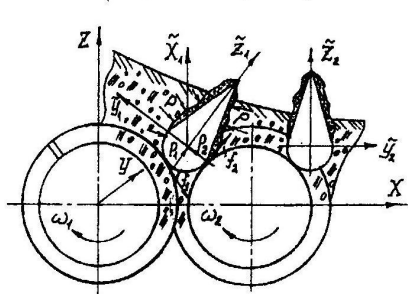


Рис.5 Схема для визначення динамічних параметрів процесу очищення коренеплодів

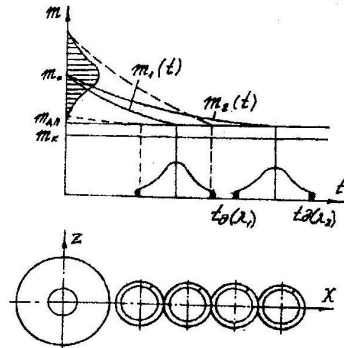


Рис.6 Закономірності зміни часу сепарації від розсіювання початкових умов

ності очищення λ , за перше наближення яких приймалися дані експерименту.

На рис.6 зображено зміну маси коренеплоду з приєднаним ґрунтом в часі в залежності від інтенсивності очищення λ та вплив розсіювання початкової налиплиї маси Δm_0 на розсіювання часу очищення.

На основі аналізу проведених досліджень виявлені шляхи підвищення інтенсивності очищення при низькому рівні динамічних взаємодій коренеплоду з робочими поверхнями і відповідно мінімальними пошкодженнями, а також напрямки вдосконалення конструктивно-технологічних схем сепараторів. Враховуючи, що в зоні виходу вороху коренеплодів з копачів, ймовірність взаємодії робочих органів очисників з продуктом є незначною, то агресивність сепаруючих поверхонь, необхідно зменшувати по мірі їх віддалення від копача. Дана ідея може знайти реалізацію в компоновальних схемах коренезбиральних машин, в яких сепарація коренеплодів здійснюється по всій довжині транспортування від зони викопування до зони вивантаження.

На основі теореми Карно про енергію втрачених швидкостей тіл взаємодії та виведеного моменту інерції коренеплоду складена система рівнянь для визначення миттєвої кутової швидкості обертання коренеплоду при його взаємодії з робочим органом

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}; \\ A &= a_1 + a_2 + J_{\text{шк}}/2; \quad B = b_1 + b_2; \quad C = c_1 + c_2 - mV^2/2; \\ J_{\text{шк}} &= m[176R^3H + 148RH^3 + 84H^2R^2 + 64H^4 + 166R^4]; \\ &\quad (2R + H)^2 + m[a - (H^2 - 3R^2)/4(2R + H)]^2; \\ a_1 &= \rho\pi[R^2a^2H/6 + R^3H^2/60 - R^2H^2a/12]; \\ b_1 &= \rho\pi[10R^2HaV/6 + 5R^2H^2V/12]; \\ c_1 &= \rho\pi R^2V^2H/6; \\ a_2 &= \rho\pi[R^3a^2/3 + R^4a/4 + R^5/15]; \\ b_2 &= \rho\pi[2R^3Va/3 + R^4V/4]; \\ c_2 &= -\rho\pi R^3V^2/6. \end{aligned} \quad (14)$$

де $J_{\text{шк}}$ - момент інерції коренеплода відносно його центральної осі; m - маса коренеплода; V - швидкість взаємодії коренеплода з поверхню робочого органа; R - радіус голівки коренеплода; H - довжина конусної частини коренеплода; a - проекція на горизонтальну площину відстані від центру ваги коренеплода до його точки контакту з робочим органом; ρ - густина тіла коренеплода.

За результатами розрахунку та аналізу даної системи рівнянь встановлено, що при $R = 40 \dots 50 \text{ мм}$; $H = 150 \dots 200 \text{ мм}$; $V = 4, 5, 6 \text{ м/с}$ кутова швидкість обертання коренеплоду по мірі віддалення від його центру ваги спадає і її абсолютна величина зменшується в $1,9 \dots 2,1$ рази. Тому, найбільш ефективна сепарація коренеплодів відбувається при їх взаємодії з робочими органами в зоні центру ваги, а зусилля взаємодії повинні бути спрямовані по дотичній до поверхні кореня для уникнення центральних ударів. Даний принцип може реалізовуватися в конструкціях очисників, робочі поверхні яких не мають різких виступів, тобто основа сепаратора плавно переходить в очисну поверхню.

Однією з важливих вимог, які висуваються до функціональних параметрів робочих органів є обмеження за ступенем пошкоженості коренеплодів при їх очищенні і транспортуванні. Тому, для загального випадку взаємодії коренеплоду масою m_1 з робочим органом масою m_2 (рис.7), який зв'язаний пружною ланкою (жорсткість C) з масою його приводу складена і досліджена система диференціальних рівнянь руху системи

$$\begin{cases} -m_1 \ddot{Y}_1 - mg \cos \gamma + P = 0 \\ -m_2 \ddot{Y}_2 - P + C(Y_{20} - Y_2) = 0 \end{cases} \quad (15)$$

де Y_1 та Y_2 - відповідно переміщення коренеплоду та пружного робочого органу; $P = ku^{3/2}$ - сила удару, яка визначалася згідно теорії в'язко-пружного удару при малих енергіях; k - коефіцієнт, що залежить від реологічних властивостей матеріалу; u - величина жорсткого зближення між тілами взаємодії; Y_{20} - початкова координата центру мас робочого органу до удару.

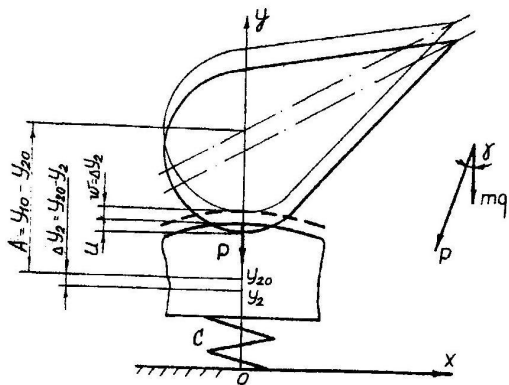


Рис.7 Схема для розрахунку динамічної взаємодії коренеплоду з робочим органом

Виведено динамічне рівняння зв'язку кінетичної енергії E швидкості зближення коренеплоду та величини деформації коренеплоду u

$$\frac{dE}{du} + ku^{3/2} - \frac{m_n}{m_2} \sqrt{C \left(m_n V_0^2 - 2E - \frac{4}{5} ku^{5/2} \right)} - m_n g \cos \gamma = 0, \quad (16)$$

де m_n - приведена маса коренеплоду $m_n = m_1 m_2 / (m_1 + m_2)$.

Розроблена модель динамічної взаємодії дозволяє вибрати не тільки конструктивні параметри, матеріал робочих органів, режими технологічних процесів, але й оцінити вплив цілої системи, різних варіантів її компоновки на процеси ударної взаємодії та рівень пошкодження коренеплодів.

Для випадку взаємодії коренеплоду масою m , із початковою швидкістю зближення V_0 з рифом шнекового очисника зусилля ударної взаємодії P та контактні напруження σ_0 визначаються за залежностями

$$P = \left[\frac{5m_1 V_0^2 k^{2/3}}{4 \left(1 - 2,19 \frac{m_1^{2/5} g \cos \gamma}{k^{2/5} V_0^{6/5}} \right)} \right]^{3/5}, \quad (17)$$

$$\sigma_0 = \frac{ku^{1/2} \left(1 + \frac{R}{r_1} \right)^{1/2} \left(1 + \frac{R}{r_2} \right)^{1/2}}{\pi R} = \frac{(k^2 R)^{1/3}}{\pi R} \sqrt{\left(1 + \frac{R}{r_1} \right) \left(1 + \frac{R}{r_2} \right)} \leq [\sigma_0], \quad (18)$$

де R, r_1, r_2 - відповідно радіуси коренеплоду, заокруглення рифу, та зовнішній радіус спіралі очисника.

Відповідні графічні залежності $P, \sigma_0 = f(V_0, R, r_1, r_2)$ зображені на рис.8, за якими, враховуючи обмеження ($[\sigma_0] \approx 5,6 \text{ МПа}$), можна вибрати раціональні конструктивно-кінематичні параметри очисників коренеплодів.

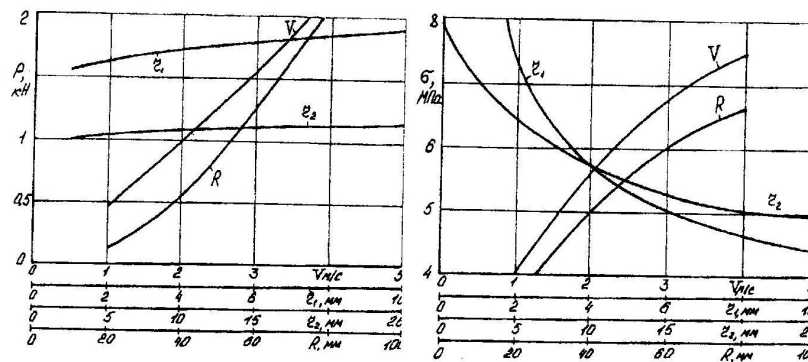


Рис.8 Залежності ударного зусилля і контактних напружень від V, R, r_1, r_2 .

Для надійного виконання технологічного процесу горизонтально-роторним підбирачем розв'язані диференціальні рівняння руху коренеплодів по його робочих поверхнях і визначено напрямок подачі буряків в технологічне русло сепарації, який характеризується кутом α_k відриву коренеплоду від лопатки підбирача

$$\alpha_k = \varphi_0 + \arctg[\omega(R+L)/\dot{x}_c], \quad (19)$$

де φ_0 , ω – відповідно початковий кут захоплення лопаткою підбирача та його кутова швидкість; R , L – відповідно радіус вала та довжина лопатки підбирача; \dot{x}_c – швидкість руху коренеплоду по лопатці, яка визначалась із спільного розв'язку виведених диференціальних рівнянь.

В четвертому розділі представлена програма, методика та результати експериментальних досліджень, згідно яких передбачалось визначення функціональних і енерго-силових параметрів розроблених та модернізованих викопувально-очисних робочих органів і коренезбиральних машин. Експериментальні викопувально-очисні пристрої встановлювались, досліджувались і випробовувались на коренезбиральних машинах КС-6Б, КС-6Б-02, КС-6Б-05, КС-6В, МКП-3, МКП-6.

На рис.9а зображена компоновальна схема викопувально-очисного пристрою, дискові копачі 1 якого виконані зі зміненою формою вікон, що дозволило відмовитись від традиційної схеми компоновки диск-променева шайба і відповідно знизити металомісткість робочого органу на 11%. Виконання лопаток бітерного вала 2 похилими забезпечило рівномірне завантаження ворохом першого очисного шнеку 3, що сприяє більш інтенсивній сепарації коренеплодів. Збільшення шляху проходження вороху в технологічному руслі очисника і відповідно підвищення ступеня сепарації коренеплодів, досягається за рахунок розташування над проміжним вальцем 4 демпфуючого екрану 5, шарнірно закріпленого на рамі і підтиснутого регульованою пружиною 6 в бік викопувальних дисків. Вибір раціональних конструктивно-кінематичних параметрів блоку звідних шнеків 7 забезпечило інтенсивне зведення потоку коренеплодів на повздовжній транспортер при мінімальному рівні їх пошкоджень.

Для зменшення втрат коренеплодів при їх викопуванні, запропоновано встановлювати між коливним копачем 1 і сепаратором 3 горизонтальний роторний вал-підбирач 2. Лопатки підбирача розташовуються в борознах після проходження копача і забезпечують гарантований підбір коренеплодів (рис.9б). Сепаратор виконаний у вигляді групи бітерних валів 3 з гумовими пластинами і заднього блоку звідних шнеків 4.

Розроблений новий тип дискового копача зі спрощеним приводом активних дисків (рис.9в), який складається з пари вертикальних активних дисків 1, між якими розташований редуктор 3. Зі сторони робочої зони активних дисків під кутами до вертикальної площини встановлені пасивні диски 2. Для надійного виконання технологічного процесу необхідно, щоб

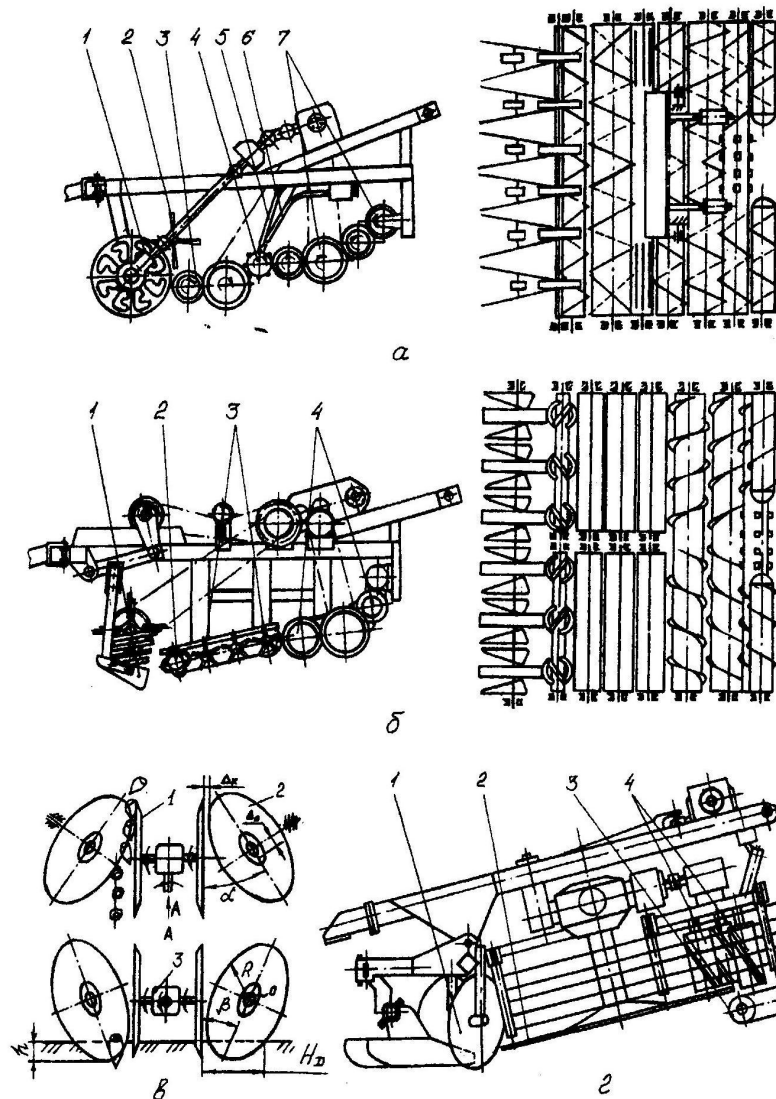


Рис.9 Схеми компоновок викопувальних і очисних робочих органів

величини зон врізання дисків в землю H_D і найменшого зазору Δ між ними відповідали агровигодам: $H_D = 160 \dots 180$ мм; $\Delta = 40$ мм.

З метою зменшення повздовжніх габаритних розмірів і забезпечення агрегування з коренезбиральною машиною КС-6Б розроблений викопувально-очисний пристрій з пасивними дисковими підкопувальними робочими органами 1 і дворотним сепаратором (рис.9г). Конструктивною новизною сепаратора є те, що над прутковими роторами 2, нахиленими до горизонтальної площини під кутом $16^\circ \dots 18^\circ$, в зоні завантаження повздовжнього транспортера 3 встановлені вертикальні бітерні вали 4, які активізують процес завантаження ворохом повздовжнього транспортеру.

Для роботи на малих площах збирання цукрових буряків (40...80 га), в орендних і фермерських господарствах розроблена принципово нова трирядкова коренезбиральна машина бункерного типу (рис.10), яка виконана у напівпричіпному варіанті та може агрегуватись тракторами класу тяги 14 або 20 кН. Вона складається з рами, на якій встановлені дискові копачі 1, очисні вали 9 та дволанковий транспортер 2, вивантажувальна ланка якого розташована над бункером 6. В зоні захоплення коренеплодів транспортером встановлена криволінійна пруткова решітка 8, центр радіуса кривизни якої

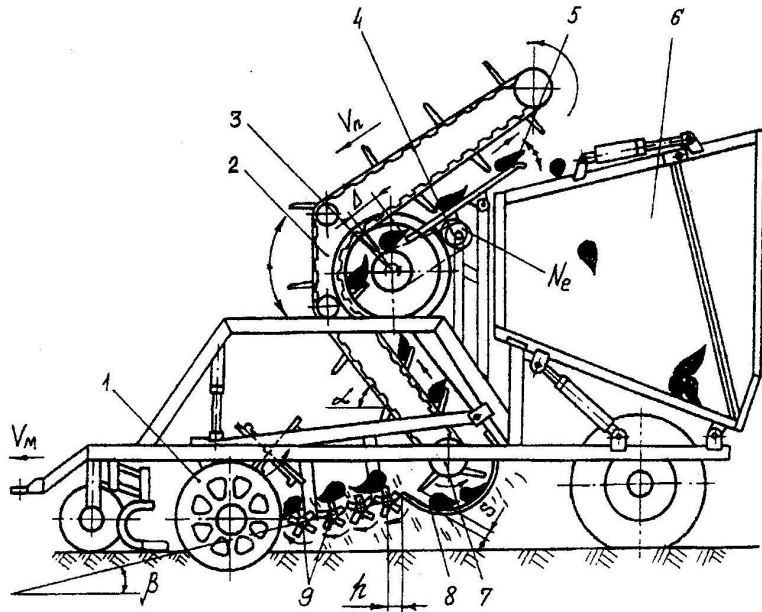


Рис.10 Принципова схема трирядкової бункерної коренезбиральної машини

співпадає з центром обертання нижнього барабана 7 транспортера. В зоні переходу ланок транспортера, зі сторони бункера, розташований центральний барабан 3, бокові диски якого з'єднані між собою трубчатим валом. Під вивантажувальною ланкою транспортера встановлена похила пруткова решітка 5, яка закріплена на двох шарнірних опорах. На одній з опор розташований ексцентриковий вал 8, кінематично, за допомогою ланцюгової передачі, зв'язаний з барабаном 3.

В процесі переміщення диски копачів викопують коренеплоди, які активним бітером подаються на очисні вали. Далі коренеплоди потрапляють на криволінійну пруткову решітку, де захоплюються скребками полотна. При транспортуванні завантажувальною ланкою полотна коренеплоди знаходяться між його основою та скребками, а при переході на вивантажувальну ланку – між полотном і барабаном. Транспортування коренеплодів на вивантажувальній ланці здійснюється шляхом їх пересування скребками по похило встановленій прутковій решітці. Кінематичний зв'язок решітки з ексцентриковим валом забезпечує її коливання відносно задньої опори, що сприяє активному процесу очищення коренеплодів. Після заповнення бункера, проводиться вивантаження коренеплодів на краю поля за допомогою гідроциліндрів.

Для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів робочих органів на якісні показники роботи машини проведені польові експериментальні дослідження. Під час досліджень твердість ґрунту складала 2 МПа, вологість 21%, а врожайність коренеплодів становила 32 т/га. Регульовані параметри змінювались в межах: V_M – швидкість машини – 0,8...1,85 м/с; S – зазор між вершинами скребків транспортера і криволінійною решіткою – 10...40 мм.; h – зазор між віссю крайнього бітера і криволінійною решіткою – 60...75 мм.; N_e – частота обертання ексцентрикового валу – 120...240 об/хв. V_n – швидкість скребкового полотна – 0,88...1,24 м/с.; β – кут нахилу очисних валів до горизонту – $10^\circ \dots 16^\circ$; α – кут нахилу завантажувальної ланки транспортера до горизонту – $40^\circ \dots 49^\circ$; Δ – зазор між валом і направляючою решіткою – 20...100 мм.

Результати експериментальних досліджень представлені на рис. 11. Залежності відображають вплив вищезазначених конструктивних і кінематичних параметрів машини на втрати коренеплодів (δ_n , %), ступінь їх пошкодження (δ_n , %) та забрудненість вороху коренеплодів (δ_s , %).

З аналізу результатів досліджень встановлено, що коренезбиральна машина найбільш ефективно працює при таких конструктивно-технологічних параметрах: $V_M < 1,56$ м/с; $S = 25 \dots 30$ мм; $h = 55 \dots 65$ мм; $N_e = 200 \dots 240$ об/хв; $V_n = 1,00 \dots 1,25$ м/с; $\beta = 12^\circ \dots 14^\circ$; $\alpha = 43^\circ \dots 46^\circ$; $\Delta = 60 \dots 80$ мм.

Проведено дослідження по визначенню енергетичних показників дискових викопувальних пристроїв, агрегованих з бурякозбиральними машинами КС-6Б і КС-6В. Встановлено, що тяговий опір при викопуванні

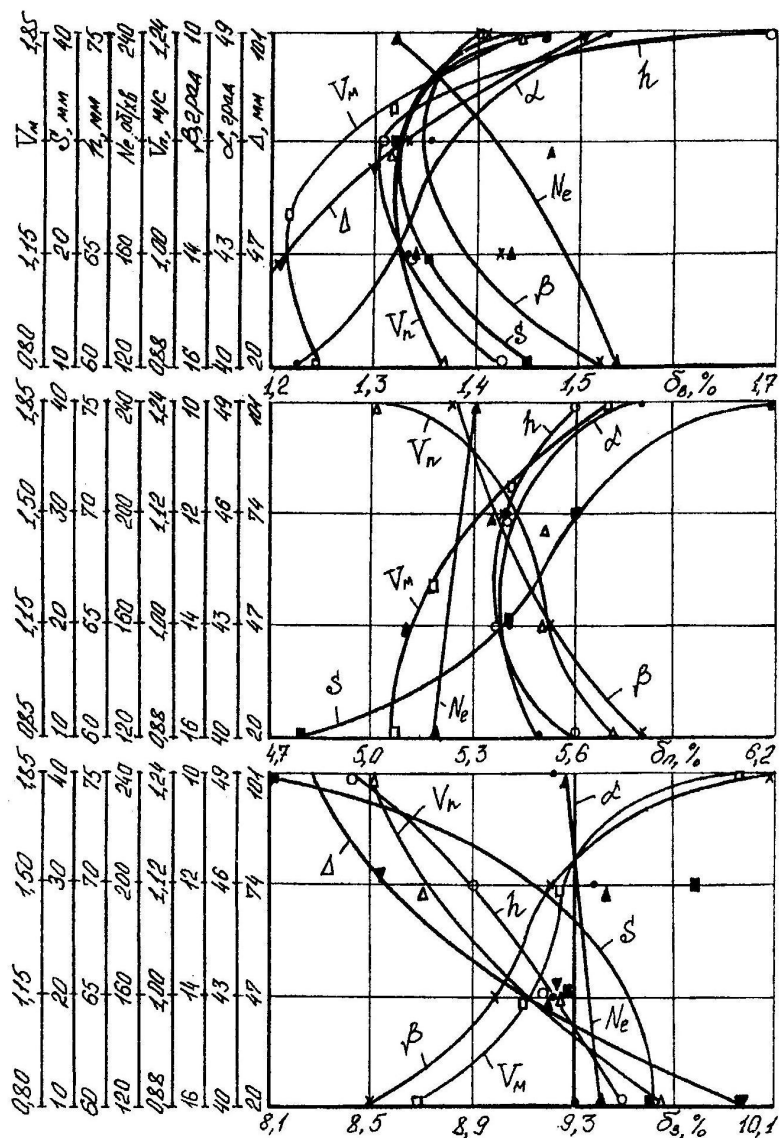


Рис.11 Залежності втрат, пошкодження та забрудненості коренеплодів від конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів і машини МКП-3

коренеплодів на глибині 70 мм збільшується в 1,47...1,52 рази при зміні поступальної швидкості машини від 1,35 до 2,5 м/с і відповідно складає: 8,7 і 13,3 кН. Для схеми пасивний підкопувальний диск і триторний підбирач-сепаратор встановлено, що при поступальній швидкості коренезбиральної машини КС-6Б-05 в межах 1,0...1,3 м/с тяговий опір змінюється в діапазоні - 10,5...10,9 кН; затрачена потужність - 43,6...75,2 кВт; питомі енерговитрати - 44,7...54,7 кВт/год/га.

За результатами тензометричних досліджень випробувань визначено характер зміни осьових, вертикальних і бокових зусиль на кронштейні копача, а також величини крутного моменту на активному диску в залежності від твердості ґрунту, глибоки підкопування, частоти обертання привідного диска та поступальної швидкості коренезбиральної машини.

Для виявлення закономірностей впливу основних факторів при виконанні технологічного процесу, а саме швидкості машини V , глибини підкопування h та частоти обертання диска n , на осьові зусилля викопування реалізований повнофакторний експеримент за планом ПФЕ 2^3 . При обробці результатів експерименту отримано математичну модель у вигляді лінійної регресії

$$Y = 1,86 + 1,25V + 0,06h - 0,08n. \quad (20)$$

Дослідження проводились на в'язких глинистих ґрунтах при вологості $W=18\%$, твердості $P^0=2,2$ МПа в такому діапазоні зміни параметрів: $3,2 < V < 4,8$ (м/с); $40 < h < 70$ (мм); $65 < n < 90$ (об/хв).

Встановлено, що при роботі копачів на ґрунтах, твердість яких складає близько 2,2 МПа, осьове зусилля на робочих органах сягає 3 кН; вертикальне - 6 кН, а бокове - 5 кН. Максимальні крутні моменти на привідному валу диска при частоті його обертання 95 об/хв знаходяться в межах швидкості руху коренезбиральної машини 6...8 км/год і рівні 150 Нм при глибині копання 70 мм.

Аналогічно за планом ПФЕ 2^3 проведено лабораторні експериментальні дослідження для визначення впливу моменту інерції J ($\text{кг}\cdot\text{м}^2$) бітера копача, крутильної жорсткості C_φ ($\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$) пружного вузла з'єднання бітерного валу та швидкості взаємодії V (м/с) імітатора коренеплоду з робочим органом на демпфуючі властивості ударних взаємодій системи: коренеплід - бітерний вал копача. Швидкість взаємодії визначалась за висотою падіння H (м) імітатора на елемент поверхні робочого органу. Експериментальні дослідження проводились на пластичному імітаторі, а демпфуючі властивості та ступінь травмування коренеплодів визначались згідно розробленої методики за діаметром плями d пластичної деформації імітатора.

В результаті обробки експерименту отримано рівняння лінійної регресії для визначення значення $d = Y$

$$Y = 23,07 + 11H + 0,0026C_\varphi + 55,7J. \quad (21)$$

Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів $1 < N < 2$; $500 < C_{\phi} < 3500$; $0,04 < J < 0,1$.

В п'ятому розділі приведена оптимізація конструктивно-технологічних параметрів дискових копачів, результати виробничих випробувань розроблених робочих органів і коренезбиральних машин, наведені рекомендації, щодо вибору викопувально-очисного пристрою відносно умов експлуатації та типу збирального комплексу.

Оптимізація конструктивно-технологічних параметрів дискових копачів проводилась з умови мінімізації цільової функції, що враховує комплексний силовий вплив деформованого ґрунту на поверхню копачів

$$f_0 = \alpha_1 T + \alpha_2 Q_x \frac{V_M}{\omega}, \quad (22)$$

де T - крутний момент на диску копача; Q_x - осьове зусилля на кронштейні копача; V_M - швидкість машини; ω - кутова швидкість диска.

За незалежні параметри x_j , які підлягали оптимізації приймали швидкість машини $x_1 = V_M$; кутову швидкість дисків $x_2 = \omega$; радіус диска $x_3 = r$; величину заглиблення $x_4 = \Delta h$, а також кути встановлення диска α та β , які для зменшення рівня складності розрахунків замінені кутами нахилу дисків між собою 2γ та провороту лінії їх максимального розхилу від вертикальної осі δ ($\cos \gamma = \cos \alpha \cos \beta$; $\operatorname{tg} \delta = \sin \alpha \operatorname{ctg} \beta$); $x_5 = \sin \gamma$; $x_6 = \cos \delta$.

На зміну x_j накладаються наступні обмеження: за експлуатаційною швидкістю машини $f_1 = x_1 - v_{\max} \leq 0$; за мінімальною кутовою швидкістю диска $f_2 = -(x_3 - x_4 - h_k + h_r)x_2 + x_1 \leq 0$; за мінімальним радіусом дисків $f_3 = r_{\min} - x_3 \leq 0$; за глибиною копання $f_4 = -x_4 + \Delta h \leq 0$; за шириною міжрядь $f_5 = x_3 x_5 - [(b - 2c - \Delta)/4] \leq 0$; за мінімальним значенням кута атаки $f_6 = -x_3(1 - x_6) + h_{\text{бит}} \leq 0$; за мінімальною величиною розхилу дисків $f_7 = \Delta, x_6 - x_3 [x_3(x_6 - 1 + \sqrt{1 - x_6^2}) + x_4] \leq 0$; за мінімальним розхилом в нижній точці дисків $f_8 = d_p - x_3 x_5(1 - x_6) \leq 0$; із умови незатягування коренеплодів $f_9 = -x_3 x_6 + r \cos \delta \leq 0$, де h_r та h_k - відповідно висота голівки коренеплоду та висота рівня його розміщення відносно поверхні ґрунту; b - ширина міжрядь; $2c$ - мінімальна відстань між дисками копача; Δ - мінімальна відстань між суміжними копачами; $h_{\text{бит}}$ - мінімальна відстань між дисками в зоні взаємодії бітера з коренеплодами; Δ_r - величина врізання дисків на рівні ґрунту; d_p - параметр функції f_8 , який визначає мінімальну відстань між дисками з умови захоплення коренеплодів.

Аналіз умов оптимальності Куна-Таккера показав, що цільова функція, в залежності від вихідних даних проектування, може набувати мінімуму в трьох вершинах шестимірною багатогранника, що визначає три розрахункові схеми, найбільш вірогідна з яких передбачає наступну методику визначення

шуканих параметрів

$$X_1 = v_M = v_{\max}; \quad X_2 = \omega = \frac{v_{\max}}{r_{\min} - \Delta h_p - h_k + h_r}; \quad X_3 = r = r_{\min};$$

$$X_4 = \Delta h = \Delta h_p; \quad X_5 = \frac{(d_k + 2\Delta_{\text{рад}})\cos \delta}{r_{\min} \sin \delta - h_{\text{бит}} + \Delta h_p}; \quad X_6 = 1 - \frac{h_{\text{бит}}}{r_{\min}}. \quad (23)$$

На рис.12 показані область зміни параметрів x_5 і x_6 та розміщення точок їх оптимуму.

Виробничі випробування розроблених робочих органів викопувально-очисних пристроїв, агрегованих з коренезбиральними машинами здійснювались на державних МВС: Львівська; Центрально-Чорноземна; Прибалтійська зональна; УкрЦВТ, а також на полях Магдебурських і Лейпцігських дослідних господарств при спільній розробці ВАТ "ТекЗ" і фірмою "ВВГ"(ФРН) та впровадженні в серійне виробництво нових робочих органів дискових копачів.

За результатами випробувань на ВНДІМОТ 1988 р. встановлено, що при виконанні технологічного процесу викопувально-очисним пристроєм з пасивним підкопувальним диском і тритотормним сепаратором, агрегованого з коренезбиральною машиною КС-6Б-05 втрати коренеплодів (δ_n) становили 2,9%, забрудненість (δ_s) - 4,9%, а їх сильні механічні

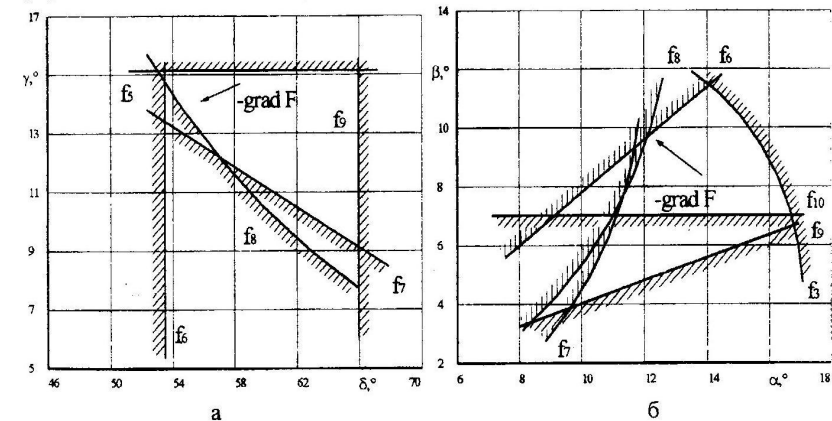


Рис.12 Схеми розміщення оптимальних значень кутів встановлення дисків: а - кутів нахилу дисків один до одного γ та атаки δ при $r = 320$ мм; б - кутів розхилу копачів в перетині з горизонтальною площиною α та нахилу осі диска до горизонтальної площини β при $r = 340$ мм.

пошкодження (δ_n) сягали 9,4%. Значна ступінь пошкодження коренеплодів пояснюється важкими умовами їх збирання (вологість W і трітність P^0 ґрунту в шарах – $W = 8,6 \dots 11,2\%$; $P^0 = 1,5 \dots 4,6$ МПа). Швидкість машини $V_m = 1,5$ м/с.

Для зменшення габаритних розмірів і забезпечення агрегування роторних очисників з машиною КС-6В на їх базі випробувана схема компоновки викопувально-очисного пристрою з двороторним сепаратором (рис.9г).

За результатами випробовувань на Львівській МВС в 1991р. визначені показники якості виконання технологічного процесу даною машиною: $\delta_n = 0,2\%$; $\delta_s = 0,5\%$; $\delta_p = 0,4\%$. $V_m = 1,5$ м/с; $W = 17,6 \dots 18,8\%$; $P^0 = 1,42 \dots 2,8$ МПа.

Конструктивні вдосконалення дискових копачів і шнекових очисників (рис.9а), які застосовані в серійних коренезбиральних машинах КС-6Б при їх випробовуваннях на ЧЦ МВС; УкрЦВТ; Львівській МВС забезпечили наступні показники при збиранні цукрових буряків: $\delta_n = 0,4 \dots 1,4\%$; $\delta_s = 5,3 \dots 7,2\%$; $\delta_p = 0,9 \dots 3,1\%$, при $V_m = 1,5$ м/с.

На основі випробовувань викопувально-очисних пристроїв, в конструктивних схемах яких між копачем і сепаратором встановлено горизонтально-роторний підбирач на базі машин КС-6В і КС-6Б отримані наступні результати:

компоновка підкопувальний пасивний диск – горизонтально-роторний підбирач – бітерно-шнековий очисник при збиранні кормових буряків забезпечила: при $V_m = 1$ м/с – $\delta_n = 0\%$; $\delta_s = 3,7\%$; $\delta_p = 1,1\%$; при $V_m = 1,5$ м/с – $\delta_n = 0,2\%$; $\delta_s = 6,1\%$; $\delta_p = 1,7\%$; при $V_m = 2$ м/с – $\delta_n = 0,7\%$; $\delta_s = 6,7\%$; $\delta_p = 2,3\%$ (ВНДІМОТ, 1988р., $W = 15,4 \dots 16,8\%$; $P^0 = 1,5 \dots 4,6$ МПа);

компоновка коливний копач – горизонтально-роторний підбирач – бітерно-шнековий очисник (рис.9б) при збиранні цукрових буряків забезпечила: $\delta_n = 1,4\%$; $\delta_s = 3,8\%$; $\delta_p = 4,7\%$; при $V_m = 1,5$ м/с (Львівська МВС, 1995р., $W = 17,8 \dots 19,7\%$; $P^0 = 1,8 \dots 2,4$ МПа).

За результатами проведених досліджень і випробовувань, а також аналізу протоколів випробовувань коренезбиральних машин запропоновані рекомендації щодо вибору типу викопувально-очисного пристрою, в залежності від середовища (твердість, вологість ґрунту, засміченість поля та врожайність коренеплодів) і типу збирального комплексу (компоувальна схема та рядність машини, а також технологія збирання коренеплодів).

Для підвищення надійності робочих органів запропоновано в їх приводах застосовувати високоточні запобіжні пристрої, а для виробництва вузлів машин розроблене технологічне та стендове обладнання, яке забезпечило підвищення точності та продуктивності їх виготовлення.

Наведені напрямки подальших теоретичних і експериментальних досліджень для підвищення технічного рівня механізованого збирання коренеплодів бурякозбиральними комплексами.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Розроблено механіко-технологічне обґрунтування системного вдосконалення функціонально-експлуатаційних показників робочих органів бурякозбиральних машин, що дозволяє на більш високому науково-практичному рівні визначити їх оптимальні та раціональні конструктивно-технологічні параметри для зменшення питомих ресурсовитрат при збиранні коренеплодів цукрових буряків на основі розробки та реалізації моделей системи робочі органи – робоче середовище.

2. Теоретично обґрунтовано закономірності зміни силових факторів на привідних дисках і розподіл контактних напружень на поверхнях копачів від їх конструктивних та кінематичних параметрів і впливу напружено-деформованого стану ґрунту в міждисковому просторі. Встановлено, що характер розподілу контактних напружень на робочих поверхнях в першу чергу залежить від типу копача (активний, пасивний), фізичного стану ґрунту і несуттєво від зміни кутів розташування дисків, в межах їх робочого діапазону. Для однопривідних дискових копачів величина контактної напруженості по зоні деформації змінюється від 2т до 2,8т максимальних зсувних напружень. Різниця швидкостей машини та периферії диску є основним фактором, що визначає перерозподіл енерговитрат на привід робочих органів і тягової потужності бурякозбиральної машини.

3. На основі загального розв'язку задачі нелінійного програмування з визначення оптимальних конструктивних та технологічних параметрів дискових копачів встановлено, що домінуючий вплив на вибір їх швидкісних параметрів має обмеження за втратами коренеплодів, а конструктивних – обмеження, які визначають ширину міжрядь, умова невідірвання і захоплення коренеплодів. Діапазон оптимальних значень кутів розташування дисків радіусом 320...340 мм змінюється в межах кута атаки $51^\circ \dots 55^\circ$ і кута розхилу $17^\circ \dots 19^\circ$. Лінійна швидкість периферії активних дисків повинна становити 1,35...1,15 від поступальної швидкості коренезбиральної машини.

4. Розроблена теорія динамічної сепарації вороху коренеплодів на просвітих поверхнях робочих органів та реалізована відповідна модель з визначенням впливу їх конструктивно-технологічних параметрів на процес очищення. Основним напрямком підвищення інтенсивності сепарації є збільшення кутової швидкості обертання коренеплоду та зміни прискорень (ривків) da/dt і $d\varepsilon/dt$ при невисокому рівні динамічних навантажень (a та ε), що дозволяє зменшити час очищення та шлях

проходження коренеплодів по сепаруючих поверхнях і відповідно зменшити матеріало- і енергомісткість конструкцій очисників. Встановлено, що зміщення зони контакту робочого органу з коренеплодом від центру ваги в бік його хвостової частини призводить до зменшення миттєвої кутової швидкості обертання коренеплоду в 1,9...2,1 рази.

5. На основі реалізації математичної моделі ударної взаємодії робочих органів з коренеплодами встановлено, що основний вплив на величину контактних напружень, які виникають на їх поверхні мають швидкість тіл зближення, їх взаємне розташування, крутильна жорсткість вузла приводу та момент інерції робочого органу. Виявлено, що при ударі розподіл між роботами демпфування сепаруючого органу та деформації коренеплоду практично не залежить від його реологічних властивостей, що лягло в основу розробленої принципово нової методики демпфуючих властивостей робочих органів з використанням пластичного імітатора.

6. Оптимізовано конструктивні параметри просівних поверхонь викопуючих дисків з підвищеними сепаруючими властивостями. Встановлено залежності для визначення взаємозв'язку між конструктивними і технологічними параметрами модернізованого копача з вертикальним привідним диском. На основі реалізації математичної моделі процесу підбирання коренеплодів горизонтально-роторним робочим органом виявлено, що основними факторами, які впливають на якість виконання технологічного процесу є довжина лопатки, початковий кут захоплення кореня, сили підпору і діаметр вала підбирача.

7. Для підвищення функціонально-експлуатаційних параметрів бурякозбиральних машин модернізовані та розроблені викопувальні, сепаруючі робочі органи та їх компоновки, які забезпечують вирівнювання зусилля викопування у вертикальному напрямку; рівномірне розподілення коренеплодів по всій ширині очисника; гарантоване підбирання коренеплодів допоміжним пристроєм роторного типу, з їх спрямуванням на сепаруючі робочі органи; спрощення конструкції дисків шляхом зміни форми сепаруючих вікон і кінематичної схеми приводу копачів; зменшення ступеня пошкодження коренеплодів шляхом конструктивного підвищення площі контакту, зменшення жорсткостей основи і несучих елементів робочих органів сепараторів; безперервну сепарацію коренеплодів при їх переміщенні в технологічному руслі машини до зони вивантажування.

8. За результатами експериментальних досліджень і випробувань встановлені раціональні конструктивно-технологічні параметри та показники якості виконання технологічного процесу модернізованими і розробленими коренезбиральними машинами. Встановлено, що трирядкова бункерна коренезбиральна машина МКП-3 найбільш ефективно працює при наступних конструктивно-технологічних параметрах: величина концентричного зазору між вершинами скребків транспортера і криволінійною решіткою - 25...30 мм; величина зазору між віссю обертання крайнього бітера і криволінійною решіткою - 55...65 мм; частота обертання ексцентрикового вала 200...240 об/хв; лінійна швидкість скребкового полотна - 1,00...1,25 м/с; кут нахилу очисних валів до горизонту - 12° ... 14° ; кут нахилу завантажувальної ланки транспортера до горизонту - 43° ... 46° . Застосування роторного підбирача в компоновці з лемішним і коливним копачами показало, що втрати коренеплодів не перевищують 0,7...0,8%, а їх сильні механічні пошкодження знаходяться в межах 1,1...2,5%. Використання розробленого двороторного підбирача-сепаратора коренеплодів з бітерною активізацією процесу переведення вороху на повздовжній елеватор забезпечує виконання технологічного процесу з втратами коренеплодів до 0,2%, а рівень їх сильних механічних пошкоджень не перевищує 0,5%.

9. Встановлено основні закономірності розподілу енерговитат при виконанні технологічного процесу викопувальними та сепаруючими робочими органами в залежності від фізико-механічного стану ґрунту, швидкості руху коренезбиральної машини і глибини підкопування. Так, при роботі дискових копачів на ґрунтах, твердість яких не перевищує 2 МПа, осьове зусилля на кронштейні копача сягає 3 кН; вертикальне - 6 кН. Максимальні крутні моменти на привід дисків при їх частоті обертання - 65 і 90 об/хв відповідно знаходяться в межах швидкості руху коренезбиральної машини 4...4,5 та 6...8 км/год і досягають граничних значень 180 і 159 Нм при глибині копання 70 мм. Збільшення глибини підкопування коренеплодів від 40 до 70 мм призводить до зростання величини крутного моменту на привід копача у 1,5...1,8 разів. Встановлено, що тяговий опір при викопуванні коренеплодів на глибині 70 мм збільшується в 1,47...1,52 рази при зміні поступальної швидкості коренезбиральної машини від 1,35 до 2,5 м/с і відповідно складає: 8,7 кН і 13,3 кН.

10. Виявлено основні закономірності впливу конструктивних і технологічних параметрів робочих органів на ступінь пошкодження коренеплодів. Так, при збільшенні швидкості взаємодії робочих органів

з коренеплодами від 3 до 6,2 м/с глибина їх пошкоджень описується лінійними залежностями, кут підйому яких збільшується при зменшенні площі контакту. Збільшення радіусу круглого поперечного перетину основи робочого органу від 5 до 10 мм і від 5 до 15 мм призводить до зменшення глибини пошкоджень (при швидкості взаємодії - 5,4 м/с) відповідно в 1,6...1,9 і 2,3...2,6 разів. Застосування пружно-демпфуючих вузлів приводу бітерних валів копачів в межах куткової жорсткості 500...1000 Нм/рад зменшує зусилля удару в 1,3...1,5 разів та рівень контактних напружень на поверхні коренеплоду в 1,1...1,15 разів. При порівнянні розрахункових значень з результатами експериментальних досліджень максимальна похибка складала 24%.

Частка економічного ефекту здобувача від застосування розроблених робочих органів бурякозбиральних машин в серійному виробництві на ВАТ "ТекЗ" і фірмі "ВВГ" (ФРН) за 1988-1999 рр. в національній валюті складала 1478563 грн.

ОСНОВНІ ПУБЛІКАЦІЇ ПО ТЕМІ ДИСЕРТАЦІЇ

Монографії

1. Гевко Р.Б. Викопувально-очисні пристрої бурякозбиральних машин. Конструювання і розрахунок.-Тернопіль: Поліграфіст, 1997. - 120с.
2. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки / Р.Б. Гевко, І.Г.Ткаченко, С.В.Синій, В.М.Булгаков, Р.М.Рогатинський, О.Б.Павелчак. - Луцьк: ЛДТУ, 1999.- 168 с.(Здобувачем проведено аналіз робочих органів, обґрунтовані конструктивно-технологічні параметри викопувальних і сепаруючих пристроїв).

Статті у наукових виданнях

3. Гевко Р.Б. Шляхи покращення функціонально-експлуатаційних параметрів дискових копачів// 36. Сільськогосподарські машини. - Луцьк: ВВ ІАУ.- 1995.- С.114-116.
4. Гевко Р.Б. Теоретичне обґрунтування руху коренеплоду в дисковому копачі //Вісник Тернопільського приладобудівного інституту.- Тернопіль: ТПІ.- 1996.- N2.- С.100-108.
5. Гевко Р.Б. Вплив конструктивно-технологічних параметрів дискових копачів на процес викопування коренеплодів// 36. Наукові нотатки. Вип.3.- Луцьк: ЛПІ.- 1996.- С.36-40.
6. Гевко Р.Б., Туник І.Г., Синій С.В. Вплив зони взаємодії робочого органу очисника на кутову швидкість обертання коренеплоду // Вісник Національного аграрного університету. "Перспективні технології

вирощування та збирання цукрових буряків". Том 4.- Київ: НАУ.- 1997.- С.45-48. (Складено систему рівнянь для визначення миттєвої кутової швидкості коренеплоду).

7. Гевко Р.Б., Поліщук В.А., Синій С.В. Зниження пошкоджень коренеплодів при їх взаємодії з бітерним валом дискового копача//36. Сільськогосподарські машини. Вип.3.- Луцьк: ВВ ІАУ.- 1997.- С.3-12.(Обґрунтовані параметри пружних вузлів приводу бітерних валів).

8. Гевко Р.Б. Параметрична оптимізація пресівних поверхонь викопувальних дисків//Збірник наукових праць Національного аграрного університету."Механізація сільськогосподарського виробництва". Том 4.- Київ: НАУ.- 1998.- С.12-17.

9. Гевко Р.Б., Павелчак О.Б. Оптимізація конструктивних параметрів дискових копачів// Науковий вісник Національного аграрного університету. N 9.- Київ: НАУ.- 1998.- С.356-365. (Оптимізовані параметри розташування дисків з умови мінімізації енерговитрат).

10. Гевко Р.Б., Туник І.Г., Гупка Б.В., Синій С.В. Визначення якісних показників модернізованої коренезбиральної машини // 36. Сільськогосподарські машини. Вип.4.- Луцьк: ЛДТУ.- 1998.- С.27-31. (Визначено вплив розташування направляючої решітки на ступінь сепарації коренеплодів).

11. Гевко Р.Б. Дослідження розподілу контактних напружень на робочих поверхнях дискових копачів бурякозбиральних машин// Вісник Тернопільського державного технічного університету.Том 3, Число 3.- Тернопіль: ТДТУ.- 1998.- С.37-42.

12. Гевко Р.Б., Гладь Ю.Б., Павх І.І. Напрямки вдосконалення транспортно-сепаруючих органів коренезбиральних машин// Вісник Тернопільського державного технічного університету. Том 4, Число 1.- Тернопіль: ТДТУ.- 1999.- С.152-156.(Обґрунтовані силові параметри пружного вузла приводу очисного транспортера).

13. Гевко Р.Б., Павх І.І., Гладь Ю.Б., Ткаченко І.Г. Розрахунок конструктивно-кінематичних параметрів стрічкового транспортера-очисника//36.Сільськогосподарські машини. Вип.5.- Луцьк:ЛДТУ.- 1999.-С.48-55.(Визначено вплив частоти коливань транспортера на характер переміщення коренеплодів).

14. Булгаков В.М., Гевко Р.Б., Гладь Ю.Б., Павх І.І. Теоретичне обґрунтування процесу переміщення та сепарації коренеплодів стрічковими транспортерами//Збірник наукових праць Національного аграрного університету. "Сучасні проблеми механізації сільського господарства". Том 5.- Київ: НАУ.- 1999.- С.15-18. (Проведено моделювання процесу переміщення коренів по поверхні транспортера).

15. Гевко Р.Б. Обґрунтування конструктивних параметрів сепаруючих поверхонь із умови непошкодження коренеплодів// Збірник наукових праць Національного аграрного університету. "Теорія і розрахунок сільськогосподарських машин". Том 6.- Київ: НАУ.- 1999.- С.20-25.

16. Гевко Р.Б., Поліщук В.А., Павелчак О.Б. Методи підвищення технічного рівня коренезбиральних машин// Машинознавство.- 1999.- № 10.-С.59-61. (Встановлено вплив крутильної жорсткості вузла приводу на демпфуючі властивості пружних бітерів).

17. Гевко Р.Б. Результати експериментальних досліджень транспортно-сепаруючих вузлів трирядкової бункерної коренезбиральної машини//Вісник Тернопільського державного технічного університету. Том 4, Число 2.- Тернопіль: ТДТУ.- 1999.- С.85-88.

18. Смакоуз Г.М., Козіброда Я.І., Шутурма І.Я., Гевко Р.Б., Юрчук В.М. З невеликими енергозатратами і без втрат// Техніка АПК.- 1989.- №8.-С.16-17. (Запропонована схема робочого органа).

19. Данильченко Л.М., Гевко Р.Б. Технологічне обладнання для виготовлення спіралей шнеків очисних пристроїв коренезбиральних машин//Машинознавство.- 1998.- № 9/10.- С.39-41. (Запропоновано схему установки для виготовлення шнеків очисників).

20. Гевко Р.Б., Сулимов В.К. Шариковые предохранительные муфты планетарного типа // Машиностроитель. -1990. -№2. -С.35-36. (Запропоновано спосіб підвищення довговічності елементів зчеплення муфти).

21. Гевко Р.Б. Визначення характеру спрацювання запобіжної муфти планетарного типу // 36.наукових праць ЛІІ. Частина 1. -Луцьк:ЛІІ. - 1997.-С.15-18.

22. Гевко Р.Б. Дослідження динаміки сепарації коренеплодів в очисних пристроях// Збірник наукових праць Національного аграрного університету."Механізація сільськогосподарського виробництва". Том 4.- Київ: НАУ.- 1998.- С.17-21.

23. Гевко Р.Б. Енерговитрати на привід активного диска викопуючого пристрою // Збірник наукових праць Національного аграрного університету. "Механізація сільськогосподарського виробництва". Том 4.- Київ: НАУ.- 1998.- С.166-168.

24. Поліщук В.А., Гевко Р.Б. Підвищення надійності захисту робочих органів коренезбиральних машин//Вісник Національного аграрного університету. "Перспективні технології вирощування та збирання цукрових буряків".Том 4.- Київ: НАУ.- 1997.- С.79-82.(Проведено кінестатичний розрахунок розробленого захисного пристрою).

Авторські свідоцтва та патенти на винаходи

25.А.с.1198274 СССР, МКИ F 16 D 7/06. Предохранительная шариковая муфта/ Р.Б.Гевко (СССР).-N3773237/25-27; Заявлено 24.07.84; Оpubл. 15.12.85, Бюл. N46.- 2 с.

26.А.с.1491378 СССР, МКИ А 01 D 33/08. Транспортирующее очистительное устройство/Р.Б.Гевко, В.М.Осуховский, М.Г. Данильченко,В.А.Мартыненко,Г.Н.Смакоуз,Я.И.Козиброда,С.Н.Григоров (СССР).- N4351755/30-15; Заявлено 30.12.87; Оpubл.07.07.89, Бюл. N25.- 2 с.

27.А.с.1556565 СССР, МКИ А 01 D 25/04, 27/04. Корнеуборочная машина/ Р.Б.Гевко, В.М.Осуховский, М.Г. Данильченко, В.А. Мартыненко,Г.Н.Смакоуз, Я.И.Козиброда (СССР).- N4372419/30-15; Заявлено 27.01.88; Оpubл. 15.04.90, Бюл. N14.- 2 с.

28.А.с.1576006 СССР, МКИ А 01 D 33/08, 19/12. Сепарирующий ротор корнеуборочной машины/ М.Г.Данильченко, Р.Б. Гевко, В.М. Осуховский, В.А.Мартыненко, Я.И.Козиброда, В.Ф.Карабин (СССР).- N4487981/30; Заявлено 23.08.88; Оpubл. 07.07.90, Бюл. N25.- 2 с.

29.А.с.1576017 СССР, МКИ А 01 D 51/00. Рабочий орган к подборщику корнеплодов/Р.Б.Гевко,М.Г.Данильченко, В.А.Мартыненко, И.Я.Шутурма,В.М.Осуховский (СССР). - N4415325/30-15; Заявлено 25.04.88; Оpubл. 07.07.90, Бюл. N25.- 2 с.

30.А.с.1584801 СССР, МКИ А 01 D 33/08. Роторное сепарирующее устройство/М.Г.Данильченко,В.М.Осуховский,Р.Б.Гевко,В.А.Мартыненко,Г.Н.Смакоуз, Я.И.Козиброда, А.П.Беспалек, Н.З.Миколайчук (СССР).-N4482476/30-15; Заявлено 15.09.88; Оpubл. 15.08.90, Бюл. N30.- 2 с.

31.А.с.1727645 СССР, МКИ А 01 D 33/08. Транспортно-очистительное устройство / Р.Б.Гевко, Б.М.Гевко, М.Г.Данильченко, В.А.Мартыненко, П.М.Трипник (СССР).- N4792179/15; Заявлено 19.02.90; Оpubл. 23.04.92, Бюл. N15.- 3 с.

32.А.с.1753990 СССР, МКИ А 01 D 33/08, G 01 M 19/00. Стенд для испытания подкапывающих рабочих органов клубнекорнеуборочного комбайна/ М.Г.Данильченко, Р.Б.Гевко, В.А.Мартыненко, В.И.Дрозд, В.М.Осуховский, А.И.Зубченко, И.П.Пастернак (СССР).- N4481223/15; Заявлено 05.09.88; Оpubл. 15.08.92, Бюл. N30.- 3 с.

33.Патент 1807838 СССР, МКИ А 01 D 25/04. Копач свеклоуборочной машины/ М.Г.Данильченко, К.Шифердеккер(ДЕ), Р.Б.Гевко, В.А.Мартыненко,П.И.Кондрачук, А.П.Беспалек (Украина).- N5020210/15; Заявлено 03.01.92; Оpubл. 07.04.93, Бюл. N13.- 3 с.

34. А.с.1813345 СССР, МКИ А 01 D 33/08. Роторный транспортер-очиститель/В.М.Осуховский, Р.Б.Гевко, Н.З.Миколайчук, А.И.Салимонов (Украина).- N4916137/15; Заявлено 04.03.91; Оpubл. 07.05.93,

Бюл. N17.- 3 с.

35. А.с.1822650 СССР, МКИ А 01 D 25/04. Корнеуборочная машина /В.М.Осуховский, Р.Б.Гевко, М.Г. Данильченко, А.С.Калайджан, В.А.Мартыненко, Г.Н.Смакоуз (Украина).- N4922775/15; Заявлено 28.03.91; Оpubл.23.06.93, Бюл. N23.- 3 с.

36. Патент 9707 А Україна, МКВ А 01 D 33/08. Транспортёр бурякозбиральної машини/Р.Б.Гевко, В.М.Осуховський, М.Г.Данильченко, В.Я.Мартиненко, Я.І.Козіброда, А.П.Безпальок (Україна).- N94128213; Заявлено 27.12.94; Оpubл. 30.09.96, Бюл. N3.- 3с.

37. Патент 9537 А Україна, МКВ А01D 33/08. Викопуючо-очисний пристрій для коренеплодів/ Р.Б. Гевко, В.М. Осуховський, М.Г. Данильченко, В.Я.Мартиненко, А.П.Безпальок, Я.І.Козіброда, І.Г.Ткаченко (Україна).-N94096981; Заявлено 16.09.94; Оpubл. N3.- 3с.

38. Патент 9685 А Україна, МКВ А 01 D 33/08. Очисник коренеплодів/Мартиненко В.Я., Р.Б.Гевко, А.П.Безпальок, Я.І.Козіброда, І.Г. Ткаченко, М.Г.Данильченко (Україна).-N94086721; Заявлено 19.08.94; Оpubл.30.09.96, Бюл. N3.- 3с.

39. Патент 21556 А Україна, МКВ А 01 D 27/04. Корнезбиральна машина/ Б.М.Пелих, М.Г.Данильченко, Р.Б.Гевко, В.М.Осуховський, І.Г.Ткаченко, Б.М.Гевко, Г.М.Смакоуз, Я.І.Козіброда, В.Я.Мартиненко, А.П.Безпальок (Україна).- N96020738; Заявлено 27.02.96; Оpubл. 30.04.98, Бюл. N3.- 6с.

Тези доповідей

40. Гевко Р.Б. Вибір конструктивних параметрів дискових копачів//Матеріали міжнародної науково-практичної конференції "Проблеми і перспективи створення бурякозбиральної техніки".- Вінниця.- 1996.-С.61-63.

41. Гевко Р.Б. Вдосконалення викопуючих пристроїв корнезбиральних машин// Матеріали науково-технічної конференції "Перспективи розвитку механізації, електрифікації, автоматизації і технічного сервісу сільськогосподарського виробництва".- Глеваха.- 1996.- С.75.

42. Гевко Р.Б. Роторные очистители корнеуборочных машин//Материалы Всероссийской научно-практической конференции "Пути повышения эффективности свеклосахарного производства России в условиях рыночной экономики". - Рамонь.- 1996.- С.19-20.

43. Гевко Р.Б. Визначення енерго-силових параметрів дискових копачів// Матеріали третього міжнародного симпозиуму українських інженерів-механіків у Львові.- ТУ "Львівська політехніка"- 1997.- С.136.

АНОТАЦІЯ

Гевко Р.Б. Обґрунтування конструкторсько-кінематичних параметрів робочих органів бурякозбиральних машин. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.11 - Сільськогосподарські машини. - Національний аграрний університет, Київ, 1999.

Дисертаційна робота присвячена зниженню питомих ресурсовитрат при механізованому збиранні коренеплодів цукрових буряків. Вирішено комплекс питань пов'язаних із зниженням втрат і пошкоджень коренеплодів, собівартості виготовлення бурякозбиральних машин, енерговитрат на виконання технологічного процесу та підвищення ступеню сепарації коренеплодів і надійності робочих органів.

Обґрунтовано закономірності зміни силових факторів на привідних дисках копачів, розв'язані задачі нелінійного програмування з визначенням оптимальних конструктивно-технологічних параметрів дискових копачів та форми їх просівних отворів. Розроблено математичну модель сепарації вороху для дисперсного середовища та визначено параметри ударної взаємодії коренеплодів з поверхнями робочих органів.

Результати досліджень і розроблені робочі органи застосовані у серійному виробництві бурякозбиральних машин.

Ключові слова: напружено-деформований стан; коренеплід; оптимізація; викопувально-очисний пристрій; копачі; сепаратори; бурякозбиральні машини.

ABSTRACT

Hevko R.B. Substantiation of designing-kinematic parameters of beet-harvesting machines working organs. (Manuscript).

Thesis for competition academic degree of Doctor of Technical sciences on speciality 05.05.11. - Agricultural machines - National Agrarian University, Kyiv, 1999.

The dissertation work is devoted to reduction of specific resource expenses during the mechanized gathering of sugar beet roots. Complex of questions connected with reduction of root losses and damages, cost price of manufacture of root-gathering machines, power expenses for carrying out of technological process and increasing of degree of roots separation and reliability of working organs is solved.

Regularities of changes of power factors on driving disks of diggers are motivated; tasks of unlinear programming for determination of optimal structural-technological parameters of disk diggers and shapes of their sifting holes are solved. Mathematic model of pile separation for dispersive medium is worked out and parameters of percussive interaction of roots with working organs surface are determined.

Results of reseaches and worked out working organs are used in serial production of beetharvesting machines.

Key-words: strained-deformed; root; optimization; digging purifer; diggers; separators; beet-harvesting machines

АННОТАЦИЯ

Гевко Р.Б. Обоснование конструктивно-кинематических параметров рабочих органов свеклоуборочных машин. - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.11 - сельскохозяйственные машины. - Национальный аграрный университет, Киев, 1999.

Диссертационная работа посвящена снижению удельных ресурсозатрат при механизированной уборке сахарной свеклы. Решено комплекс вопросов связанных с уменьшением потерь и повреждений корнеплодов, себестоимости изготовления свеклоуборочных машин, повышением степени сепарации корнеплодов и надежности рабочих органов на основе системного подхода при выборе оптимальных и рациональных конструктивно-технологических параметров выкапывающе-очистительных устройств путем разработки и реализации моделей: рабочая среда - рабочие органы.

Обоснованы закономерности изменения силовых факторов на приводных дисках копачей и решены задачи нелинейного программирования для определения их оптимальных конструктивно-технологических параметров с учетом распределения контактных напряжений на поверхностях дисков.

Разработана математическая модель процесса сепарации вороха корнеплодов, как дисперсной среды, с определением влияния конструктивных, кинематических и динамических параметров рабочих органов на степень очистки корнеплодов. Определены основные направления повышения интенсивности сепарации за счет увеличения угловой скорости вращения корнеплодов и изменения их ускорений при невысоком уровне динамических нагрузок, что позволяет уменьшить время очистки и путь прохождения корнеплодов по сепарирующим поверхностям. Доказано, что смещение точки контакта рабочего органа с корнеплодом от центра массы в сторону его хвостовой части приводит к уменьшению мгновенной угловой скорости вращения корнеплода в 1,9...2,1 раза, что определило перспективные пути развития рабочих органов очистителей.

Обоснованы параметры ударного взаимодействия корнеплодов с рабочими органами, на основании которых разработана методика

расчета их конструктивно-кинематических параметров из условия не повреждения сахарной свеклы. В момент удара распределение между работами демпфирования подпружиненным рабочим органом и деформацией корнеплода практически не зависят от его реологических свойств, на основании чего разработана принципиально новая методика с использованием пластического имитатора.

В работе оптимизированы конструктивные параметры профильных сепарирующих отверстий выкапывающих дисков, что позволило повысить их очистительные свойства на стадии выкапывания корнеплодов. Выведены аналитические зависимости между конструктивными и технологическими параметрами модернизированного корнеизвлекателя с вертикальным приводным диском.

Теоретически обосновано и экспериментально подтверждено целесообразность введения между выкапывающим и очистительным рабочими органами горизонтально-роторного подборщика, который обеспечивает гарантированный подбор и подачу корнеплодов на сепарирующие рабочие органы.

На основании экспериментальных исследований определены функциональные параметры и характер распределения энергозатрат при работе выкапывающих и сепарирующих рабочих органов в зависимости от физико-механических свойств почвы, скорости движения свеклоуборочной машины и глубины выкапывания, что подтвердило адекватность теоретических изысканий результатам экспериментов.

Для повышения функционально-эксплуатационных параметров свеклоуборочных машин модернизированы и разработаны выкапывающие и сепарирующие рабочие органы, а также их компоновки, которые обеспечивают снижение потерь и повреждений корнеплодов, увеличение степени их очистки при упрощении конструкции и снижении общих энергозатрат на выполнение технологического процесса.

Осуществлено внедрение результатов исследований, которые реализованы в рабочих органах корнеизвлекателей и очистителей. Технические решения, новизна которых защищена 22 изобретениями, внедрены в серийных корнеуборочных машинах, технологическом и стендовом оборудовании для изготовления и сборки рабочих органов.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние; корнеплод; оптимизация; выкапывающе-очистительное устройство; копачи; сепараторы; свеклоуборочные машины.