

Р.Б.Гевко

І.Г.Ткаченко

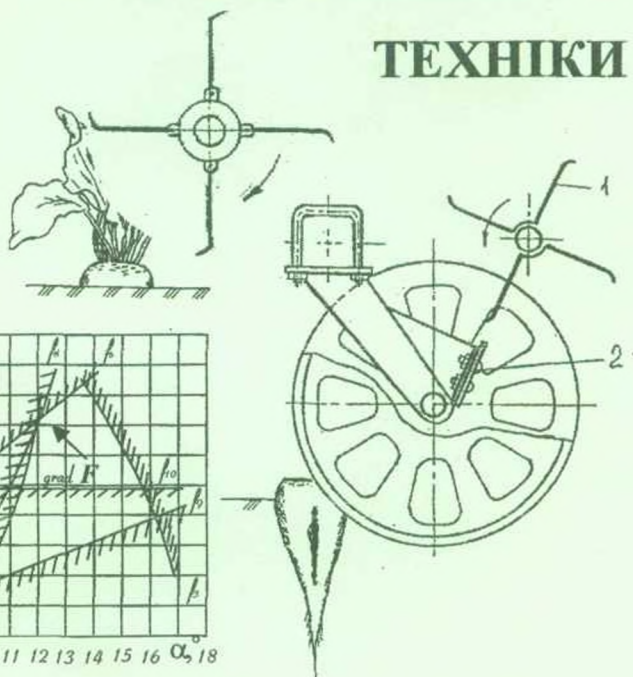
С.В.Синій

В.М.Булгаков

Р.М.Рогатинський

О.Б.Павелчак

НАПРЯМКИ ВДОСКОНАЛЕННЯ БУРЯКОЗБИРАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ



$$\ddot{u} = \frac{d^2 u}{dt^2} = \frac{d\left(\frac{du}{dt}\right)}{dt} = \frac{du}{du} \frac{d\left(\frac{du}{dt}\right)}{dt} = \frac{dE}{m_n du}$$



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ
Луцький державний технічний університет

Р.Б.Гевко
І.Г.Ткаченко
С.В.Синій
В.М.Булгаков
Р.М.Рогатинський
О.Б.Павелчак

НАПРЯМКИ ВДОСКОНАЛЕННЯ БУРЯКОЗБИРАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Луцьк 1999

УДК 631.358

ББК 40.711

Н 27

Рекомендовано до друку Вченою радою
Луцького державного технічного університету

Рецензенти: Іван Андрійович Цурпал, д-р техн. наук
Микола Михайлович Хелемендик, д-р техн. наук
Петро Данилович Стухляк, д-р техн. наук

Р.Б.Гевко, І.Г.Ткаченко, С.В.Синій та ін.

Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки
Н 27 / Р.Б.Гевко, І.Г.Ткаченко, С.В.Синій, В.М.Булгаков,
Р.М.Рогатинський, О.Б.Павелчак. - Луцьк: ЛДТУ, 1999. - 168 с.

Лл. 59, табл. 11, бібліогр. 26

ББК 40.711

Н 27

У монографії проаналізовано тенденції розвитку гичко- та коренезбиральних машин і технологій, запропоновано принципово нові і модернізовані конструкції робочих органів та пристроїв бурякозбиральних машин, викладено результати їх теоретичних та експериментальних досліджень і рекомендації до інженерного розрахунку.

Розглянуті конструкції захищені відповідними охоронними документами, більшість з них впроваджено у серійне виробництво.

Монографія розрахована на інженерно-технічних, наукових працівників, викладачів і студентів вузів відповідних спеціальностей.

ISBN 966-7667-02-2

© Р.Б.Гевко, І.Г.Ткаченко, С.В.Синій та ін.

© ЛДТУ, 1999

Збирання коренеплодів цукрових буряків є однією з найбільш трудомістких та енергомістких операцій у сільському господарстві. Враховуючи те, що Україна належить до найбільших бурякозбиральних країн Європи і цукор є одним з її стратегічних продуктів, а також у зв'язку з переходом до різних форм власності, вітчизняній промисловості необхідно в стислі строки налагодити поряд з шестирядними комплексами серійний випуск простих за конструкцією і надійних в експлуатації навісних, причіпних, одно-, дво-, три- і чотирирядних бурякозбиральних машин для орендних і фермерських господарств, функціональні і експлуатаційні показники яких відповідали б світовим стандартам.

Велика різноманітність конструктивних, компоновальних схем гичковидальючих механізмів бурякозбиральних машин, від гичкозрізувальних апаратів до очисників головок коренеплодів, зв'язана як з технологіями збирання, так і з технологічними вимогами до якості гички і коренеплодів після збирання. Зважаючи на це, вибір перспективних компоновальних схем та розробка нових конструкцій гичковидальючих механізмів, як і бурякозбиральної техніки взагалі, повинні, базуючись на світовому досвіді, враховувати особливості вітчизняних агрозоотехнічних, техніко-економічних, екологічних та інших виробничих вимог.

Викопувальні та очисні робочі органи є основними складовими технологічних вузлів коренезбиральних машин. Від їх компоновальних схем, вибору конструктивних та кінематичних параметрів у відповідності до ґрунтово-кліматичних умов, суттєво залежить якість викопування коренеплодів, їх пошкодження та втрати. Особливо великі труднощі виникають при зміщенні строків збирання, коли через підвищену вологість (26...30 %) або твердість (3,5...4,5 МПа) ґрунту знижується технологічна і технічна надійність машин, зменшується їх продуктивність. У таких умовах роботи серійні коренезбиральні машини допускають значні пошкодження коренеплодів (до 60 %), а фізична забрудненість їх складає 40 % і більше.

Одним з резервів підвищення функціональних і експлуатаційних параметрів коренезбиральних машин є розробка принципово нових і модернізація існуючих викопувальних і очисних пристроїв, визначення їх оптимальних конструктивно-кінематичних параметрів, у поєднанні з компоновальною схемою та рядністю машини, а також технологією збирання.

Підвищення якісних показників процесів збирання коренеплодів представляє собою комплексну науково-технічну проблему, вирішення якої повинно базуватись на пошуку нових конструктив-

них рішень робочих органів та компоновальних схем коренезбиральних машин, теоретичному обґрунтуванні їх конструктивних та технологічних параметрів, експериментальному підтвердженні проведених досліджень з метою аналізу і синтезу оптимальних параметрів бурякозбиральних комплексів.

Фундаментальні основи розробки і дослідження робочих органів бурякозбиральних машин, технологічних процесів збирання цукрових буряків викладені в працях П.М.Василенка, Л.В.Погорілого, Б.М.Гевка, М.В.Татьянка, В.С.Глуховського, О.О.Василенка, Б.П.Шабельника, В.Б.Авансцова, 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, Ю.І.Ковтуна та ін.

Суттєвий внесок у створення і дослідження нових конструкцій бурякозбиральних машин, а також визначення їх функціональних, експлуатаційних, конструктивних та технологічних параметрів зробили В.В.Брей, М.Г.Данильченко, В.А.Грозубінський, Ф.Л.Роденко, М.А.Мішин, А.А.Покуса, А.П.Гурченко, В.В.Дудка, В.Г.Кузьмінов, Я.А.Павлов, В.М.Осуховський, Г.М.Смакоуз, Я.І.Козіброда, І.І.Русанов та ін.

Аналіз цих робіт показав, що вибір параметрів робочих органів коренезбиральних машин необхідно проводити з врахуванням механіко-технологічних принципів, на яких базуються процеси викопування та очищення коренеплодів, використовуючи при цьому математичні моделі взаємодії коренеплодів з робочими поверхнями.

Тому, в даній монографії розглянуто принципово нові і модернізовані робочі органи коренезбиральних машин, з проведенням комплексу теоретичних і експериментальних досліджень для визначення їх оптимальних конструктивно-технологічних параметрів, які можуть бути використані при проектуванні, розробці і впровадженні у виробництво нових типів комбайнів для збирання цукрових буряків.

Монографію підготував колектив авторів у складі Р.Б.Гевка (розділи 1, 2, 3), І.Г.Ткаченка (підрозділи 1.1-1.4; 1.7; 2.6; 2.7; 3.1; 3.2; 3.4), С.В.Синього (вступ, підрозділи 1.5; 1.6; 2.5; 3.3), В.М.Булгакова (підрозділи 1.3; 1.5; 2.1; 3.3), Р.М.Рогатинського (підрозділи 2.1; 2.2; 2.5; 2.7), О.Б.Павелчак (підрозділи 1.2; 1.4; 2.4).

Автори вдячні рецензентам за зауваження і поради.

РОЗДІЛ 1

ОСНОВНІ ТЕНДЕНЦІЇ І НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ БУРЯКОЗБИРАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

1.1. Особливості умов роботи бурякозбиральної техніки та вимоги, що до неї висуваються

Основною особливістю роботи бурякозбиральної техніки є те, що вона здійснює технологічний процес з матеріалами, в яких відбуваються біологічні процеси: з ґрунтом, гичкою, коренеплодами, тому ця техніка повинна відповідати наступним вимогам [1]:

- технічним, до яких відноситься призначення, характеристика технологічного процесу і якість його виконання, коефіцієнт готовності, маневреність, тип приводу і загальна технічна характеристика машини;

- експлуатаційним, що характеризуються умовами експлуатації, зручністю і легкістю керування, коефіцієнтом використання робочого часу, кількістю обслуговуючого персоналу, та інше;

- економічним, до складу яких входять термін служби, надійність, продуктивність, витрати палива, допустимі втрати та пошкодження коренеплодів та інше;

- виробничо-технологічним, до яких відносяться маса машини, трудомісткість і собівартість виготовлення;

- іншим спеціальним вимогам.

Агротехнічні вимоги до бурякозбиральної техніки мають першочергове значення при конструюванні робочих органів і машини в цілому.

Другою особливістю роботи бурякозбиральних машин є сезонність, яка обмежена невеликими агротехнічними термінами використання машин на протязі року, що приводить до росту амортизаційних витрат на одиницю продукції та збільшення терміну окупності.

Третя характерна особливість роботи машин полягає в суміщенні технологічного процесу з пересуванням агрегату по полю, на що витрачається значна кількість енергії, яка зростає із збільшенням маси машини.

Четвертою особливістю є те, що машина працює під відкритим небом в різноманітних умовах: при високих і низьких темпера-

турах, під час дощу і снігу, на в'язких, піщаних і кам'янистих грунтах, на нерівних ділянках поля, при різноманітному стані і розмірах коренеплодів, та інше.

П'ятою особливістю є те, що машина працює в абразивному середовищі. Це призводить до швидкого зношування основних вузлів і, перш за все, робочих органів.

Бурякозбиральні машини повинні забезпечити:

-високі функціональні параметри, пов'язані з якістю виконання технологічного процесу. Показники втрат, пошкоджень і забрудненості коренеплодів землею не повинні перевищувати обмежень, встановлених ДСТУ 2258-93 [8], а саме: незворотні втрати коренеплодів - не більше 1,5 %, забрудненість землею - не більше 9 %, пошкодження - не більше 20 %, в т.ч. важкі - не більше 5 %.

-високу технологічну надійність (не нижче 0,95) і агротехнічну ефективність (при різних врожайностях, параметрах насаджень, фізичному стані ґрунту та коренеплодів, засміченості поля) враховуючи і екстремальні умови (при вологості ґрунту 26-30 % або твердості до 4 МПа і врожайності 45-70 т/га);

-необхідну універсальність при модульному принципі агрегування робочих органів з метою застосування різноманітних варіантів механізованих процесів збирання коренеплодів залежно від природно-виробничих умов;

-високу надійність і довговічність, що визначається збереженням стабільних функціональних та експлуатаційних характеристик при значному ресурсі роботи (робота до відмовлення не менше 40 год.);

-інтенсифікацію процесів збирання буряків за рахунок підвищення робочих швидкостей і пропускнуої здатності коренезбиральних машин, а також зменшення їх метало- і енергомісткості.

При виготовленні бурякозбиральних машин висувається ряд технічних вимог [8]: в машині повинно бути регулювання висоти зрізання голівок коренеплодів; підкопувальні та гичкозрізувальні робочі органи повинні виготовлятися із зносостійких матеріалів або мати зносостійкі покриття; дорожній просвіт у транспортному положенні повинен бути не менше 20 см; в причіпних, напівпричіпних, навісних та напівнавісних машинах повинна бути забезпечена (в разі необхідності) можливість їх приєднання до електропневмо-, та гідросистем трактора, що зазначається в технічних умовах на конкретну машину.

1.2. Агрофізичні характеристики коренеплодів цукрових буряків в період збирання

Агротехнічні і експлуатаційно-економічні показники роботи бурякозбиральної техніки суттєво залежать як від фізичного стану і типу ґрунтів, так і від агрофізичних характеристик коренеплодів.

Під час збирання коренеплоди цукрових буряків мають конусоподібний головний корінь (рис.1.1) [1,17], від якого відходять в боки (на 20...25 см) дрібні корінці. Основна маса цукру (95...97 %) зосереджена в тілі кореня, що визначається довжиною l_k . Нижня хвостова частина головного кореня проникає глибоко в ґрунт (більше 1 м) і при викопуванні, як правило, обривається на діаметрі 8...10 мм та залишається в землі.

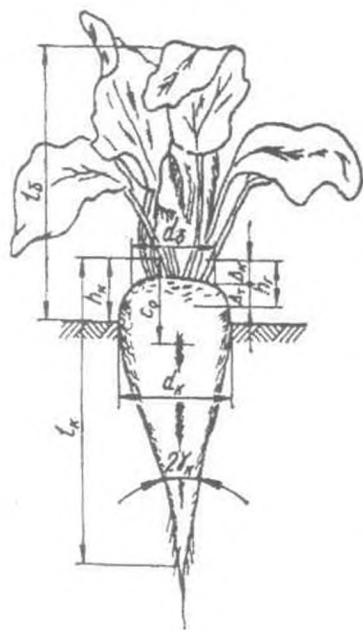


Рис.1.1 - Агрофізичні характеристики коренеплоду цукрового буряка:

d_k - діаметр; l_k - довжина; d_0 - діаметр пучка гички; h_r - висота голівки коренеплоду; h_k - висота голівки коренеплоду над рівнем ґрунту; c_0 - координата центра ваги; Δ_k - товщина зони коронки; Δ_r - товщина зони «вічок»; $2\gamma_k$ - кут конусності

Розмірні і масові характеристики коренеплодів, а також їх розташування на полі є випадковими і коливаються в певних межах [1,17,21,22], вони представлені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 - Розмірні і масові характеристики коренеплодів цукрового буряку

Показник	Значення показника
Ширина міжрядь B , мм	
- на поливних землях	600 ± 40
- при звичайному посіві	450 ± 30
- при вузькорядному посіві	300 ± 30
Відстань між коренеплодами L , мм	180...350
Діаметр d_k , мм	67...122
Довжина l_k , мм	230...280
Кут конусності γ_k , град	9,45...18,38
Висота голівки h_2 , мм	10,4...32,4
Висота над рівнем ґрунту h_k , мм	18,4...42,4
Маса коренеплоду Q_k , кг	0,311...1,548
Густина коренеплоду ρ_k , кг/м ³	550...650
Товщина зони коронки Δ_k , мм	13,2...16,2
Товщина зони "вічок" Δ_r , мм	8,0...21,4
Маса коронки g_k , г	54,7...95,4
Маса зони вічок g_r , г	62,1...122,5
Координата центра ваги C_{os} , мм	94
Маса гички Q_g , кг	0,11...0,80
Густина гички ρ_g , кг/м ³	140...160
Урожайність коренеплодів, т/га	25...80

1.3. Технології збирання цукрових буряків та машини для їх реалізації

Відмінності ґрунтово-кліматичних умов у бурякосіючих районах, сортів і характеру вирощування коренеплодів, технологій їх збирання і переробки обумовили конструктивну різноманітність бурякозбиральних машин. Механізовані комплекси для збирання цукрових і кормових буряків забезпечують ряд складних технологічних і виробничих операцій: видалення гички, доочищення голівок коренеплодів від її залишків, викопування, очищення від землі, транспортування і завантаження коренів у транспортні засоби.

Вибір технології і конструктивних схем засобів механізації переважно залежить від розмірів плантацій і ґрунтово-кліматичних

умов. Найбільш розповсюдженими способами механізованого збирання коренеплодів є одно-, дво- та трифазний (за кількістю послідовних проходів машин [7], що застосовуються в процесі видалення гички і викопуванні коренеплодів).

В розвинутих країнах світу (Німеччині, Франції, Великобританії та ін.), де цукрові буряки культивуються в великому об'ємі, для реалізації однофазної технології їх збирання найбільш ефективно і широко застосовуються шестирядні самохідні бункерні бурякозбиральні комбайни [11]. За один прохід вони виконують усі операції з видалення гички, дообрізування голівок коренеплодів від її залишків, викопування, збирання буряків у бункери і завантаження їх у транспортні засоби. При цьому, порівняно з іншими способами збирання, скорочується число проходів по полі, економиться 30-40 % палива, зменшується ущільнення ґрунту ходовими системами і в 3-4 рази знижуються затрати праці механізаторів на одиницю виробленої продукції [7].

Виготовляти комбайни даного типу в останні роки почали провідні зарубіжні фірми: "Moreau", "Herrigau", "Matrot" (Франція), "Kleine", "Holmer" і "Stoll" (Німеччина) та ін. На рис.1.2(а,б,в,г) зображені самохідні бурякозбиральні комбайни: SF-10 фірми "Kleine" (рис.1.2.а), GR-2 фірми "Moreau" (рис.1.2.б), CLE130V фірми "WKM" (рис.1.2.в), фірми "Holmer" (рис.1.2.г), основні технічні характеристики яких, та інших подібних машин, представлені в таблиці 1.2.

В основному такі типи комбайнів мають подібні технологічні схеми. В передній частині перед ведучими колесами послідовно монтуються роторні робочі органи для зрізання і подрібнення гички, яка шнековим апаратом розкидається на зібрану частину поля. Дообрізувачі, в основному пасивні, зрізають верхню частину кореня з залишками гички. Від викопувальних (пасивні диски, лемеші, віброкопачі) робочих органів коренеплоди і земля надходять до приймальних шнекових вальців з різносторонньою спіральною навивкою, які забезпечують переміщення їх до центру машини. Далі буряки потрапляють на сепаруючі органи, розташовані між колесами.

В якості сепараторів використовуються пруткові ротори, кулачкові очисники ("Holmer"), повздовжні і поперечні елеватори. Відокремлені від землі корені підйомним транспортером завантажуються в бункер що має об'єм в межах 3...25 м³, який обладнано рухомим дном.



а



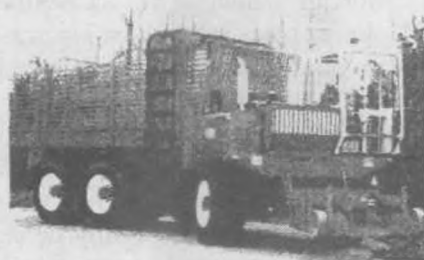
б



в



г



д



е

Рис 1.2 - Самохідні бункерні бурякозбиральні комбайни та підбирачі

У компоновальній схемі коренезбиральної машини SF-10 фірми "Kleine" (рис.1.2.а) для викопування коренеплодів використовують лемішні копачі вібраційної дії. Сепарація та звуження потоку коренеплодів здійснюється очисним пристроєм, який складається з чотирьох валків зі спіральною навивкою, після якого розміщено роторний сепаратор.

Окрім самохідних, широке застосування знайшли причіпні бункерні комбайни, які агрегуються трактором і також працюють

Таблиця 1.2 - Технічні характеристики самохідних бурякозбиральних комбайнів

Показник	Фірма							
	«Herriau»	«Moreau»	«Matrot»	«Suc»	«Stoll»	«Riekam»	«Kleine»	«Holmer»
Модель	NON STOP	GR-4	M-41	Integral 3012	Betaking 3000	RBV-300	SF-10	Holmer
Потужність двигуна, кВт	118	180	180	165	184	220	169	242
Об'єм бункера, м ³	2,8	4	4,5	13	13	18	12	24
Робочі органи	пасивний диск і леміш				вібролеміш			
Тип очисника	роторний						шнековий	шнеково- роторний
К-сть очисників, шт	4	4/5	5	3/4	6/3	1	4/5	4/3
Довжина, м	11,62	11,0	10,55	11,3	10,55	12,0	10,0	11,35
Ширина, м	3,87	3,35	4,0	4,15	4,0	2,2	3,8	3,9
Висота, м	3,45	3,35	3,2	3,0	3,0	3,0	3,15	3,0
Маса, кг	13960	12120	14800	13000	14860	14000	13500	16000

за однофазною технологією. Такі комбайни виготовляються практично всіма провідними фірмами, розраховані на 2...3 рядки і мають ряд суттєвих переваг, які пов'язані з тим, що в їх конструкції немає таких складних і дорогих вузлів як двигун, кабіна, ходова трансмісія і система керування, оскільки вони агрегатуються з трактором. Тому вони є дешевими і сезонність їх використання менше впливає на підвищення амортизаційних витрат. Основні технічні характеристики цих комбайнів представлені в таблиці 1.3.

В якості робочих органів причіпних комбайнів використовуються практично всі відомі конструкції, які поєднані між собою в технологічний «ланцюг» з великою кількістю варіантів.

Цікавою є система захисту копачів комбайна Т5 фірми "STANDEN-THYREGOD" від поломок, внаслідок наїзду на камені. Працює вона завдяки тому, що стояки копачів шарнірно встановлені на рамі і в робочому положенні утримуються гідроциліндрами завдяки тиску масла в гідросистемі, що підтримується гідроаккумулятором. При наїзді на камінь стійка піднімається, гідроциліндр стискається, а масло з нього потрапляє в гідроаккумулятор. Після подолання перешкоди під дією тиску масла в гідросистемі шток гідроциліндра автоматично повертає стійку в робоче положення і процес викопування продовжується.

В причіпному комбайні КБ-2 виробництва ВАТ "ТеКЗ" застосована оригінальна система переваантаження коренеплодів з сепаруючих бітерів викопуючого пристрою на завантажувальний транспортер, яка складається з консольно встановлених пруткового барабана, що служить "дном" технологічного русла і шнека з еластичною навивкою, що виконує роль задньої стінки. Внаслідок обертання згаданих робочих органів назустріч одне одному відбувається активна сепарація ґрунту і транспортування коренеплодів паралельно осі барабана, перпендикулярно до напрямку руху машини.

Найбільш широку гаму причіпних комбайнів виготовляє фірма "ТІМ" (Данія).

При двофазній технології, за перший прохід видаляють гичку і викопують коренеплоди, вкладаючи їх у валок. За другий підбирають валки, очищують коренеплоди від землі і завантажують їх у транспортні засоби, що рухаються поруч, або у бункер. Гичковидальний і очисний пристрої закріплюють попереду, а кореневико-

Таблиця 1.3 - Технічні характеристики причіпних бурякозбиральних комбайнів

Показник	Фірма						
	«TeK3»	«Kleine»	«Stoll»	«Guaresi»	«Thyregod»	«Tim»	
Модель	КБ-2	Automatic 7000	V 202	Guaresi	T5	M2SA	M3SA
Потужність двигуна трактора, кВт	59	40	55	37	59	51	59
Об'єм бункера, м ³	6,0	5,8	8,0	4,5	7,5	6,3	7,0
Робочі органи	вилкові	віброремеші			пасивні диски		
Кількість копачів, шт	2	1	2	1	2/3	2	3
Тип очисника	бітерний	шнековий	роторний				
Довжина, м	6,65	5,46	5,9	4,7	6,5	7,1	7,4
Ширина, м	3,15	2,75	3,0	2,5	3,5	3,1	3,26
Висота, м	3,4	3,30	3,78	3,0	3,55	3,2	3,35
Маса, кг	5000	2800	3700	2500	5500	4650	5700
Продуктивність, га/год	0,4	-	0,4	0,2	1,0/1,5	-	-

пуючий пристрій з валкоукладачем позаду трактора, або під енергетичним засобом.

Для підбору валків цукрових буряків використовуються самохідні бункерні підбирачі, виготовлені фірмами "Biit Master", "Frankuet" і "Gilles" (Бельгія), "De Wulf" (Франція). Підбирання та сепарація коренеплодів від землі та рослинних залишків в таких машинах здійснюється прутковими роторними робочими органами, з подальшою передачею їх на поперечні транспортери, які завантажують бункери відповідної місткості: "Gilles" - RB 200 - 22 м³; RB 300 - 30 м³ і "De Wulf" - R 600T - 10 т; R 800T - 20 т (рис.1.2.д).

Незважаючи на подібність конструктивних схем машин, найбільш цікавими є блочно-модульні підбирачі фірми "Gilles". Підбирач RB-200 (рис.1.2.е) сам збирає валки коренів з площі (10-15 га за день), відвозить їх на край поля і утворює тимчасові купи коренеплодів висотою до 3...3,5 м. Вивантаження здійснюється за 15 с. Всі колеса підбирача привідні, обладнані широкопрофільними шинами. Завдяки невеликому тиску на ґрунт машина добре працює навіть в умовах високої вологості. Після завершення збирання цукрових буряків енергомодулі звільнюються і можуть використовуватись в якості обприскувачів, машин для внесення мінеральних і органічних добрив, а також для перевезень вантажів на інших роботах, що значно підвищує їх техніко-економічні показники.

Разом з тим, для підбирання валків широко застосовуються причіпні підбирачі, які агрегуються трактором. Вони виконуються як бункерними, так і у варіанті забезпечення навантаження буряків у транспорт, що рухається поруч.

На рис.1.3 (а,б,д,е) зображені компоновальні схеми прутково-роторних підбирачів відповідно фірм "Thyregod", "Stoll", "Rational" і "Bleinroth". Застосування системи роторних очисників, як свідчить практика, є особливо ефективним, оскільки вони характеризуються найбільшими сепаруючими властивостями. Однак, дані типи робочих органів суттєво пошкоджують коренеплоди, що потребує їх швидкої переробки на цукрових заводах.

Ротаційні пруткові сепаратори широко застосовуються для зміни напрямку руху коренеплодів з повздовжнього на поперечний транспортери, очищаючи їх при цьому (рис.1.3.г, підбирач фірми "Rational").

На рис.1.3.в зображений викопувально-очисний пристрій "Rotalift" фірми "Stoll" (ФРН). Викопування коренеплодів здійс-

нюється двома парами віброремешів, а активні гумові коренезабірники подають їх на роторний очисник, який обертається з регульованою частотою залежно від умов роботи.

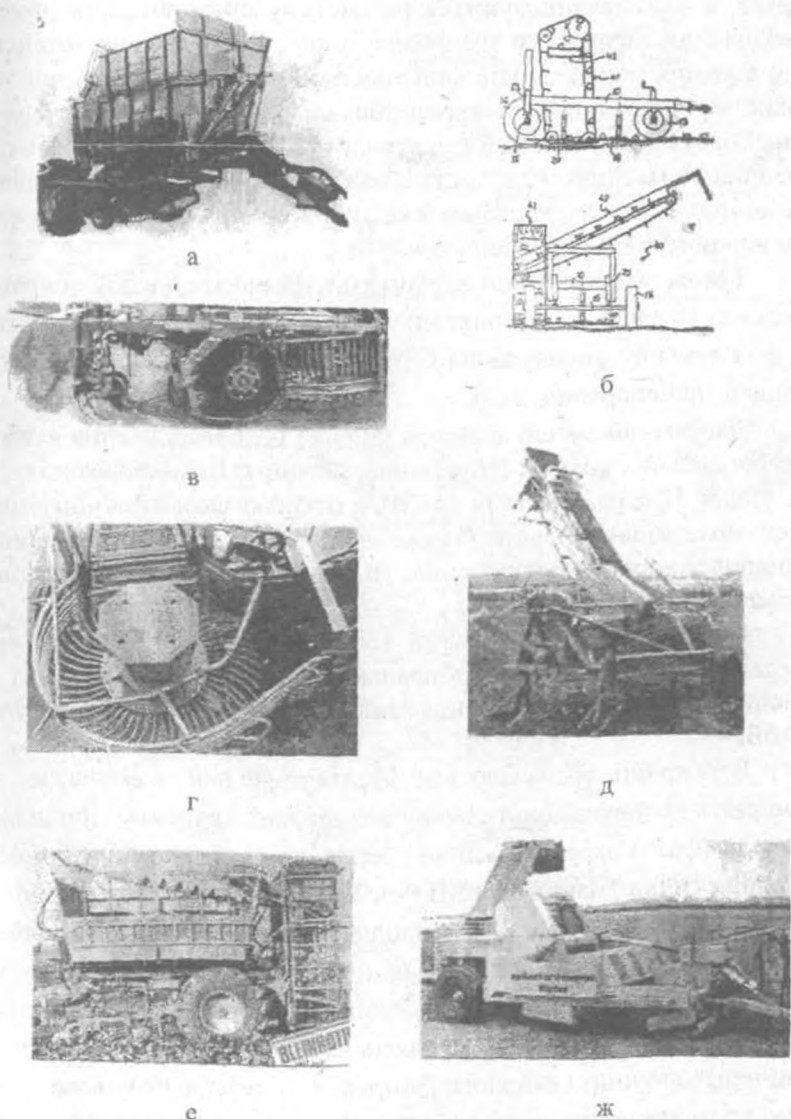


Рис 1.3 - Причіпні бурякозбиральні машини та підбирачі

Причіпна коренезбиральна машина фірми "Garford-Victor" з пасивними дисковими викопувальними робочими органами зображена на рис. 1.3.ж. Характерною її особливістю є те, що викопані коренеплоди, разом із землею, подаються на повздовжній транспортер, а далі завантажуються на систему шнекових очисників з повздовжнім напрямком транспортування. Таким чином, інтенсивне очищення коренеплодів здійснюється не відразу після викопування, як у традиційних коренезбиральних машинах, а після їх транспортування підйомним прутковим елеватором. Оригінальним технічним рішенням є застосування безпосередньо перед копачем активних металевих дискових очисників, з автономним копіюванням кожного рядка коренеплодів.

Також можливі інші варіанти двофазного способу збирання цукрових буряків, як наприклад: за перший прохід - збирання гички, а за другий - викопування коренеплодів, їх очищення і завантаження в транспортний засіб.

Двофазний спосіб знайшов широке розповсюдження в західноєвропейських країнах (Німеччина, Франція, Великобританія, Данія, Італія, Нідерланди та ін.) і США, оскільки дозволив підвищити якісні показники збирання (зниження домішок ґрунту і рослинних залишків у вороху коренеплодів, ущільнення ґрунту та зменшення транспортних витрат).

На ВАТ "Тернопільський комбайновий завод" розроблена самохідна бункерна коренезбиральна машина КБ-6 (рис. 1.4) на основі широкого застосування базових вузлів серійної машини КС-6Б.

В Україні випускаються бурякозбиральні комплекси, які працюють за трифазною технологією збирання коренів. При цьому, проходи (фази) окремих машин розподіляються наступним чином: збирання гички (машинами МГР-6, МГШ-6, БМ-6Б, МБК-6, МБС-6); доочищення голівок коренеплодів від залишків гички (машинами ОГД-6, ОГД-6А); викопування, очищення і завантаження коренів у транспортні засоби (самохідними бурякозбиральними машинами КС-6Б, КС-6В, РКМ-6). Досить часто при потоковій або потоково-перевалочній технології збирання застосовують і четверту фазу, коли завантаження коренеплодів з кагатів здійснюють буряконавантажувачами типу СПС-4,2А.

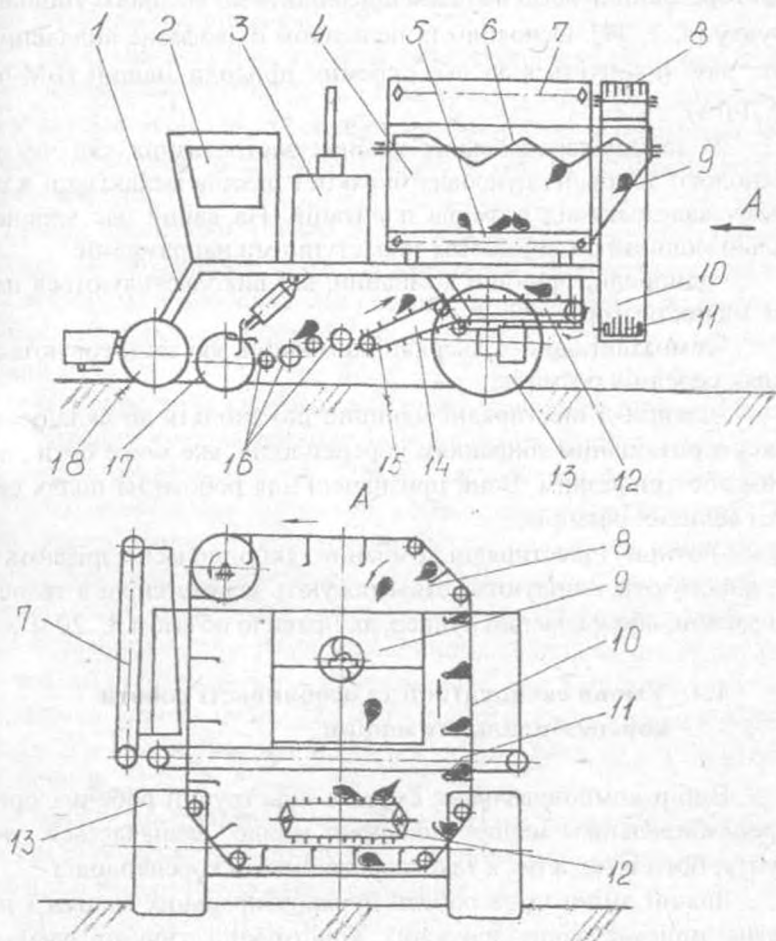


Рис.1.4- Принципова схема самохідної бункерної коренезбиральної машини КБ-6:

1 - рама; 2 - кабіна; 3 - силова установка; 4 - бункер; 5 - рухоме дно бункера; 6 - розрівнюючий шнек; 7 - навантажувальний транспортер; 8 - зона навантаження буряків у бункер; 9 - похилий жолоб; 10 - завантажувальний транспортер; 11 - скребок завантажувального транспортера; 12 - повздовжній транспортер; 13- міст ведучих коліс; 14 - похила ланка повздовжнього транспортера; 15 - підтримуючий ролик; 16 - очисні вальці сепаратора; 17 - викопуючі диски; 18 - міст керованих коліс

Такі комплекси є надзвичайно енерго- і металомісткими, а їх багаторазовий переїзд по полю призводить до високого ущільнення ґрунту [4, 7, 17]. Основним їх недоліком є двофазне видалення гички, яке виконується за два окремих проходи машин (БМ-6Б та ОГД-6А).

У західноєвропейських країнах застосування тієї чи іншої технології збирання цукрових буряків і засобів механізації в основному залежить від розмірів плантацій. На даний час коренезбиральні машини розвиваються за наступними напрямками:

-однорядні причіпні комбайни, які використовуються на полях малих розмірів;

-самохідні одно- і дворядні комбайни, які застосовуються на полях середніх розмірів;

-чотири- і шестирядні машини, що входять до складу комплексу з роздільним збиранням коренеплодів, яке може бути двофазним або трифазним. Вони призначені для роботи на полях середніх і великих розмірів;

-чотири- і шестирядні комбайни, які одночасно зрізають гичку, викопують, очищують і завантажують коренеплоди в транспортні засоби, або у власний бункер, як правило об'ємом 8...20 м³.

1.4. Умови експлуатації та особливості роботи коренезбиральних машин

Вибір компоновальних схем та конструкції робочих органів коренезбиральних машин значною мірою визначається типом ґрунту, його вологістю, а також врожайністю коренеплодів.

Значні зміни умов роботи бурякозбиральних машин і недостатнє пристосування існуючих конструкцій гичкозрізувальних, викопувальних і очисних робочих органів до цих змін не дозволяють отримати постійних агротехнічних показників, особливо при високих врожаях, сухому і вологому ґрунті, нерівномірному розташуванні коренеплодів в рядку, незадовільному стані гички, забур'яненості поля [22, 23].

При збиранні високих врожаїв (500...700 ц/га) знижується якість зрізання гички і збирання коренеплодів. Втрати коренів на поверхні ґрунту сягають 6...12 %, а продуктивність, наприклад шестирядних комплексів, зменшується до 3,0...4,5 га/зм. Суттєво (в

2...6 разів) зменшується продуктивність і знижується якість роботи машин при підвищенні вологості ґрунту до 24...28 %, особливо в кінці агротерміну збирання [17].

На сухих і твердих ґрунтах (абсолютна вологість 6...12 %) в більшості коренеплодів обривається хвостова частина, а при значному грудкоутворенні (особливо при зміщенні агротермінів збирання) спостерігається високе (до 20...60 %) забруднення коренеплодів землею.

При підвищеній (більш 24 %) вологості ґрунту ефективність процесу викопування коренів копачами всіх типів суттєво знижується внаслідок зменшення сил підпору, а на середніх і важких суглинках - внаслідок налипання на коренеплоди землі і забивання копачів.

Використання дискових копачів з привідним диском і активних вилоків копачів дозволило зменшити кількість землі у купі зібраних коренеплодів в 1,5...2 рази і застосувати технологічні схеми бурякозбиральних комплексів з обрізанням гички на корені [4].

Застосування в конструктивних схемах коренезбиральних машин сепаруючих пристроїв з жорсткими очисними поверхнями (спіралі шнеків, кулачки) з однієї сторони підвищує ступінь сепарації коренеплодів від землі і рослинних залишків, а з іншої призводить до їх інтенсивного пошкодження. Так, загальна залежність зменшення виходу цукру $Q_{\text{вих}}$ від кількості пошкоджених коренеплодів K_n описується емпіричною залежністю: $Q_{\text{вих}} = 0,0104 + + 0,00095 K_n$ [17].

Внаслідок тривалого часу перебування коренів на очисниках (10...30 с) обмежується пропускна здатність машин, знижуються їх динамічні і енергетичні характеристики [15].

Відзначені фактори значно знижують технологічно-експлуатаційні показники роботи машин. У більшості випадків коефіцієнт надійності технологічного процесу, який забезпечується коренезбиральними машинами, в нормальних умовах роботи, не перевищує 0,7...0,9, а в екстремальних - зменшується в 2...5 разів [2].

Викопувальні робочі органи є основними технологічними вузлами коренезбиральних машин. Від їх конструктивної досконалості та компоувальної схеми, взаємозв'язку з очисними пристроями, вибору конструктивних та технологічних параметрів, у відповідності до ґрунтово-кліматичних умов, значною мірою залежить якість викопування коренеплодів, їх пошкодження і втрати.

Загальні втрати можна поділити на такі складові: невикопані корені; коренеплоди, що впали на поле під час переходу на очисні пристрої; обірвані хвостові частини, перерізання або дроблення коренів цукрових буряків. Вони викликані наступними причинами: недостатнє або надмірне заглиблення копачів для даного агрофону; відхилення центральної осі копача від лінії рядків; надмірне відхилення окремих коренів від лінії рядка, або відхилення всього рядка внаслідок розсування коренів колесами трактора перед викопуванням; скупчення землі і коренеплодів на копачі; надто велика відстань між складовими елементами копача по відношенню до розмірів коренеплодів; неправильна конструктивна схема переходу з копача на очисний пристрій.

Окрема група цих втрат виникає на очисних робочих органах. Однак, вони також пов'язані з копачами, оскільки інтенсивність роботи очисника залежить від кількості землі, яка надходить разом з коренеплодами.

Варто підкреслити, що рівень втрат при застосуванні окремих типів робочих органів може залежати від рядності викопувального пристрою, способу його з'єднання з рамою, конструкції сепаруючого вузла, а також від робочої швидкості машини, типу і вологості ґрунту.

Аналіз особливостей вище перерахованих втрат свідчить, що існує дві групи причин їх виникнення. До першої необхідно віднести причини, пов'язані з технологічним процесом обробки; до другої - причини, які виникають через конструкцію копача і компоновальну схему машини.

Втрати, що викликані технологічним процесом очищення коренеплодів робочими органами шнекового, роторного, бітерного та кулачкового типів, в основному виникають за рахунок пошкоджень коренів при відділенні від них землі та рослинних залишків, оскільки в процесі сепарації відбуваються ударні взаємодії коренів з робочими поверхнями очисників, що призводить до обривання хвостів, локальних відривів частинок коренів, їх дроблення. При роботі шнекових сепараторів, вали яких обертаються в зустрічному напрямку (особливо при невисоких кутових швидкостях гвинтових валів), виникає защемлення коренеплодів між очисними валами, що спричиняє їх зминання.

Враховуючи широкий діапазон фізичного стану та типів вітчизняних ґрунтів, рельєфу полів і їх розмірів, врожайності та агро-

фізичних властивостей коренеплодів, відмінності технологій їх збирання, створення універсальних робочих органів з оптимальною компоновальною схемою бурякозбиральної машини є практично неможливим. При цьому, як свідчать проведені дослідження [2; 12; 16; 20], вітчизняні коренезбиральні машини допускають значні втрати та пошкодження коренів цукрових буряків, а забрудненість їх землю, при роботі комплексів в екстремальних умовах, може сягати 50-60 %.

Тому проблема підвищення функціонально-експлуатаційних параметрів робочих органів бурякозбиральних машин, а саме зменшення втрат, пошкоджень та забрудненості коренеплодів при зниженні енерговитрат на виконання технологічного процесу та високій надійності є особливо актуальною на сучасному етапі розвитку вітчизняної гичко- та коренезбиральної техніки.

1.5. Аналіз конструкцій гичковидаляючих механізмів (ГВМ)

З часу застосування перших технічних засобів для механізованого збирання цукрових буряків (відомо, що перші машини для роздільного збирання виготовлено у Франції у 1890 р. та Бельгії в 1907 р.) у світовій практиці накопичено великий досвід в області створення відповідних робочих органів і машин, в тому числі для збирання гички.

У вітчизняній та зарубіжній практиці визначились два напрямки в механізації видалення гички буряків: брання і зрізання гички в машині; видалення гички з невикопаних коренеплодів. Перший напрямок, у зв'язку з малою продуктивністю, складністю конструкції механізмів брання, вирівнювання, у світовій практиці на даний час практично не застосовується при збиранні буряків, у першу чергу цукрових. Тому нижче розглядатимуться технічні засоби, що діють за принципом видалення гички з невикопаних коренеплодів.

Під гичковидаляючими механізмами (ГВМ) розумітимемо пристрої, що забезпечують процес видалення гички з поверхні коренеплодів і відведення її за межі області дії викопувальних робочих органів (із зони рядка). Відведення виконується: у міжряддя, на зібране поле, у транспортний засіб. У гичкозрізувальних апаратах (ГЗА) процес видалення здійснюється різанням. ГЗА переважно використовуються для зрізування основної маси гички. Очисники

голівки коренеплодів (ОГК) видаляють залишки гички. ОГК, що виконують зрізування називають дообрізувачами (ними можуть бути і окремі типи ГЗА).

Стосовно компоновальних вирішень, слід відзначити, що залежно від технології збирання, вимог до якості видалення гички, кількості рядків, що одночасно оброблюються, ГВМ конструктивно об'єднують у гичкозбиральній машині, бурякозбиральному комбайні, виконують окремо (гичкорізи, ОГК), поєднують безпосередньо з копачами коренезбиральних машин.

При всій різноманітності способів механічного видалення гички (зрізування, збивання, відривання, зминання і т.д.) найбільш поширеними є зрізування і вибивання. Останній спосіб, залежно від конструктивно-технологічних параметрів робочих органів, може спричинити як просту деформацію гички (наприклад, зсув) так і, особливо характерну для роботи ОГК, складну деформацію.

Відділення гички вибиванням є результатом механічної дії на неї робочих органів при ударі. Причому, напрям, сила, форма робочої поверхні при взаємодії робочого елемента, його механічні властивості (жорсткість, пружність та ін.) повинні вибиратись відповідно до заданих функцій - видалення основної маси гички чи доочищення голівок коренеплодів від її залишків.

Зрізування, при якому відділення гички відбувається в результаті різання лезом ножа, застосовується як для видалення основної маси гички так і її залишків при кондиційному дообрізуванні голівок коренеплодів. Причому, ножі (активні чи пасивні) виконують, як правило, різання гички без підпору, тобто без протирізальних елементів чи зустрічного руху ножів. Це зумовлено, в першу чергу, фізико-механічними властивостями цукрових буряків та технологією збирання (використання) гички.

Загальна класифікація ГВМ представлена на рис.1.5.

За принципом дії різальних елементів ГЗА, простіше гичкорізи, поділяються на три основних типи:

- різальні апарати, елементи яких здійснюють поступальний рух (рис.1.6а);
- різальні апарати, елементи яких здійснюють комбінований рух (наприклад зворотно-поступальний на рис.1.6б);
- різальні апарати, елементи яких здійснюють обертальний рух (рис.1.6в).



Рис. 1.5 - Класифікація гичковиделяючих механізмів

Перший тип апаратів, незважаючи на простоту конструкції, практично не використовується для зрізування основної маси гички. Основна причина – ненадійність виконання технологічного процесу: при роботі на полях з високою врожайністю гички і забур'яненістю відбувається забивання апарату, що призводить до неякісного зрізування, вибивання коренеплодів із землі. В машинах зарубіжних фірм ("Franz Kleine", "Stoll" (ФРН), "Herriau" (Франція), "Standen" (Великобританія), "WIC" (США) та ін.) широко застосовують гичкозрізувальні апарати з пасивними ножами як дообризувачі голівок коренеплодів.

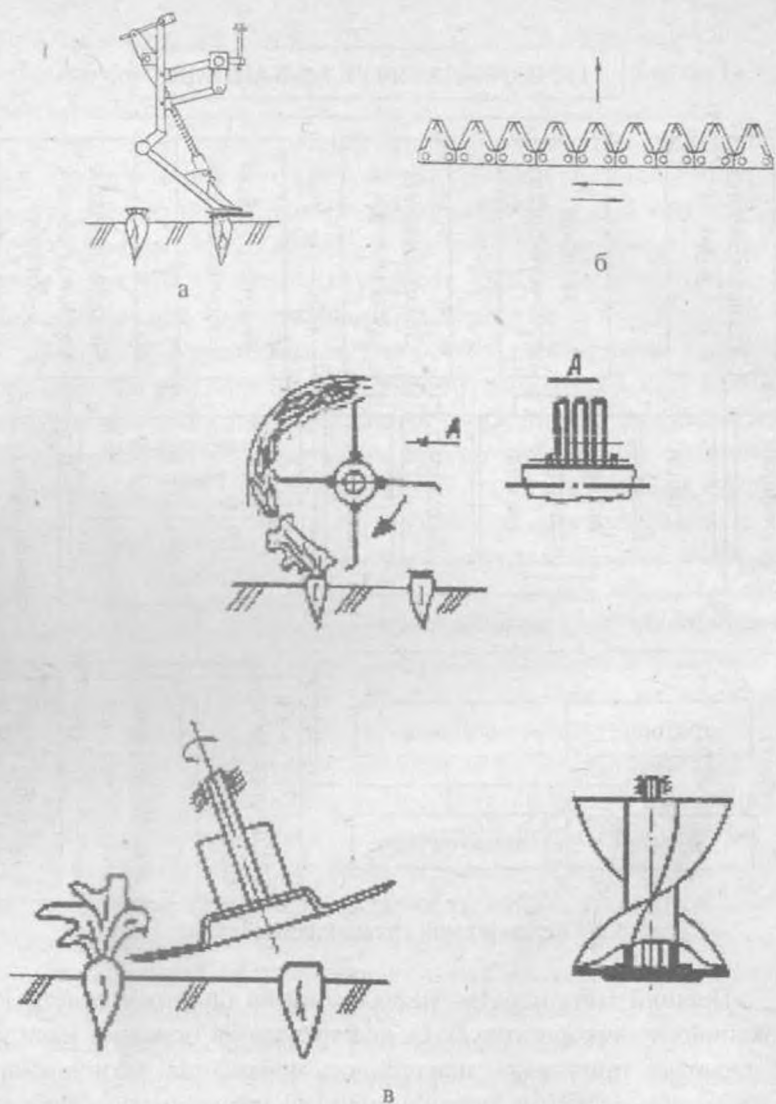


Рис.1.6 - Робочі органи ГВМ

Гичкозрізувальний апарат (рис.1.6б), в якому робочий орган виконаний у вигляді сегментних ножів і здійснює зворотно-поступальний рух, зрізає гичку на певній висоті відносно поверхні ґрунту. В основній масі зрізаної гички відсутні головки корене-

плодів, що призводить до її розсіпання і високих втрат під час збирання. Різальними апаратами такої конструкції обладнані, зокрема, бурякозбиральні комбайни А500 фірми "Volvo" (Швеція). Ці машини працюють на гранично малих швидкостях, а конструктивна і технологічна недосконалість таких робочих органів (значні знакозмінні навантаження, складність підтримування постійного зазору) обмежила їх застосування на практиці.

Гичкозрізувальні апарати, ножі яких обертаються (рис.1.6в), можна розділити на наступні типи в залежності від розташування осі обертання робочих органів: з горизонтальною віссю обертання; з вертикальною віссю обертання; з похилою віссю обертання.

Характерною ознакою робочих органів роторного типу з горизонтальною віссю обертання є шарнірне кріплення на валу ножів, які зрізають гичку і переводять її на вивантажувальний транспортер. Робочі органи роторного типу знайшли дуже широке застосування в машинах зарубіжних фірм. Різальні апарати роторного типу характеризуються значною продуктивністю при високій врожайності гички і засміченості плантації. Однак в процесі роботи вони, як відомо, сильно подрібнюють гичку, а також є металомісткими. Широке розповсюдження отримали гичкозбиральні машини, в яких робочим елементом служить активний диск з похилою віссю обертання ("John Deere", "Gachpole" (США)), або вертикально розташований активний шнек ("Juko" (Фінляндія), "Garford-Victor" (Великобританія), "ТІМ" (Данія)). Більш детальний огляд конструктивних особливостей даних робочих органів буде наведено нижче. На машинах вітчизняного виробництва застосовуються гичкозрізувальні апарати з похилою віссю обертання, які задовільно зрізають гичку при робочих швидкостях машини до 1,5...1,7 м/с.

Залежно від способу копіювання конструктивні схеми ГВМ поділяються на два основні типи: копіюючі і безкопірні.

Для копіюючого видалення верхньої частини голівок коренеплодів з гичкою і подачі їх на транспортер використовуються ГЗА, в конструкцію яких входять ніж, копір і механізм зв'язку між ними [17], а для безкопірного – ГЗА з ножем.

В Україні і частині східноєвропейських країн застосовують технології, коли збирається весь біологічний врожай, включаючи гичку, чим і обумовлені підвищені вимоги до втрат гички і забрудненості її ґрунтом. Збирання гички, при цьому, здійснюється машинами з одностадійним зрізуванням, тобто за один прохід ГЗА

гичка зрізується по профілю голівки буряка, після чого здійснюється доочищення коренів від рослинних залишків.

Для ОГК, що використовуються в останній стадії видалення гички і рослинних залишків з буряків, копіювання голівок коренеплодів є обов'язковим.

В машинах з одностадійним зрізуванням гички застосовуються апарати двох типів: пасивний копір - активний ніж і активний копір - пасивний ніж.

Перший тип ГЗА застосовується у вітчизняних машинах БМ-6А і БМ-6Б при врожайності гички до 50 т/га в широкому діапазоні погодно-кліматичних зон і умов збирання, включаючи плантації зі слаборозвиненою і полеглою гичкою, з нерівномірним розташуванням коренеплодів як по висоті, так і по відстані між ними в рядку. Типова конструктивна схема машини БМ-6Б зображена на рис.1.7. В процесі роботи копір 1, взаємодіючи з голівками коренеплодів, через систему тяг і важелів піднімає ніж 2 на висоту, необхідну для нормального зрізу. Товщина вилученої частини голівки визначається вертикальним зазором між лезом ножа і опорною поверхнею копіра. Зрізана гичка лопатками бітера 3 перекидається на повздовжній транспортер 4, а копір і ніж в залежності від положення наступного коренеплоду виконують його копіювання, або опускаються в початкове положення. Рухомі частини ГЗА коливаються з обмеженою частотою. Тому для забезпечення необхідної швидкодії системи застосовується навантажувальна пружина 5, яка протидіє відриву копіра і ножа від голівок у момент удару і прискорює повернення всієї системи в нижнє положення після зрізання чергового, більш високого коренеплоду.

Швидке спрацювання гичкозрізувальних ножів призвело до інтенсивного пошуку нових конструктивних та технологічних рішень підвищення їх надійності та довговічності. Так, відомі розробки, що спрямовані на підвищення якості зрізання гички: виконання напівкругових з різнокутовим заточенням сегментів (А.С.СРСР №1491376), із заточеними боковими поверхнями зубів та з відношенням окружного кроку між зубами до їх ширини - 2...3 (Патент України №772). Виконання ножів із змінними або дископодібними (з самопровертанням в процесі роботи) зубами (А.С.СРСР №843823) забезпечує підвищення строку служби і ремонтпридатності основних робочих органів.

ГЗА типу активний копір - пасивний ніж знайшли застосування в машинах 6-ORCS (Чехія), фірми "Hunter" (ФРН). Такі апарати забезпечують якісне зрізування гички лише при поступальних швидкостях до 1,44 м/с і як правило використовуються при роботі на плантаціях з високо розташованими та слабозакріпленими в ґрунті коренеплодами. Типова конструктивна схема ГЗА активний барабан - пасивний ніж зображена на рис.1.8. В процесі роботи шарнірно з'єднаний з рамою активний барабан 1 копіює голівки коренеплодів і обертаючись затягує гичку на пасивний ніж 2, який, піднімаючись на однакову висоту з барабаном, зрізає гичку. Зрізана гичка переводиться на поперечний транспортер 3 ексцентрично закріпленою на активному дисковій лопаткою 4 (машини фірми "Hunter" (ФРН)).

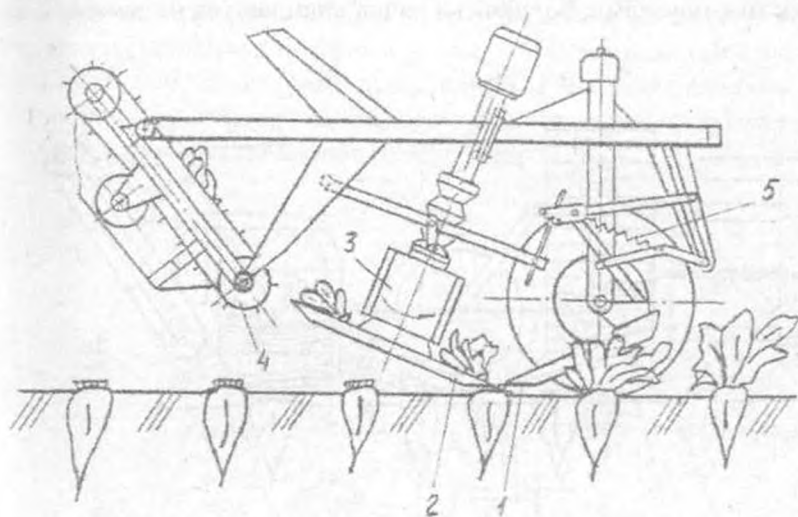


Рис.1.7 - Схема роботи машини БМ - 6Б

Конструктивна схема типу активний копір - пасивний ніж також застосовується як дообрізувач (машини фірм "Itallo svizzera" (Італія), "Moreau" (Франція) та ін.).

Позитивним в таких конструкціях є максимально повне зрізання гички і зменшення енерговитрат на очищення голівок коре-

неплодів. Однак копіюючі ГВМ характеризуються складністю конструкції, великою металомісткістю і габаритними розмірами.

Одним з перспективних напрямків в розвитку ГВМ є поєднання процесів зрізування, відведення (транспортування) гички і доочищення голівок коренеплодів від її залишків, що виконуються одним робочим органом. Однак дані робочі органи знаходяться на стадії пошукових досліджень.

Так, відомий гичкозрізувальний апарат, виконаний у вигляді горизонтально розташованого пружно-пруткового барабану (патент Швеції №315766). Під час роботи барабан обертається і перекочується по голівках коренеплодів. Листя гички, які попадають у міжпрутковий простір, зрізаються і подрібнена гичка попадає у внутрішню частину барабану. Через вікна, які виконані в дисках, а також між прутками, подрібнена гичка викидається на землю.

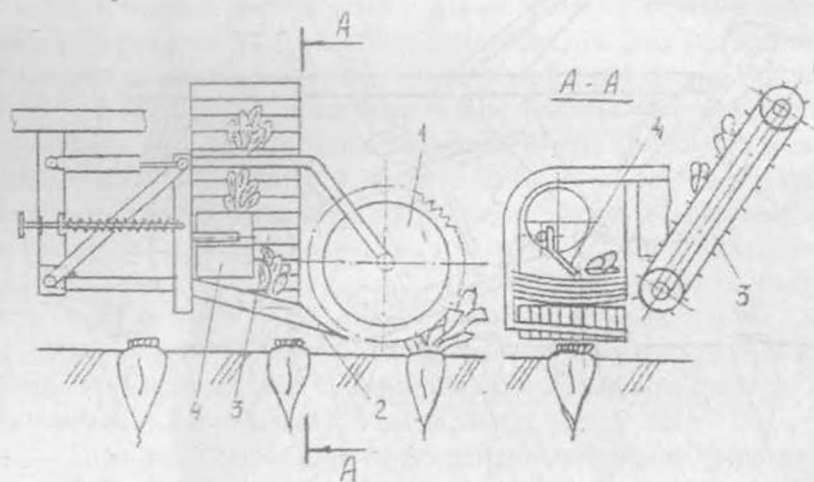


Рис.1.8 - Схема роботи машини фірми "Hunter"

Основним недоліком даного апарату є забивання барабану стеблами бур'янів, жорсткість яких значно перевищує жорсткість стебел гички.

Безкопірні ГВМ знайшли широке застосування в зарубіжних бурякозбиральних машинах, які не передбачають збирання гички в транспортні засоби, а розкидають її на зібрану частину поля. В

ГВМ безкопінного типу найбільш широко застосовуються робочі органи роторного, шнекового та стрічкового типів, які забезпечують попереднє зрізання основної маси гички, після чого пасивні або активні доочищувальні пристрої видаляють її залишки.

Типова конструкція ГВМ роторного типу з горизонтальною віссю обертання робочих органів знайшла застосування в компоновальній схемі бурякозбирального комбайна Multo 6 німецької фірми "Fahse" (рис.1.9). Комбайн видаляє гичку в дві стадії. Спочатку, горизонтальним ротором 1, з шарнірно підвішеними ножами 2, зрізається основна частина гички (перша стадія) і по направляючому щитку подається на шнековий транспортер 3, який виносить її на зібрану частину поля. Далі, дообрізувач з пасивним ножом 4 і дисковим копиром 5 зрізає голівки коренів з черешками (друга стадія), які через шестигранний барабан 6 подаються в жолоб 7. З жолоба вони захоплюються ножами і разом зі зрізаним листям гички подаються на шнековий транспортер. За дообрізувачем над віброкопачем розташований доочисник голівок коренеплодів 8, виконаний у вигляді дволопатевого бітера.

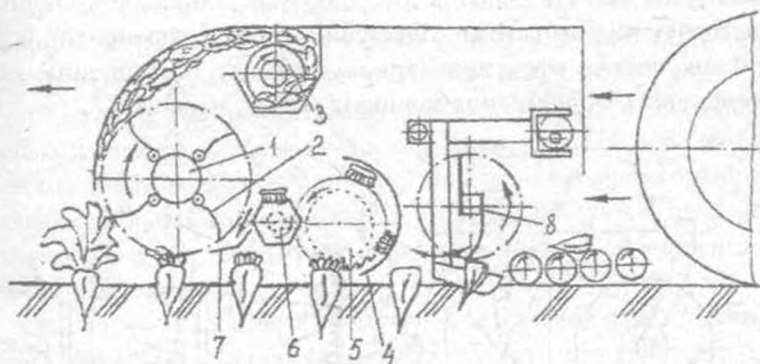


Рис.1.9 - Схема роботи машини фірми "Fahse"

Різальні апарати роторного типу з горизонтальною віссю обертання є найбільш поширеними і знайшли застосування в бурякозбиральних машинах європейських фірм "Franz Kleine", "Stoll",

“Holmer” (Німеччина); “Moreau”, “Herriau”, “Matrot” (Франція); “P.Barigelli & C.”, “Rimeco”, “Guaresi”, “Itallo svizzera” (Італія), “Standen” (Великобританія), “Agrostroy Jicin” (Чехія) та ін. Гичкозбиральна частина цих машин відрізняється лише схемами компонування та типами дообрізувачів і доочищувачів головок коренеплодів. До вітчизняних аналогів машин з таким типом різальних апаратів відносяться серійні МБК-6, КИР-1,5 та розроблені БС-6, МБС-6, КИФ-1,5, МГР-6.

В процесі роботи ГВМ шнекового типу, розташовані в одній площині вертикальні шнеки, обертаючись, зрізають гичку заточеними торцевими кромками, а витками багатозахідної спіральної транспортують її на зібрану частину поля. Підпором для зрізаної гички, в процесі її зміщення в поперечному до руху машини напрямку, можуть виступати як еластичні так і жорсткі направляючі щитки.

Досить оригінальний очисник в поєднанні з вертикальним шнековим гичкорізом застосовує англійська фірма “Garford Victor” (рис.1.10). Зрізана вертикальними шнеками 1 основна маса гички виноситься на зібрану частину поля. За гичкорізом по ходу руху машини розташований очисник, виконаний у вигляді активних барабанів 2, бокові диски яких з'єднані похилими металевими пластинами. Кожен з барабанів, обертаючись, здійснює коливні рухи, забезпечуючи тим самим копіювання голівок коренеплодів. Даний очисник досить ефективно виконує процес доочищення, шляхом інтенсивного подрібнення залишків гички і черешків.

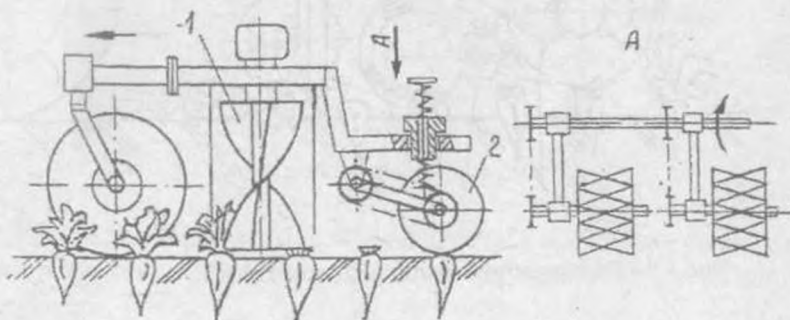


Рис. 1.10 - Схема роботи машини фірми “Garford”

В Україні (ВАТ "ТекЗ") розроблена, виготовлена і досліджена гичкозбиральна машина на базі вертикальних шнеків, яка зображена на рис.1.11а (А.С.СРСР №1822647). Вона складається з рами 1, на якій в одній площині розташовані гичкозрізувальні вертикальні багатозахідні шнеки 2, торцеві поверхні яких заточені. По боках шнеків, паралельно до площини, яка проходить через їх осі встановлені передній 3 і задній 5 щитки, з'єднані між собою криволінійним щитком 4. Висота переднього щитка менша ніж висота заднього, а величина зазору " h_1 " утвореного між заднім щитком і поверхнею обертання шнеків становить 0,6...0,4 величини зазору " h_2 ", утвореного між переднім щитком і поверхнею обертання шнеків. До того ж задній щиток виконаний похилим, з кутом нахилу спрямованим в сторону шнеків. Спереду, по ходу гичкозбиральної машини встановлені опорні колеса 7, а зі сторони зони вивантаження рослинної маси розташований стрічковий транспортер 6.

При переміщенні машини вздовж рядків коренеплодів шнеки, обертаючись, зрізають гичку заточеними робочими кромками і гвинтовими поверхнями піднімають її та транспортують по передньому щитку в сторону вивантаження на стрічковий транспортер. У випадку попадання на задній щиток гичка по ньому переміщається в протилежну сторону від зони вивантаження і по криволінійному щитку попадає на передній щиток. В зв'язку з тим, що основна частина зеленої маси рухається по передньому щитку величина зазору " h_2 " більша величини зазору " h_1 ".

З метою розширення технологічних можливостей машини, для розкидання зрізаної гички по полі, демонтується передній щиток, а осі шнеків зміщують відносно осей рядків шляхом зміни розташування опорних коліс до шнеків. В цьому випадку зрізана гичка шнеками переміщується в зону вивантаження і розкидається на зібрану частину поля.

Основним недоліком робочих органів шнекового типу є створення вентиляторного ефекту при роботі, що призводить до підвищеного вмісту землі в зібраній рослинній масі. Для усунення цього недоліку в зоні зрізання гички з кожною неробочою поверхнею спіралі і поверхнею труби з'єднані гвинтові ребра (рис.1.11б), напрямком навивання яких протилежний напрямку навивання спіралей шнека, причому ширина ребер зменшується по мірі їх зближення з торцем валу.

Застосування гвинтових ребер забезпечує створення повітряного протипотоку, що зменшує піднімання дрібних частинок землі у вертикальному напрямку, обумовлене роботою основних спіралей.

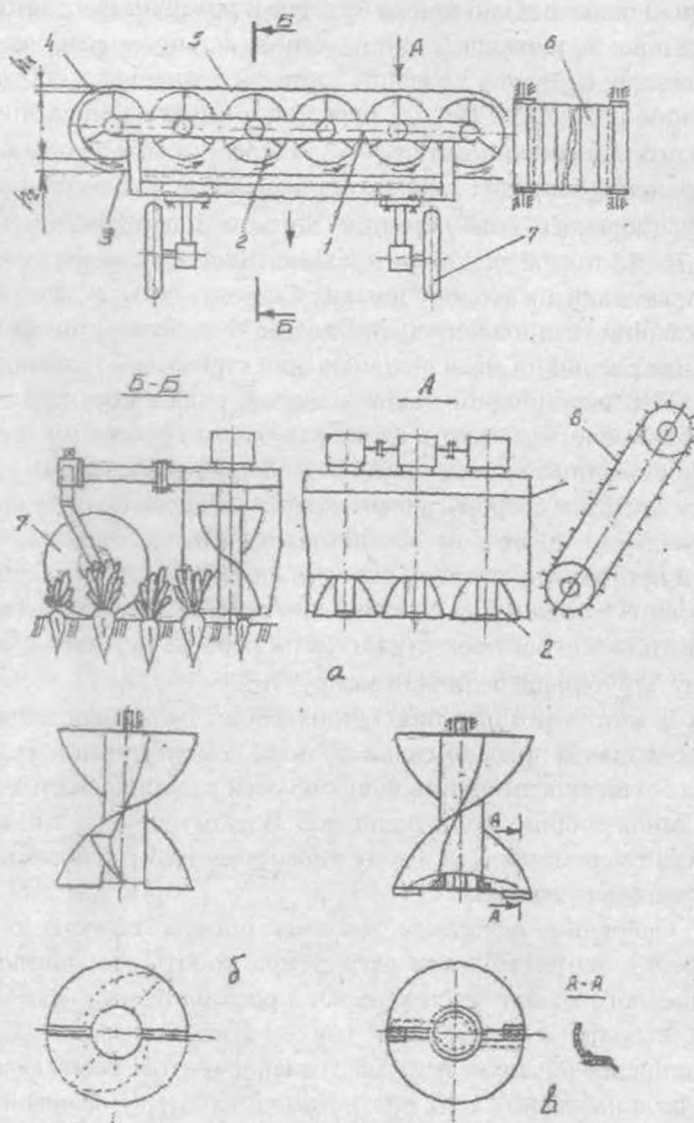


Рис.1.11- Схема гичкозбиральної машини з шнековими робочими органами

Підвищення надійності і довговічності шнекового гичкозрізувального робочого органу забезпечує конструкція автономного кріплення ножа, яка зображена на рис.1.11в. (А.С.СРСР №1821082). Її характерною особливістю є жорстке кріплення до торця валу 1 пластини 2, на якій встановлені ножі 3 ступеневої форми, при цьому нижній кінець кожної спіралі розташований між пластиною і верхньою частиною ножа.

На наш погляд новим і прогресивним напрямком у розвитку ГВМ безкопінного зрізування є розташування на двох вертикальних валах зі шківками нескінченного полотна, з високоміцного еластичного матеріалу, до нижньої поверхні якого прикріплені гичкозрізувальні ножі. Така схема компоновки (рис.1.12) знайшла застосування в 2-рядному ГВМ бурякозбиральних машин моделі Т5 фірми "Thyregod" (патент Данії №142931). Під час роботи барабани 1 обертаються і ріжучі елементи 2, отримавши поступальний рух, зрізають гичку, а скребки 3 виносять її на зібрану частину поля. Аналогічно за принципом роботи є розроблена нами машина для видалення гички з 6-ти рядків (рис. 1.12г). Вітчизняні пошуки велись і у напрямку розробки конструкцій ГВМ стрічкового типу з двома горизонтальними валами.

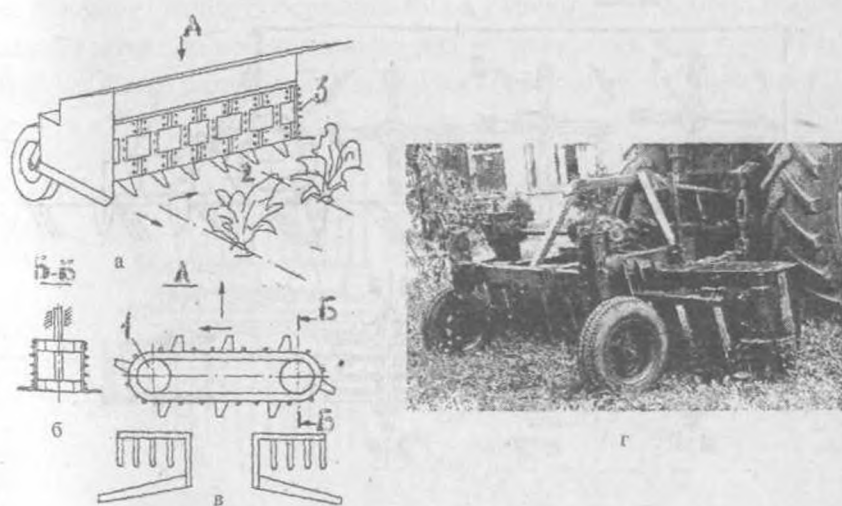


Рис.1.12 - Схема роботи машини стрічкового типу

Перевагою безкопірних ГВМ над копіюючими є простота конструкції, незначні габаритні розміри, надійність в експлуатації. Однак при їх використанні процес доочищення голівок коренеплодів від залишків гички потребує застосування складних і енергомістких пристроїв, які необхідно вдосконалювати.

У США поширені ГВМ, робочі органи яких вибивають основну масу гички. Характерною їх особливістю є розташування на горизонтальних валах еластичних елементів (ланцюгів, бичів і т.п.), на периферії яких закріплені металічні пластинки різної конфігурації. Так, гичкозбиральна машина моделі 40624 (рис.1.13) виробництва компанії "WIC" (США) спочатку видаляє гичку трьома послідовно розташованими роторами 1 з еластичними бичами 2, а потім - пасивними дообрізувачами 3 з лижоподібними копірами і ножами, встановленими під кутом 60° до напрямку руху машини. Висота розташування роторів над рівнем ґрунту зменшується в напрямку, протилежному до руху машини. У перших двох роторів усі бичі однакової довжини і з металічними зубцями на кінцях, а у третього, який виконує функцію доочищення, - лише ті, що проходять по боках від умовної осьової лінії рядка.

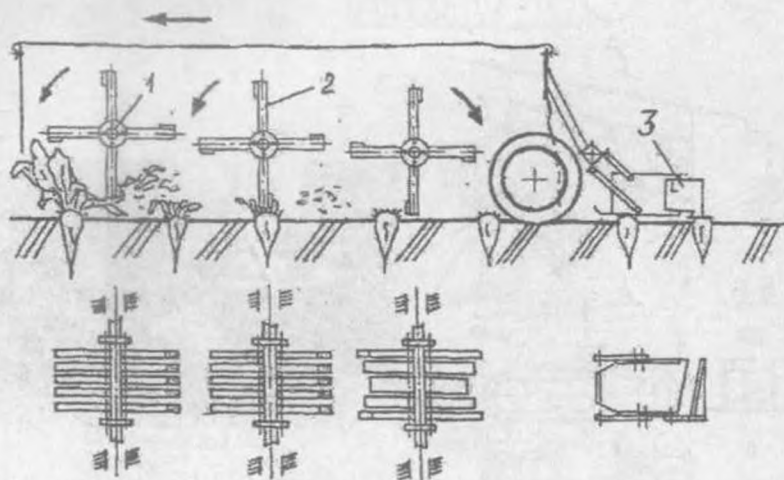


Рис.1.13 - Схема роботи машини фірми "WIC"

Однак, такі конструкції ГВМ мають великі габаритні розміри, метало- і енергомісткі і можуть ефективно працювати на плантаціях з високо розташованими над рівнем ґрунту коренеплодами. При високій врожайності гички та густоті насаджень можливе забивання викопувальних робочих органів.

При збиранні кормових буряків досить часто використовується оббивання гички еластичними робочими органами. В цьому випадку ГВМ повинні забезпечити повне оббивання гички не пошкоджуючи і не вивертаючи із землі кормові буряки, в яких значна частина кореня виступає над рівнем ґрунту. Тому еластичні робочі органи, виготовлені з прогумованої стрічки не можуть бути застосовані для видалення гички кормових буряків, оскільки характеризуються високою ударною властивістю, що може привести до вивертання коренеплодів із землі. Для цього застосовують гумові еластичні бичі круглого поперечного перерізу.

Конструкція такого робочого органу (рис.1.14) розроблена і досліджена спільно ВАТ "ТекЗ" і УНДІСМ (А.С. СРСР №№ 1660608, 1701152, 1727634). На горизонтальному валу 1 з допомогою кронштейнів на осях вільно встановлені фіксуючі обойми 2, в яких у взаємоперпендикулярних площинах закріплені пруткові еластичні бичі 3 і 4 різної довжини. Очисні елементи 3 розташовані на більшому радіусі обертання R_1 і з кроком t_1 . Еластичні бичі 4 меншої довжини встановлені на радіусі обертання R_2 з кроком t_2 , який в 1,4...1,6 рази менший від кроку t_1 розташування бичів 3.

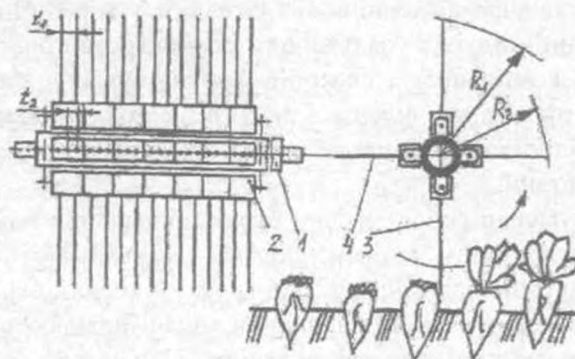


Рис.1.14 - Схема роботи ГВМ роторного типу

У процесі роботи очисні елементи 4, кінці яких розташовані на меншому радіусі обертання взаємодіють виключно з гичкою, а еластичні бичі 3 більшої довжини в основному контактують з голівками коренеплодів. Таке розташування робочих органів забезпечує ефективне вибивання основної маси гички густо встановленими, з меншим радіусом обертання, еластичними прутками і кінцеве доочищення голівок коренеплодів бичами 3, довжина і густота розташування яких більша, що забезпечує зменшення кількості вивернутих із землі кормових буряків.

З проведеного аналізу існуючих типів робочих органів можна зробити наступні висновки - пріоритетним є напрямок видалення гички в дві стадії компактно скомпонованими робочими органами, що забезпечить підвищення продуктивності та спрощення конструкції машин, зменшення втрат і пошкоджень коренеплодів та гички буряків. Однак вибір тієї чи іншої схеми робочого органу необхідно проводити в компоновці з іншими технологічними вузлами (копачами, очисниками, транспортерами), а також із врахуванням технології збирання, природно-кліматичних умов, врожайності гички та коренеплодів.

1.6. Особливості конструкції викопувальних робочих органів

Велика кількість створених конструкцій робочих органів, вузлів та компоновальних схем коренезбиральних машин потребує диференційованого підходу при виборі, розрахунку, проектуванні, дослідженні та впровадженні нових розробок у виробництво. Тому класифікований підхід з урахуванням особливостей робочих органів, схем їх компоновок і способів функціонування, забезпечить можливість проведення аналізу і синтезу необхідної конструктивно-технологічної схеми бурякозбиральної машини для конкретних умов експлуатації.

Викопувальні робочі органи бурякозбиральних машин зрізають шар ґрунту разом з коренеплодами і переміщують їх в зону очисних пристроїв для сепарації від ґрунту і рослинних залишків. За конструктивною схемою виконання копачі поділяються на такі основні типи: лемішні, вилкові, ротаційні, вібраційні та комбіновані (рис.1.15).

Механіко-технологічний принцип роботи викопувальних пристроїв полягає в руйнуванні зв'язку коренеплоду з ґрунтом і створенні витягувального зусилля для наступного переміщення коренеплоду по поверхні робочого органу.

Характер виконання технологічного процесу лемішними та пасивними вилковими робочими органами полягає у підрізанні шару ґрунту лезом клина або поверхнею вилки на глибині підкопування і його переміщенні по руслі копача. Лемішні копачі з від'ємним кутом атаки і граничною робочою швидкістю до 1,8 м/с, при роботі на легких ґрунтах, обламують меншу кількість кінців коренів в порівнянні з вилковими. Однак, при підвищенні поступальної швидкості машини, збільшуються втрати у вигляді обламаних кінців коренів, які залишаються в землі.



Рис. 1.15 Класифікація кореневикопуючих робочих органів

Лемішні та вилкові розімкнені робочі органи відрізняються від замкнених окремим кріпленням лапи (вилки) до стояка, що сприяє більш ефективному проходу купи коренеплодів на очищувальні пристрої.

Незважаючи на простоту конструкції, малу металомісткість даний тип робочих органів отримав обмежене застосування, оскільки характеризується високими енерговитратами, ненадійністю виконання технологічного процесу на в'язких ґрунтах.

Серед існуючих типів робочих органів найбільш універсальними вважаються дискові копачі, які надійно виконують технологічний процес в широких ґрунтово-кліматичних умовах. Вони ви-

конуються у версіях з обома пасивними, одним або двома активними дисками і можуть працювати з робочими швидкостями до 2,6 м/с. Характерною ознакою дискових робочих органів є розташування двох плоских або сферичних дисків, вертикальні осі яких утворюють кут розвалу, а горизонтальні - кут атаки.

Відомо, що дискові викопувальні робочі органи, в порівнянні з лемішними або вилковими, мають більш високу подрібнювальну властивість, краще очищують коренеплоди від землі, не забиваються при роботі на ділянках поля з підвищеною забур'яненістю. При одних і тих самих відхиленнях коренеплодів від осі рядка збиральна машина з дисками може працювати при більшій поступальній швидкості ніж машина з лемішними або вилковими копачами при однакових якісних показниках роботи [17].

Однак дискові копачі мають ряд недоліків: серед існуючих типів робочих органів вони є найбільш енергомісткими, на важких ґрунтах погано заглиблюються, допускають попадання грудок землі в купи зібраних коренеплодів, обривають хвости коренів; на вологих ґрунтах коренеплоди сильно забруднені землею. Маючи постійну величину розхилу дисків, копачі пошкоджують великі корені, а дрібні втрачають. Тому вони потребують регулювання відстані між дисками у відповідності з розмірами коренів і досить точного водіння по рядках. Копачі з одним привідним диском забезпечують менші забруднення коренів землею і можуть працювати в важчих умовах ніж копачі з пасивними дисками. Однак, складна орієнтація дисків по відношенню до рядків коренеплодів, призвела до ускладнення елементів їх приводу. Так, в дискових пристроях, які забезпечують викопування і очищення коренеплодів від землі частка вузлів приводу активних копачів складає 40...45% конструктивної складності і оптової ціни від пристрою в цілому.

Дискові копачі частіше, ніж вилкові пошкоджують коренеплоди, обриваючи їх хвостові частини. Такий тип пошкоджень відзначається тоді, коли защемлена дисками голівка коренеплоду захоплюється в напрямку результуючої швидкості дисків, а нижня його частина все ще зв'язана з ґрунтом. При цьому на коренеплід діють значні напруження згину і зсуву за напрямом руху машини, що призводить до обривання його хвостової частини (особливо при високій щільності ґрунту). Окрім того, вирізаний дисками шар ґрунту разом з викопаними коренеплодами, по мірі переміщення, стискається в розхилі між дисками і піднімається вгору до зустрічі

з бітером, лопатки якого вдаряють по коренеплодах, суттєво пошкоджуючи їх.

Незважаючи на вище вказані недоліки, дискові копачі знайшли широке застосування як у вітчизняних коренезбиральних машинах КС-6Б, КС-6Б-02, КС-6В, КБ-6, РКМ-6-05, МКР-2-3, КСП-2, так і в коренезбиральних машинах зарубіжних фірм "Garford-Victor", "Stanten" (Англія), "ТІМ", "Thyregod" (Данія), "WKM" (ФРН), "Juko" (Фінляндія), "WIC" (США) та ін.

Типові конструктивні схеми активних дискових копачів зображені в таблиці 1.4. На відміну від традиційного приводу одного диска кожного копача, у викопувально-очисному пристрою фірми "WKM" (ФРН) застосований привід обох дисків, що з однієї сторони підвищує технологічну надійність коренезбиральної машини, а з іншої ускладнює конструктивну схему пристрою в цілому. В технічному рішенні захищеному А.С.СРСР №1335161 запропоновано одночасно приводити в обертний рух диски двох сусідніх копачів від одного редуктора. Однак, як конструктивно, так і технологічно викопати такий тип приводу є досить складно, в зв'язку з обмеженою відстанню між дисками сусідніх копачів у верхній частині.

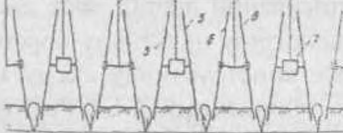
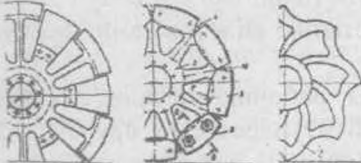

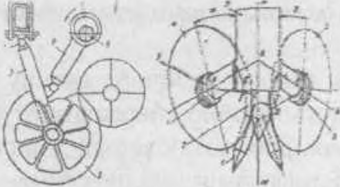
Застосування робочих органів з секторними пелюстками (А.С.СРСР №1426489) забезпечує пружне защемлення коренеплодів в процесі викопування, що зменшує їх пошкодження при взаємодії з бітерним валом. Однак, при роботі такого копача на сухих і твердих ґрунтах, можливі втрати коренів цукрових буряків внаслідок низької жорсткості еластичних елементів диска.

Підвищення жорсткості і покращення зчеплення з ґрунтом забезпечує диск копача коренеплодів зі змінними пластинами (А.С.СРСР №1382422). В процесі взаємодії копача з ґрунтом, впадини, які утворені по периферії диска замінюють процес різання ковзанням на різання фрезеруванням ґрунту, тим самим підвищуючи його подрібнення і перерізання рослинних залишків. При зношенні пластин їх можна замінити новими, що підвищує довговічність диска.

До недоліків даного робочого органу можна віднести конструктивну складність і великі енерговитрати в процесі викопування, оскільки товщина робочої поверхні збільшується внаслідок перекриття периферії диска змінною пластиною.

Підвищення ефективності роботи і зменшення енерговитрат забезпечує використання диска по А.С.СРСР №1667686 за рахунок

Таблиця 1.4 - Конструктивні схеми дискових копачів

Назва	Схема	Джерело інформації
1	2	3
Компонувальні схеми дискових копачів		
Копачі з двома привідними (активними) дисками		Копач фірми "WKM" (ФРН)
Копачі з одним привідним (активним) диском		A.C. СРСР №1335161
Викопувальні диски		
Диск з секторними пелюстками		A.C. СРСР №1426489
Диск зі змінними пластинами		A.C. СРСР №1382422
Диск з циклоїдальними шпирями		A.C. СРСР №1667686
Пасивні дискові копачі		
Диск з радіальними ґрунтозачепами		Копач фірми "Garford-Viktor" (Англія)
Диск з радіально-боковими ґрунтозачепами		Копач фірми "ТІМ" (Данія)
Копачі з регульованим положенням дисків		
Гідравлічне регулювання положення дисків		Патент Великобританії №2165733
Механічне регулювання положення диска		A.C. СРСР №1386084

Продовження таблиці 1.4

1	2	3
Дисково-лемішні копачі		
<p>Пасивні підкопувальні диски</p> <p>Копач з направленням коренеплодів вертикальним прутковим диском</p> <p>Копач з направленням коренеплодів суцільним диском</p>	 <p>The image contains a photograph of a root harvester in operation at the top. Below it are two technical drawings: a side view of a harvester with a vertical rod disc (left) and a side view of a harvester with a solid disc (right). Various parts are labeled with letters and numbers.</p>	<p>Копач фірми "ТІМ" (Данія)</p> <p>Патент Великобританії №2182232</p> <p>Патент США №4828039</p>
Копачі з доочисниками голівок коренеплодів		
<p>Копач з центральним пасивним доочисником</p> <p>Копач з боковим активним доочисником</p>	 <p>The image shows two technical drawings of cleaning heads. The left drawing shows a central passive cleaning head with various components labeled. The right drawing shows a side active cleaning head with a different internal mechanism, also labeled.</p>	<p>А.С. СРСР №1676495</p> <p>А.С. СРСР №1690558</p>
Комбіновані копачі		
<p>Дисково-вібраційний копач</p> <p>Дисково-вилковий копач</p>	 <p>The image contains two technical drawings. The left drawing shows a disc-vibration harvester with a large disc and a vibration mechanism. The right drawing shows a disc-fork harvester with a disc and a fork-like cleaning mechanism. Both are labeled with letters and numbers.</p>	<p>А.С. СРСР №1107779</p> <p>А.С. СРСР №1591849</p>

того, що його шприхи виконані циклоїдальної форми, а периферія ободу S-подібною. Така конструкція диска характеризується кращим врізанням в ґрунт і направленням коренеплодів при їх переміщенні в руслі копача. Однак, складність форми диска потребує виготовлення його методом литва, що суттєво підвищує його матеріаломісткість.

Пасивні дискові копачі фірм "Garford-Victor" (Англія) і "ТІМ" (Данія), відповідно з радіальними і радіально-боковими ґрунтозачепами, ефективно працюють при невисокій і середній вологості ґрунту. На в'язких і вологих ґрунтах такі типи робочих органів досить часто забиваються землею, що знижує продуктивність машини.

При виконанні технологічного процесу пасивними дисковими викопувальними пристроями їх обертання здійснюється за рахунок зчеплення з ґрунтом виступів, які, як правило, розташовують з неробочої сторони ободу диска.

Захист копачів від поломок, які виникають в результаті захоплення каменів, шляхом зміни положення диска, кінематично зв'язаного з гідроциліндром системи захисту, запропоновано в патенті Великобританії №2165733. Проте, дане технічне рішення потребує особливо великої точності виготовлення вузлів механізму розтиску, а також значно ускладнює конструкцію пристрою в цілому.

При роботі копача коренеплодів (А.С.СРСР №1386084) похилий диск, обертаючись, здійснює зворотньо-обертові рухи відносно вертикальної осі рами, тим самим розхитує коренеплоди і витягує їх з ґрунту. При всій своїй конструктивній простоті дана схема не забезпечує гарантованої подачі коренів на очисні пристрої.

Пасивні дисково-лемішні копачі ефективно працюють на легких ґрунтах і знайшли широке застосування в країнах Західної Європи. В табл.1.4 (продовження) зображено копачі коренезбиральної машини фірми "ТІМ" (Данія). Аналогічними робочими органами комплектуються коренезбиральні машини фірм "Herriau", "Matrot", "Moreau" (Франція). При цьому підбирання коренеплодів здійснюється роторними сепаруючими пристроями.

Інтенсифікація передачі потоку викопаних коренеплодів на очисні пристрої забезпечується за рахунок вертикальних активних дисків, встановлених в зоні пасивних копачів (Патент США

№4828039). Однак таке рішення ускладнює конструкцію викопувального пристрою машини.

Направлення потоку коренеплодів вертикальним роторним диском з прутковими шприхами і забезпечення стабілізації руху копача досягається при застосуванні технічного рішення згідно патенту Великобританії №2182232.

Дисково-лемішні підкопуючі пристрої мають обмежене застосування і при роботі на в'язких ґрунтах, а також з глибоко розташованими в ґрунті коренеплодами, якість виконання ними технологічного процесу значно знижується.

Виконання доочищення голівок коренеплодів від залишків гички пасивними і активними еластичними щітками, розташованими в розхилі копачів, може забезпечуватись при застосуванні відповідних технічних рішень згідно А.С.СРСР №1676495 і №1690558. Незважаючи на перспективність вирішення проблеми в такому напрямку, ефективність даних пристроїв є незначною, оскільки лінійні швидкості очисних елементів відносно голівок коренеплодів є надзвичайно малими.

Комбінація рухів дискового і вібраційного копачів об'єднана в технічному рішенні запропонованому в А.С.СРСР №1107779. Такий напрям розвитку викопувальних робочих органів є прогресивним, проте таке конструктивне рішення, з урахуванням напрямків рухів, призводить до значного підвищення енерговитрат.

Варіант виконання дисково-вилкового копача, диски в якому застосовуються в якості коренезабірника, наведений в А.С.СРСР №1591849. Регулювання кутів нахилу дисків здійснюється шляхом повертання косих шайб.

З метою зменшення енергомісткості процесу, шляхом порушення зв'язку коренеплодів з ґрунтом, розроблений робочий орган (А.С.СРСР №1079203), що містить допоміжні диски, які встановлені попереду основних і мають менший зовнішній діаметр. Однак, даний тип копачів характеризується високою конструктивною складністю і може отримати обмежене застосування лише на міжряддях цукрових буряків рівних 600 мм.

Процес утворення витягувального зусилля і розриву зв'язку коренеплоду з ґрунтом при дії вилково-ротаційних копачів, є більш динамічним ніж при дії лемішних та дискових копачів. Розрив цих зв'язків і активне переміщення коренів в область дії коренезабір-

ника відбувається за рахунок додаткового витягувального зусилля, яке забезпечується обертовими вилками.

Вилкові копачі знайшли застосування при роботі коренезбиральних машин на легких та середніх ґрунтах при поступальній швидкості до 1,8 м/с. Однак, у важких умовах роботи, вони характеризуються значним забрудненням коренів землею, при великих швидкостях обламують кінці коренів, а при високій вологості і в'язкості ґрунту якість викопування різко знижується через забивання робочих органів ґрунтом.

Вилково-ротаційними викопувальними пристроями в основному комплектуються вітчизняні бурякозбиральні машини КС-6Б-01, КС-6Б-02, МКК-6-02, РКС-6.

Характерною ознакою вилкових копачів є розташування активних конусоподібних вилок під певним кутом до горизонту з утворенням кута розхилу між їх центральними осями. Конструктивні схеми вилкових копачів наведені в табл. 1.5.

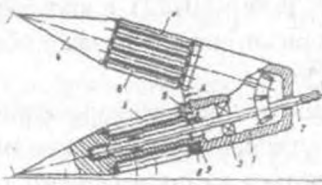
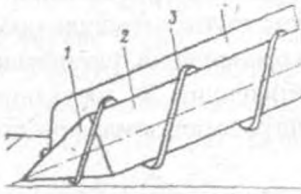
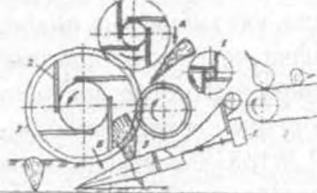
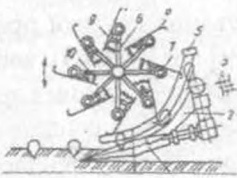
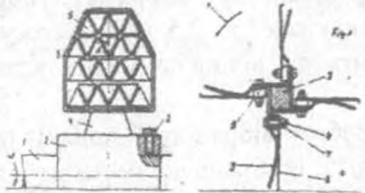

Активізацію відділення ґрунту безпосередньо в процесі викопування забезпечує копач (А.С.СРСР №1650025), в якому циліндрична частина вилок утворена активними роликками. Незважаючи на беззаперечний технологічний ефект, який досягається при викопуванні коренеплодів, дане рішення є конструктивно складним, а також ненадійним у роботі, оскільки деформація одного з активних роликів може призвести до виходу з ладу всього копача.

Викопування цукрових і кормових буряків з одночасним їх очищенням від землі без стрибкоподібного переходу від однієї операції до іншої забезпечує копач коренеплодів, конструктивна схема якого наведена в А.С.СРСР №1318193. Прогресивним в даному технічному рішенні є об'єднання в одному робочому органі активної вилки з її переходом у спіраль-но-вальцевий очисник. Переміщення викопаних коренеплодів здійснюється між повздовжніми активними шнеками і боковими щитками.

Основним недоліком такого пристрою є велика консольність робочих органів, а застосування допоміжних опор в технологічній зоні є проблематичним, оскільки це призводить до виникнення так званих "мертвих зон" в робочому руслі копача і відповідно його забивання землею.

Застосування привідних бітерних валів, при роботі вилкового копача, запропоновано в А.С.СРСР №1029868. Використання тако-

Таблиця 1.5 - Конструктивні схеми вилкових копачів

Назва	Схема	Джерело інформації
Вилково-роликівий копач		А.С. СРСР №1650025
Вилково-шнековий копач		А.С. СРСР №1318193
Вилково-бітерний копач		А.С. СРСР №1029868
Вилково-роторний копач		А.С. СРСР №1450777
Бітерні вали копачів		
Бітер з еластичною решітчастою лопаткою		А.С. СРСР №1681756
Бітер з демпферною прокладкою		Патент ФРН №3008609

го пристрою дозволить підвищити якість збирання коренеплодів шляхом підвищення ступеня подрібнення викопаного шару ґрунту.

Однак, введення в технологічну зону копача чотирьох активних бітерних валів практично виключає застосування даного пристрою в серійних машинах через свою складність.

Заслуговує уваги технічне рішення кореневикопувального пристрою (А.С.СРСР №1450777), в якому забірний механізм виконаний у вигляді горизонтального вала з поворотними підпружиненими лопатками.

У процесі роботи викопані коренеплоди захоплюються лопатками і по руслу, утвореному між боковими стінками направляючих пластин, подаються на приймальний транспортер. Однак, при підвищенні вологості ґрунту можливе повертання підпружинених лопаток відносно коренеплодів, що призведе до забивання копачів і подрібнення коренеплодів. Застосування суцільних коренезабірних пластин підвищує вміст землі при подачі буряків в зону очищення.

Важливим робочим органом, як дискових, так і вилкових копачів, є бітерні вали, які вибивають викопані коренеплоди з технологічної зони копача на очисні пристрої. Від їх конструктивної схеми і технологічних параметрів значною мірою залежить ступінь пошкодження і забруднення коренеплодів.

В А.С.СРСР №1681756 наявність вікон на робочих лопатках бітерів сприяє кращій сепарації землі при переході коренів на очисні пристрої. Застосування гумової прокладки попереду металевої лопатки (патент ФРН №3008609) забезпечує зниження ступеня пошкодження коренів при їх виході з технологічної зони.

Копачі вібраційної дії знайшли широке застосування в машинах зарубіжних фірм "Stoll", "Kleine" (ФРН), "Matrot", "Hergiau" (Франція) та ін. Принцип їх роботи полягає в розрізанні ґрунту віброуючою різальною кромкою, розхитуванні коренеплоду і переміщенні його у вертикальному напрямку. Вібраційний копач може працювати зі швидкістю до 2,5 м/с. Застосування таких робочих органів призводить до відносно малих втрат, навіть на важких ґрунтах.

У процесі роботи вібраційних копачів пошкоджується 6...8 % коренеплодів, однак, із збільшенням частоти коливань понад 22 Гц кількість пошкоджень зростає до 14 % [7]. При такому способі ви-

копування, через надання коренеплодам значних прискорень у вертикальному напрямку, вони інтенсивно очищуються від землі.

Характерною особливістю вібраційних копачів є надання двом фігурним пластинам (лемешам), які встановлені одна відносно одної під кутом розхилу, коливних рухів у повздовжньому і поперечному напрямках.

Конструктивні схеми типових вібраційних копачів приведені в таблиці 1.6.

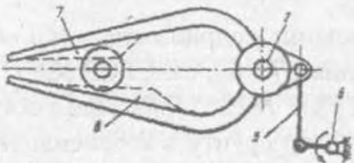

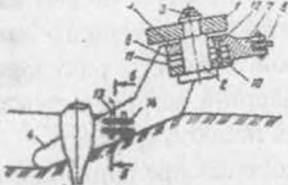
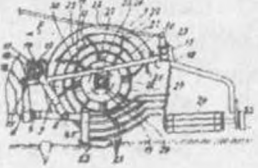
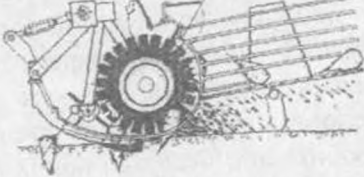
Для покращення подрібнення землі на лопатках копача виконані похилі приливи 7 і 8 (А.С.СРСР №1521342) або розрихлювачі ґрунту 14 (А.С.СРСР №1287768). При поступальному переміщенні робочого органу шар ґрунту з коренеплодами охоплюється з двох боків, а зміщені один відносно одного приливи, або розрихлювачі, інтенсивно порушують зв'язки коренеплодів з землею. Активізуючи процес викопування, з іншого боку, приливи і розрихлювачі призводять до підвищення енерговитрат на виконання технологічного процесу.

З метою інтенсифікації процесу очищення, при викопуванні коренеплодів, розроблений викопувальний пристрій (А.С.СРСР №1584800), який забезпечує подачу буряків на приймальний транспортер за допомогою бітерного вала з еластичними підпружиненими лопатками. Однак, за рахунок обертання бітерного вала в напрямку руху машини, коренеплоди в процесі перекидання на транспортер можуть пошкоджуватися.

При роботі коренезбиральних машин на високих поступальних швидкостях доцільно застосовувати коренезабірники (Патент ФРН №2618570), які виконані у вигляді жорстких фігурних шприх і ефективно завантажують коренеплоди на поперечний транспортер. У другому варіанті (віброкопач "Rotalift" причіпного дворядного комбайну V-202 фірми "Stoll", ФРН) коренезабірники виконані з еластичної гуми і характеризуються більш високою податливістю робочих органів. Однак, якщо в другому варіанті коренезабірник практично не пошкоджує буряки, але може їх втрачати при подачі, то в першому – подача є гарантованою, проте ступінь пошкодження коренеплодів вищий.

З проведеного аналізу відомих типів викопувальних пристроїв можна зробити висновок, що при їх проектуванні доводиться вирішувати технічне протиріччя, яке полягає в покращенні, з однієї сторони, функціональних параметрів копачів (зменшення

Таблиця 1.6- Конструктивні схеми вібраційних копачів

Назва	Схема	Джерело інформації
Віброкопач з боковими коливними рухами		А.С. СРСР №1521342
Віброкопач з бітровою системою завантаження коренеплодів		А.С. СРСР №1584800
Віброкопач з розхилювачем на лопатці		А.С. СРСР №1287768
Віброкопач з ротційно-прутковою системою завантаження коренів		Патент ФРН №2618570
Віброкопач з ротційною дисково-еластичною системою завантаження коренеплодів		Віброкопач системи "Rotalift" фірми "Stoll" ФРН

втрата, пошкоджень та вмісту ґрунту у воросі коренеплодів, які подаються на сепаратор), а з іншої – спрощенні конструкції та зменшенні енерговитрат на виконання технологічного процесу.

1.7. Особливості конструкцій очисних робочих органів

У технологічному процесі збирання цукрових буряків наступною після викопування операцією є очищення (сепарація) коренеплодів від ґрунту і рослинних залишків та подача їх на повздовжні елеватори. Конструктивна різноманітність робочих органів не надто велика. В основному розрізняють шнекові, роторні, кулачкові та бітерні очисники.

Поперечні шнекові сепаратори, як правило, складаються з двох частин - передньої і задньої. Передня частина виконується з двох (трьох) шнеків, кожен з яких має різнонаправлене навівання спіралей, що забезпечує розведення вороху коренеплодів по периферії очисного пристрою. Друга частина відрізняється від першої лише оберненим напрямком навівання спіралей і зводить потік в зону виходу вороху на повздовжній елеватор. Такий тип робочих органів забезпечує збільшення шляху проходження коренів по шнекових валах, що покращує їх сепарацію. Для зменшення пошкоджень між різнонаправленими суміжними спіралями розвідних та звідних шнеків, а також в зоні вивантаження, застосовуються проміжні вали.

Поперечні шнекові очисники знайшли застосування в машинах КС-6Б, КС-6В, КБ-6, РКС-6, РКМ-6 (Україна), KR6П ("Kleine", ФРН) та ін.

Повздовжні шнекові сепаратори забезпечують очищення і транспортування коренеплодів в напрямку осі обертання і характеризуються протилежним напрямком навівання та обертання спіралей (машини фірм "Heath", "Garford-Victor" Англія). Робочі органи такого типу в основному виконують транспортувальні функції з невеликим очисним ефектом і, як правило, застосовуються замість стрічкових елеваторів.

Важливою перевагою шнекових очисників є відносна простота конструкції, можливість суміщення в одному робочому органі функцій очищення і транспортування, задовільна якість сепарації коренеплодів від ґрунту та рослинних залишків. Однак при роботі бурякозбиральної машини на вологих ґрунтах (вологість більше

24 %) шнеки залипають землею, що призводить до зменшення ступеня очищення коренеплодів.

При збільшенні часу перебування в робочому руслі ступінь сепарації коренеплодів підвищується, але одночасно збільшується ймовірність їх пошкодження. Ступінь "агресивності" шнеків визначається висотою і частотою навивання рифів, а час перебування на них вороху коренеплодів обмежується [7].

Типові конструктивні схеми робочих органів гвинтових сепараторів зображені в таблиці 1.7.

З метою самоочищення спіралей від налипання землі, а також підвищення інтенсивності обертання коренеплодів при їх сепарації розроблений шнековий очисник (А.С.СРСР №1685292), який виконаний у вигляді привідного вала 1 із закріпленими по боках торцевими дисками 2. На дисках встановлені вальці 3, кінематично зв'язані з привідним валом за допомогою внутрішніх і зовнішніх зубчастих зачеплень. Вальці виконують складний обертальний рух, що активізує процес сепарації коренеплодів.

Дана схема робочого органу очисника є як конструктивно, так і технологічно складною, а відкриті зубчасті передачі при роботі в абразивних середовищах - недовговічні.

Зменшення пошкоджень коренеплодів можна досягнути іншим конструктивним шляхом, а саме вільним розташуванням гвинтової спіралі на очисному валу. В першому варіанті спіраль і вал приводяться в обертальний рух окремими механізмами, причому частота їх обертання є різною (Патент ФРН №2239783).

Для демпфування ударних взаємодій, гвинтову спіраль можна встановлювати з зазором відносно очисного вала і консольно закріплювати (А.С.СРСР № 843826).

Однак дані технічні рішення не забезпечують необхідної жорсткості спіралі і можуть знайти застосування лише при легких режимах роботи сепараторів.

Додатковий обертальний рух коренеплоди отримують при взаємодії з гвинтовою поверхнею очисника, яка виконана гофрованою на всій довжині навивання (А.С.СРСР №1202506).

Для зменшення ступеня пошкоджень коренеплодів шляхом зниження контактних напружень при ударних взаємодіях продукту з сепаруючими елементами, останні можуть виконуватись або суцільними з еластичного матеріалу (А.С.СРСР №1556567), або окремими сегментами (А.С.СРСР №1653945).

При суттєвому зменшенні ступеня пошкоджень коренеплодів, такий напрямок виконання робочих органів не отримав широ-

кого застосування в практиці, оскільки гумові робочі поверхні швидко зношуються в процесі експлуатації.

Також відомий гвинтовий сепаратор коренеплодів від ґрунту і гички (А.С.СРСР №275573), активні шнеки якого виконані двозахідними і різної висоти. Така форма витків дозволяє поділяти ворох коренеплодів на фракції: ґрунт і залишки гички переміщуються витками меншої висоти, а коренеплоди - витками більшої висоти. Основним недоліком даної конструкції є складність у виготовленні і висока матеріаломісткість.

Компонувальну схему очисника (А.С.СРСР №275572) доцільно застосовувати лише при збиранні коренеплодів на кам'янистих ґрунтах, де додаткова сепарація кулачковим вальцем 5 з повздовжніми комітками 6 здійснює відділення грудок ґрунту і каміння.


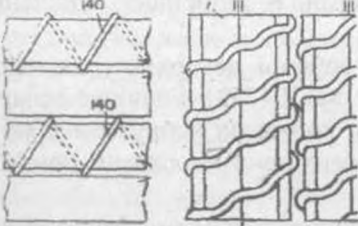

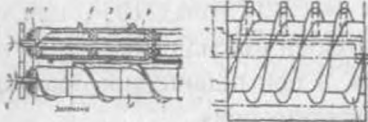
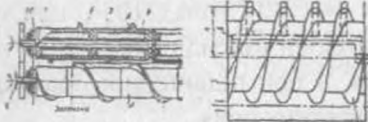
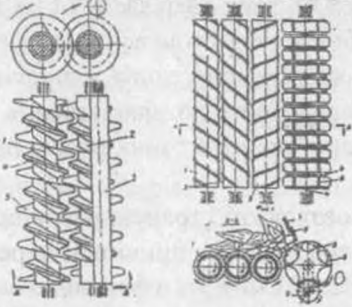
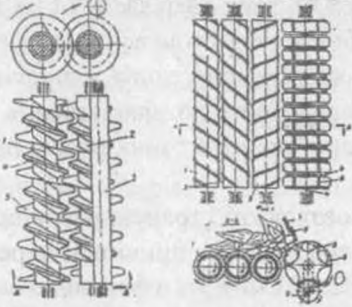
Виконання робочої поверхні у вигляді набору кулачкових дисків (А.С.СРСР №1304772) підвищує сепаруючу здатність очисника, однак високі контактні напруження, які виникають при взаємодії робочих поверхонь з коренями, призводять до їх глибоких пошкоджень.

Типові компонувальні схеми блоку звідних поперечних шнеків представлені в табл.1.7 (продовження). Характерною їх особливістю є розташування в зоні завантаження повздовжнього елеватора обмежувальних пластин або консольних гвинтових валів. В першому випадку (А.С.СРСР №321034) при зустрічно направлених потоці, коренеплоди взаємодіючи з жорсткими пластинами сильно травмуються, а при підвищеній податливості пластин випадають на зібрану частину поля.

Підвищення надійності і довговічності в роботі, при гарантованому завантаженні повздовжнього транспортера, забезпечує очисний пристрій (А.С.СРСР №1547751), в якому пари звідних шнеків розташовані в двох опорах. Незважаючи на вищевказані переваги, дана схема має обмежене застосування в зв'язку з утворенням мертвих зон при переводі коренеплодів з шнеків на повздовжній елеватор. Дані зони призводять до накопичення рослинних залишків і відповідно забивання технологічних русел, по яких переміщуються коренеплоди.

Шнекові повздовжні транспортери-сепаратори (А.С.СРСР №740182 і шнековий очисник причіпної коренезбиральної машини фірми "Garford-Victor") можуть ефективно застосовуватись на кінцевій стадії доочищення коренеплодів, коли основна маса домішок

Таблиця 1.7 - Типові конструктивні схеми робочих органів гвинтових сепараторів

Назва	Схема	Джерело інформації
1	2	3
Шнекові очисники з прутковою несучою поверхнею		
Очисник з активними проміжними вальцями		А.С. СРСР №1685292
Очисник з суцільною прутковою поверхнею		Патент ФРН №2239783
Очисник з гофрованою прутковою поверхнею		А.С. СРСР №1202506
Шнекові очисники з еластичною несучою поверхнею		
Очисник з суцільною еластичною поверхнею		А.С. СРСР №1556567
Очисник з перервною еластичною поверхнею		А.С. СРСР №1653945
Очисники коренеплодів від землі і каміння		
Очисник з двоазійною різновисокою спіраллю		А.С. СРСР №275573
Очисник з відбірним кулачковим валом		А.С. СРСР №275572

1	2	3
Поперечні шнекові очисники		
Шнековий очисник з пасивними боковими щитками		А.С. СРСР №321034
Шнековий очисник з активними боковими вальцями		А.С. СРСР №738547
Шнековий очисник з консольними гвинтовими валами		А.С. СРСР №1547751
Повздовжні шнекові очисники		
Шнековий очисник з горизонтальними валами		А.С. СРСР №740182
Шнековий очисник з різновисоким розташуванням валів		Копач фірми "Garford-Viktor" (Англія)
Комбіновані шнекові очисники		
Шнеково-роторний очисник		Патент ФРН №2421369

грунту і рослинних залишків вже відсіяна, оскільки вони характеризуються вищими швидкостями переміщення коренеплодів відносно робочих органів, порівняно з поперечними транспортерами.

Подібна схема очисного пристрою наведена в патенті ФРН №2421369, в якому груба сепарація вороху коренеплодів здійснюється активним ротором 20, а чистове доочищення з повздовжнім переміщенням, забезпечується парами гвинтових вальців 10.

Для очищення коренеплодів, а також подрібнення грудок ґрунту застосовують також кулачкові очисники, які представляють собою набір паралельно розташованих кулачкових валів з однаковим напрямком обертання. Типова комбінувальна схема комбінованого роторно-кулачкового очисника застосована в сепаруючому пристрої коренезбиральної машини "Holmer" (ФРН). Викопані корені подаються на роторний сепаруючий пристрій, звідки надходять на кулачковий очисник для доочищення.

Роторні сепаруючі пристрої (табл. 1.8) знайшли широке застосування при роботі коренезбиральних машин на суглинках та піщаних ґрунтах. Конструктивною особливістю таких сепараторів є розташування під кутом 8...12° до горизонту роторів, на яких рівномірно по колу жорстко закріплені радіальні прутки. З метою підвищення транспортуючих властивостей на радіальних прутках з певним кроком закріплюють активізуючі прутки (Пат. Франції №26223401), або сепаруючі елементи виконують у вигляді вертикально розташованих спарених прутків (Пат. Франції №2363977). Перший варіант знайшов широке застосування в серійних коренезбиральних машинах західноєвропейських фірм, в зв'язку з простою конструкції, на відміну від другого технічного рішення.

Для формування потоку вороху коренеплодів в процесі його очищення по периферії роторів встановлюють пруткові направляючі решітки (Патент Франції №2344212), а для підвищення ступеня сепарації, а також для зміни напрямку потоку над дисками в робочому просторі очисника застосовуються еластичні шнеки, бітери або інші робочі органи з активною поверхнею (А.С.СРСР №1759289). Останній тип сепаратора через конструктивну та технологічну складність може знайти застосування лише як автономна установка для доочищення коренеплодів.

Активізацію процесу сепарації коренеплодів забезпечують підпружинені в сторону робочої поверхні роторів пруткові направ

Таблиця 1.8 - Конструктивні схеми роторних очисників

Назва	Схема	Джерело інформації
Робочі органи роторних очисників		
Однопрутковий ротор		Патент Франції №26223401
Двопрутковий ротор		Патент Франції №2363977
Однороторні очисники		
Очисник з бітерним валом		А.С. СРСР №1759289
Очисник з вібро-направляючими		Патент Франції №22168971
Однороторний підбирач коренеплодів		Патент Франції №2344212
Очисник з шнековими боковими направляючими		А.С. СРСР №1724067
Багатороторні очисники		
Двороторний очисник		ЕВП №0158763
Трироторний очисник		Патент Франції №2344212

ляючі решітки (Патент Франції №22168971), а також розташовані по периферії активні консольні шнеки, напрямок подачі продукту яких співпадає з напрямком обертання сепаруючого ротора. Однак введення в компоувальну схему сепаруючих пристроїв активних бокових направляючих значно ускладнює їх конструкцію і собівартість виготовлення.

Роторні очисні пристрої, окрім сепарації та транспортування, можуть виконувати функції підбирання коренеплодів. Типові конструктивно-функціональні схеми викоувально-очисних пристроїв бурякозбиральних машин фірм "Herriau", "Moreau", "Matrot" зображені в табл.1.8.

У процесі роботи встановлені під кутом активні ротори, заглиблюються в ґрунту, підбирають викопані пасивними дисками або віброкопачами коренеплоди і, очищаючи їх від домішок землі, транспортують у зону вивантаження.

Сепаруючий ефект у таких пристроях досягається за рахунок просіювання землі через решітчасту поверхню диска і направляючих бокових решіток, а також під впливом відцентрових сил, що діють на ворох.

У значній більшості машин очисні ротори розташовують над поверхнею ґрунту і їх завантаження ворохом здійснюється бітерними, шнековими або іншими робочими органами, що покращує якість сепарації за рахунок кращого заповнення роторів по всій поверхні (машини фірм "Stoll", "Kleine", "Holmer" (ФРН); "P.Barigelli & C.", "Rimeco", "Guaresi" (Італія); "ТІМ" (Данія)).

Вибір схеми розташування роторів, їх кількості, напрямку обертання залежить від компоновки бурякозбиральної машини, типу викоувальних робочих органів, ґрунтово-кліматичних умов, а також технології переробки буряків.

Роторні сепаратори в найважчих умовах характеризуються надійністю виконання робочого процесу, а за ступенем сепарації коренеплодів від землі переважають аналогічні показники шнекових та кулачкових очисників.

Однак при високих сепаруючих характеристиках, роторні очисники мають один суттєвий недолік - значний ступінь пошкоджень коренеплодів, що обмежило застосування таких типів пристроїв у вітчизняних коренезбиральних машинах, враховуючи значні терміни зберігання буряків перед їх переробкою.

При роботі коренезбиральних машин в сухих кліматичних умовах у воросі знаходиться велика кількість грудок ґрунту, які шнековими та роторними очисниками не відділяються. Для очищення вороху від таких домішок застосовуються грудкоподрібнювачі, принцип дії яких базується на різниці кутів защемлення грудок і коренеплодів.

З проведеного аналізу відомих типів сепаруючих пристроїв можна зробити висновок, що основним невирішеним питанням є забезпечення високого ступеня відділення землі від коренеплодів при їх мінімальних пошкодженнях. В одних випадках процес сепарації є інтенсивним (шнекові та роторні очисники), однак призводить до суттєвих пошкоджень коренеплодів, а в інших - виконанням еластичних робочих поверхонь добиваються мінімальних пошкоджень коренів, що веде до збільшення шляху і часу їх переміщення в технологічному руслі очищення. На нашу думку, найбільш перспективним шляхом вдосконалення очисних пристроїв є застосування на першій стадії очищення "агресивних" робочих органів з їх переходом в більш "ніжний" режим сепарації по мірі віддалення коренеплодів від викопувального пристрою, оскільки ймовірність взаємодії тіла буряка з робочою поверхнею зростає із зменшенням вмісту ґрунту у воросі коренеплодів.

З проведеного аналізу відомих типів бурякозбиральних машин, можна зробити висновок, що на ринку західноєвропейських країн пропонується техніка різного типуажу, починаючи від однорядних причіпних і закінчуючи потужними шестирядними самохідними бункерними комбайнами, для різних технологій збирання цукрових буряків та площ на яких вони вирощуються. Схеми викопувально-очисних пристроїв характеризуються широким спектром їх конструктивного виконання. Дані машини можуть задовольнити вимоги споживачів з врахуванням ґрунтово-кліматичних умов, розмірів площ, та прийнятих технологій збирання коренеплодів.

Одним з основних напрямків розвитку вітчизняної бурякозбиральної техніки є модернізація існуючих комбайнів, з метою підвищення їх техніко-експлуатаційних параметрів; розробка і серійний випуск простих за конструкцією і надійних в експлуатації навісних, причіпних, 1-, 2-, 3- і 4-рядних коренезбиральних машин для орендних і фермерських господарств, також-потужних самохідних комбайнів (для великих посівних площ), функціональні і експлуатаційні показники яких відповідали б світовим стандартам.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

2.1. Формалізований опис викопувальних дисків

Основною метою теоретичного дослідження процесу викопування коренеплодів дисковими копачами є визначення їх оптимальних конструктивно-технологічних параметрів, які забезпечать надійне виконання технологічного процесу при мінімальних енерговитратах, оскільки такі робочі органи є універсальними і ефективно викопують коренеплоди в широкому діапазоні ґрунтово-кліматичних умов, однак є найбільш енергомісткими.

В зв'язку з тим, що викопувальні диски мають складне розташування в просторі, то першочерговим постає питання описати робочі поверхні дисків і пов'язати їх із загальною системою координат (центральною стійкою копача), в напрямку осі якої діє лобова сила викопування.

Для визначення характеру зміни крутного моменту на активному диску копача від його конструктивних і технологічних параметрів розглянемо розрахункову схему активного диска (рис.2.1) який обертається з постійною кутовою швидкістю. Пасивний диск дзеркальним відображенням активного відносно площини XOZ . Формалізований опис робочої поверхні активного диска у власній системі координат можна представити як поверхню сфери, обмежену площиною із утворенням робочої кромки у вигляді кола. Нехай власна система координат диска $\tilde{O}\tilde{X}\tilde{Y}\tilde{Z}$ вибрана таким чином, що центр координат розташований у центрі кола, утвореного кромкою диска копача. Вісь $\tilde{O}\tilde{Y}$ співпадає з віссю обертання диска, вісь $\tilde{O}\tilde{X}$ направлена паралельно землі. Тоді вісь $\tilde{O}\tilde{Z}$ також перпендикулярна кромці диска (тобто колу, утворене зовнішньою кромкою) лежить у площині $\tilde{X}\tilde{O}\tilde{Z}$, а центр сфери C лежить на осі $\tilde{O}\tilde{Y}$ на певній віддалі від центру координат

$$Y_c = e = \sqrt{R^2 - r^2},$$

де R - радіус сфери поверхні диска, r - радіус диска.

пендикулярно землі, вісь OX - по вектору руху комбайна, а центр O знаходиться в точці перетину площин розміщення копачів та горизонтальної дотичної до дисків.

Для зручності переходу від системи $\tilde{O}\tilde{X}\tilde{Y}\tilde{Z}$ до $OXYZ$ центр системи координат вибираємо в точці перетину трьох площин: двох площин, що проходять через зовнішні краї суміжних дисків копачів і горизонтальної площини OXY , яка проходить через найнижчі точки кіл кожного з дисків.

На рис.2.1 також показане взаємне розташування системи координат $\tilde{O}\tilde{X}\tilde{Y}\tilde{Z}$ та $OXYZ$ і порядок переходу від систем $OXYZ$ шляхом паралельного переносу осей та їх повороту в залежності від геометричного розташування робочих органів.

Згідно конструкції копачів площини суміжних дисків розвернуті одна відносно одної так, що в перетині з горизонтальною площиною утворюють кут розхилу 2α і нахилені до горизонту під кутом $(90-\beta)$, де β - кут нахилу площини диска відносно вертикального положення.

Отже, для переходу від системи координат $\tilde{O}\tilde{X}\tilde{Y}\tilde{Z}$ до $OXYZ$ потрібно спочатку від $OXYZ$ перейти до системи координат $O'X'Y'Z'$, вісь $O'Z'$ якої співпадає з віссю OZ системи $OXYZ$, а осі $O'X'$ та $O'Y'$ повернені навколо осі $O'Z'$ на кут α .

Далі від системи координат $O'X'Y'Z'$, поворотом осей $O'Y'$ і $O'Z'$ відносно осі $O'X' = O''X''$ на кут нахилу β переходимо до системи $O''X''Y''Z''$, а від системи $O''X''Y''Z''$ до системи $\tilde{O}\tilde{X}\tilde{Y}\tilde{Z}$ шляхом паралельного переносу координат.

Рівняння зв'язку координат системи $\tilde{O}\tilde{X}\tilde{Y}\tilde{Z}$ з координатами системи $O''X''Y''Z''$:

$$\begin{cases} X'' = \tilde{X} + l; \\ Y'' = \tilde{Y}; \\ Z'' = \tilde{Z} + r, \end{cases} \quad (2.3)$$

де l - відстань від крайньої нижньої точки диска до центру системи координат O ; r - зовнішній радіус диска.

Рівняння зв'язку координат системи $O''X''Y''Z''$ та $O'X'Y'Z'$:

$$\begin{cases} X' = X''; \\ Y' = Y'' \cos \beta - Z'' \sin \beta; \\ Z' = Y'' \sin \beta - Z'' \cos \beta. \end{cases} \quad (2.4)$$

Відповідно для системи $O'X'Y'Z'$ і $OXYZ$:

$$\begin{cases} X = X' \cos \alpha + Y' \sin \alpha; \\ Y = Y' \cos \alpha - X' \sin \alpha; \\ Z = Z'. \end{cases} \quad (2.5)$$

Отже, в загальному випадку із врахуванням рівнянь (2.3), (2.4) і (2.5) перехід від системи координат $\tilde{O}\tilde{X}\tilde{Y}\tilde{Z}$ до $OXYZ$ прийме вигляд:

$$\begin{cases} X = \tilde{X} \cos \beta \sin \alpha - (\tilde{Z} + r) \sin \beta \sin \alpha + (\tilde{X} + l) \cos \alpha; \\ Y = \tilde{Y} \cos \beta \cos \alpha - (\tilde{Z} + r) \sin \beta \cos \alpha - (\tilde{X} + l) \sin \alpha; \\ Z = \tilde{Y} \sin \beta + (\tilde{Z} + r) \cos \beta. \end{cases} \quad (2.6)$$

При необхідності зворотних перетворень рівняння зв'язку матиме вигляд:

$$\begin{cases} \tilde{X} = X \cos \alpha - Y \sin \alpha - l; \\ \tilde{Y} = Y \cos \alpha \cos \beta + X \sin \alpha \cos \beta + Z \sin \beta; \\ \tilde{Z} = Z \cos \beta - Y \cos \alpha \sin \beta + X \sin \alpha \sin \beta - r. \end{cases} \quad (2.7)$$

Отже в системі координат копача $OXYZ$ сферична поверхня диска опишеться рівнянням:

$$\begin{aligned} & (X \cos \alpha - Y \sin \alpha - l)^2 + (Y \cos \alpha \cos \beta + X \sin \alpha \cos \beta + \\ & + Z \sin \beta - \sqrt{R^2 - r^2})^2 + (Z \cos \beta - Y \sin \beta \cos \alpha + \\ & + X \sin \alpha \sin \beta - r)^2 - R^2 = 0. \end{aligned} \quad (2.8)$$

Координати центра сфери C в системі $OXYZ$ запишуться у вигляді:

$$\begin{cases} Y_c = \sqrt{R^2 - r^2} \cos \alpha \cos \beta - r \cos \alpha \sin \beta - l \sin \beta; \\ X_c = \sqrt{R^2 - r^2} \sin \alpha \sin \beta + l \cos \alpha; \\ Z_c = \sqrt{R^2 - r^2} \sin \beta + r \cos \beta. \end{cases} \quad (2.9)$$

Таким чином рівняння (2.8) в системі $OXYZ$ після спрощень прийме вигляд:

$$(X-X_C)^2 + (Y-Y_C)^2 + (Z-Z_C)^2 - R^2 = 0,$$

де X_C, Y_C, Z_C - виражаються залежностями (2.9).

Рівняння (2.2) кола зовнішнього краю диска:

$$\begin{cases} (X \cos \alpha - Y \sin \alpha - l)^2 + (Z \cos \beta - Y \cos \alpha \sin \beta + \\ + X \sin \alpha \sin \beta - r)^2 - r^2 = 0; \\ X \sin \alpha \cos \beta - Y \cos \alpha \cos \beta + Z \sin \beta = 0. \end{cases} \quad (2.10)$$

В приведених залежностях величини R, r , та l і кути α задаються конструктивно, причому l задається не явно, а через мінімальну відстань між дисками $2C$ ($2C=36...40$ мм).

Приймемо, що диски розташовуються відносно площини OXY , основної системи координат копача, симетрично, і надалі продовжуємо розглядати тільки один копач, а поверхні іншого будуть симетричним відображенням відносно площини OXZ . Тоді конструктивний параметр C буде характеризувати мінімальну відстань від краю диска до площини OXZ , або відстань від точки K , з координатою $|Y_K|$, до площини OXZ , де $|Y_K|=C$.

Із заданої умови знайдемо зв'язок між конструктивними параметрами l та C . Точка K лежить в зоні перетину кромки диска, що описується залежностями (2.10), із площиною, яка проходить через вісь обертання диска копача $\tilde{O}\tilde{Y}$ і перпендикулярна площини OZX основної системи.

Дана площина задається нормаллю:

$$\bar{n} = \bar{r}_{oy} \times \bar{r}_{oy} = \sin \bar{i} - \cos \beta \sin \alpha \bar{k}.$$

Враховуючи, що:

$$\bar{r}_{oy} = \{0, 1, 0\}, \bar{r}_{oy} = \{\tilde{0}, \tilde{1}, \tilde{0}\} = \{\cos \beta \sin \alpha; \cos \beta \cos \alpha; \sin \beta\}, \text{ то}$$

$$n = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ 0 & 1 & 0 \\ \cos \beta \times & \cos \beta \times & \sin \alpha \\ \times \sin \alpha & \times \cos \alpha & \end{vmatrix} = \sin \alpha \bar{i} - \cos \beta \sin \alpha \bar{k}. \quad (2.11)$$

Отже рівняння площини, що проходить через т. O та т. K :

$(X - X_{\bar{o}}) \sin \alpha - (Z - Z_{\bar{o}}) \sin \alpha \cos \beta = 0$ або, з врахуванням значень $X_{\bar{o}}, Z_{\bar{o}}$

$$X \sin \alpha - Z \sin \alpha \cos \beta + (r \sin \beta \sin \alpha + \cos^2 \beta) - \frac{l}{2} \sin 2\alpha. \quad (2.12)$$

Відповідно параметр шукається із сумісного рішення рівнянь (2.11) та (2.12), де $Y_K = c$, а X_K, Z_K та l - невідомі.

Якщо в нерухомій системі координат початкова швидкість вороху, що попадає на копач рівна 0, і викопуючий робочий орган (тобто система OXZ) рухається із швидкістю комбайна V_K , то в системі OXZ початкова швидкість вороху рівна V_K .

Кутову швидкість дисків копачів ω при встановленому обертанні приймаємо постійною. Тоді напрям лінійної швидкості довільної точки диска залежить від координат цієї точки.

В системі координат $\tilde{O}\tilde{X}\tilde{Y}\tilde{Z}$ диска виділимо полярну систему $\tilde{O}\tilde{\rho}\tilde{\varphi}$, де вісь $\tilde{O}\tilde{\rho}$ співпадає з віссю OZ , як показано на рис.2.1, тобто площини $\tilde{O}\tilde{\rho}\tilde{\varphi}$ та Oxz співпадають, тоді всі інші точки поверхні диска опишуться параметрами $\rho\varphi$ та \tilde{Y} , зв'язаними залежностями

$$n = \tilde{Y} = \sqrt{R^2 - r^2} - \sqrt{R^2 - \rho^2} \quad (2.13)$$

При розгляді деяких енергосилових параметрів процесу викопування, в першому наближенні, можна вважати, що диск розташований в площині $\tilde{O}\tilde{X}\tilde{Y}\tilde{Z}$, тобто $\tilde{Y} = 0$.

Таке допущення є коректним при визначенні характеру зміни крутного моменту на активному диску копача. В загальному випадку, зусилля від дії деформованого шару ґрунту можна визначити як добуток середнього тиску на активну площину його дії. Якщо розглянути проєкції робочої площі сферичного і плоского дисків відповідно на вертикальні $O_n Z_n Y_n, O_n Z_n X_n$ та горизонтальну $O_n X_n Y_n$ площини, то як видно зі схеми, зображеної на рис.2.2, на вертикальні площини проєкції активних зон S_{YOZ} і S_{XOZ} є однаковими як для сферичного так і для плоского дисків. Сферичність диску суттєво впливає на зусилля його заглиблення, оскільки горизонтальна

проекція його активної площі S_{XOY} більша від аналогічної проекції плоского диску на величину S^c_{XOY} .

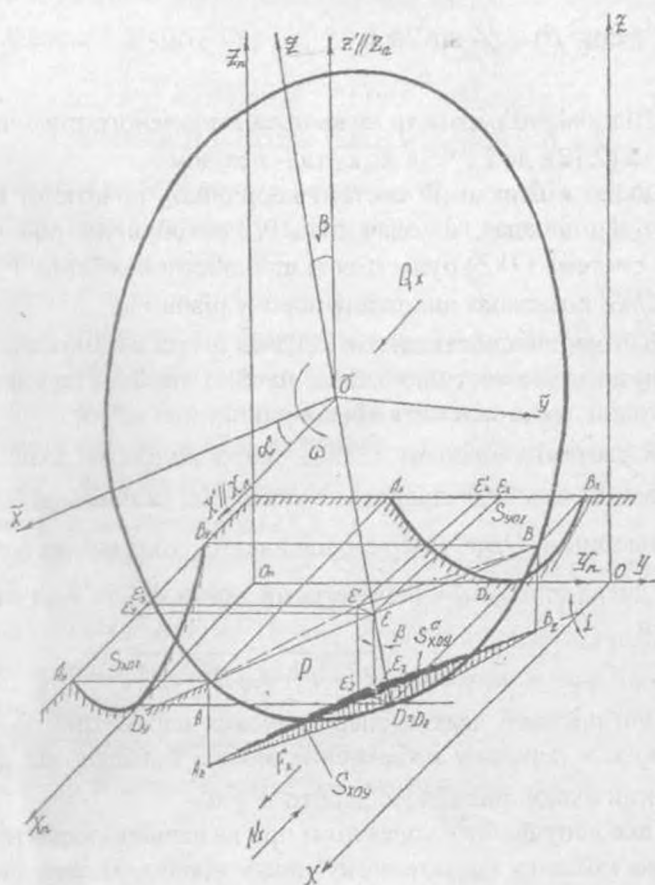


Рис.2.2 - Схема для визначення проєкцій активних площ сферичного та плоского дисків

Оскільки, питання визначення зусиль заглиблення дисків даній роботі не ставиться, то для спрощення математичних моделей при визначенні крутного моменту на активному диску перейдемо від розгляду сферичного диску до плоского.

Якщо приймемо, що початкові значення напрямку осі паралельно осі $\vec{O}\vec{Z}$, то координати будь-якої точки поверхні диска з параметрами ρ, φ , будуть рівними:

$$\begin{cases} \tilde{X} = \rho \sin \varphi; \\ \tilde{Y} = R^2 - r^2 - R^2 - \rho^2; \\ \tilde{Z} = \rho \cos \varphi. \end{cases} \quad (2.14)$$

Тоді лінійна швидкість будь-якої точки диска з параметрами ρ, φ із врахуванням того, що $d\varphi/dt = \omega; d\rho/dt = 0$:

$$\begin{cases} V_{\tilde{X}} = \dot{X}_t = \rho \omega \cos \varphi; \\ V_{\tilde{Y}} = 0; \\ V_{\tilde{Z}} = \dot{Z}_t = -\omega \rho \sin \varphi \end{cases} \quad (2.15)$$

В системі координат $OXYZ$ копача швидкості будь-якої точки диска з параметрами ρ, φ , матимуть вигляд:

$$\begin{cases} \dot{X}_t = \rho \omega (\sin \varphi \sin \beta \sin \alpha + \cos \varphi \cos \alpha); \\ \dot{Y}_t = \rho \omega (\sin \varphi \sin \beta \cos \alpha - \cos \varphi \sin \alpha); \\ \dot{Z}_t = -\rho \omega \sin \varphi \cos \beta. \end{cases} \quad (2.16)$$

Розглянемо взаємодію ґрунту з диском копача. Виділимо на поверхні диска елементарну поверхню ds із вектором нормалі n .

В системі $OXYZ$ направляючі косинуси нормалі визначимо з умови, що нормаль проходить через центр сфери. Напрямок вектору нормалі до точки A сфери з координатами X_a, Y_a, Z_a буде задаватись направляючими косинусами.

В системі $OXYZ$

$$\begin{aligned} \alpha_{n1} &= \frac{X_c - X_a}{R}; \alpha_{n2} = \frac{Y_c - Y_a}{R}; \alpha_{n1} = -\frac{X_a}{R} = -\frac{\rho_a}{R} \sin \varphi_a; \\ \alpha_{n2} &= \frac{\sqrt{R^2 - r^2} - Y_a}{R} = \sqrt{1 - \frac{\rho_a^2}{R^2}}; \alpha_{n3} = -\frac{Z_a}{R} = -\frac{\rho_a}{R} \cos \varphi_a. \end{aligned} \quad (2.17)$$

У системі $OXYZ$ напрям нормалі до поверхні сфери:

$$\begin{aligned}\alpha_{n1} &= (X_c - X_a) / R; \\ \alpha_{n2} &= (Y_c - Y_a) / R; \\ \alpha_{n3} &= (Z_c - Z_a) / R.\end{aligned}\quad (2.18)$$

Координати центру $X_c Y_c Z_c$ описуємо залежностями (2.9), а точки A - залежностями (2.6) при $\tilde{X} = \tilde{X}_a; \tilde{Y} = \tilde{Y}_a; \tilde{Z} = \tilde{Z}_a$. Тоді направляючі косинуси нормалі визначаються:

$$\begin{aligned}\alpha_{n1} &= -\sqrt{1 - \frac{\rho_a^2}{R_a^2}} \sin \alpha \cos \beta - \frac{\rho_a \cos \varphi \sin \alpha \sin \beta}{R} + \\ &+ \frac{\rho_a \sin \varphi \cos \alpha}{r}; \\ \alpha_{n2} &= -\sqrt{1 - \frac{\rho_a^2}{R_a^2}} \cos \alpha \cos \beta - \frac{\rho_a \cos \alpha \sin \beta \cos \varphi}{R} - \frac{\rho \sin \varphi \sin \alpha}{R}; \\ \alpha_{n3} &= -\sqrt{1 - \frac{\rho_a^2}{R_a^2}} \sin \beta + \frac{\rho_a}{R_a} \cos \varphi \cos \beta.\end{aligned}\quad (2.19)$$

На координатні площини $\tilde{O}\tilde{X}\tilde{Y}$, $\tilde{O}\tilde{Y}\tilde{Z}$, $\tilde{O}\tilde{X}\tilde{Z}$ елементарна площинка ds буде проектуватись:

$$\begin{aligned}dS_{xoz} &= \tilde{\alpha}_{n2} dS; \\ dS_{yoz} &= \tilde{\alpha}_{n1} dS; \\ dS_{xoy} &= \tilde{\alpha}_{n3} dS,\end{aligned}\quad (2.20)$$

а на координатні площини системи $OXYZ$:

$$\begin{aligned}dXdY &= dS_{xoy} = \alpha_{n3} dS; \\ dS_{yoz} &= \alpha_{n1} dS; dS_{xoz} = \alpha_{n2} dS.\end{aligned}$$

На поверхню копачів в точці A з елементарною площинкою ds діє нормальна сила тиску ρ_{xyz} , яка є функцією координат $\tilde{X}\tilde{Y}\tilde{Z}$ і при встановленому процесі викопування та стабільному по вели-

чині навантаженні не залежить від часу t . Якщо процес навантаження на диски вважати незмінним, то математичне очікування та дисперсія тиску в точці із постійними координатами не залежать від часу.

Тоді рівнодійна нормальних складових частин по всій поверхні контакту S буде рівною:

$$\bar{N} = \iint_S p_{xyz} \bar{n}_{xyz} dS, \quad (2.21)$$

а її проекції на координатні осі будуть рівні:

$$\begin{aligned} N_x &= \alpha_{n_1} N = \iint_S p \alpha_{n_1} dS = \iint_{S_{yoz}} p dS_{yoz} = \iint_{S_{yoz}} p dY dZ; \\ N_y &= \alpha_{n_2} N = \iint_{S_{xoz}} p dX dZ; \\ N_z &= \alpha_{n_3} N \iint_{S_{xoy}} p dX dY. \end{aligned} \quad (2.22)$$

Для плоских дисків їх поверхня співпадає з координатною площиною OXZ і нормаль до поверхні диска в будь-якій точці має один напрямок із направляючими косинусами:

$$\begin{aligned} \tilde{\alpha}_1 &= \tilde{\alpha}_3 = 0; \tilde{\alpha}_2 = 1; \alpha_{n_1} = \cos \beta \sin \alpha; \\ \alpha_{n_2} &= \cos \alpha \cos \beta; \alpha_{n_3} = \sin \beta. \end{aligned}$$

В цьому випадку рівнодійна нормальних складових буде мати вигляд:

$$N = p_{cp} S, \text{ де } p_{cp} = \frac{\iint_S p dS}{S} \quad (2.23)$$

2.2. Дослідження розподілу контактних напружень при роботі дискових копачів

Згідно результатів, отриманих у попередньому підрозділі, для визначення енергосилових параметрів дискових копачів потрібно знайти розподіл контактних напружень по зоні деформації ґрунту та його середнє значення. В зв'язку із складністю спільного розв'язку рівнянь рівноваги, сумісності деформацій та зв'язку на-

пружень і деформацій, характер розподілу напружень визначався шляхом вибору відповідної деформаційної моделі, її перевірки на адекватність за експериментальними даними і подальшої оцінки напружено-деформованого стану в цілому та розподілу контактних напружень.

У випадках прийняття моделі ґрунту, як ізотропного тіла з опосередкованими фізико-механічними параметрами, умова рівноваги сил, прикладених до виділеного елементарного об'єму, в загальному випадку, описується трьома рівняннями рівноваги. Для пасивних копачів, чи копачів з обома привідними дисками рівняння рівноваги для елемента змінної товщини (рис.2.3) при рівномірній деформації прийме вигляд [5]:

$$\begin{cases} \frac{d\sigma_x}{dx} + (\sigma_x - p_z) \frac{1}{t} \frac{dt}{dx} + \frac{d\tau_{xy}}{dy} + \frac{\tau_{xy}}{t} \frac{dt}{dy} \pm \frac{2\tau_x}{t} = 0; \\ \frac{d\sigma_y}{dy} + (\sigma_y - p_z) \frac{1}{t} \frac{dt}{dy} + \frac{d\tau_{xy}}{dx} + \frac{\tau_{xy}}{t} \frac{dt}{dx} \pm \frac{2\tau_y}{t} = 0, \end{cases} \quad (2.24)$$

де $t=t_{xy}$ - біжуча довжина виділеного шару ґрунту між копачами; p_z - складова контактного напруження по осі Oz ; $p_z = \sigma_1 = \sigma_2$; $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ - головні нормальні напруження; $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$ - нормальні та дотичні компоненти тензора напружень; τ_x, τ_y - дотичні напруження на контактній поверхні.

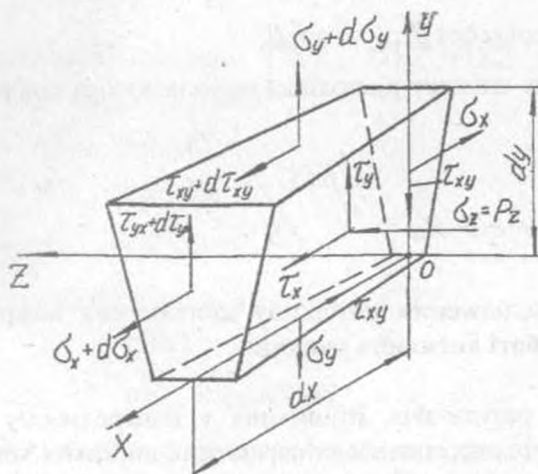


Рис. 2.3 - Схема напруженого стану елемента ґрунту змінної товщини

Розглянемо процес деформації ґрунту дисковими копачами (рис.2.4) в нерухомій системі координат $O'xyz$, прив'язаній до кронштейна диска та в рухомих - декартовій $Oxyz$ і супутній Oab , зв'язаних з ґрунтом, центр яких в розрахунковий момент співпадає із найнижчим рівнем копачів.

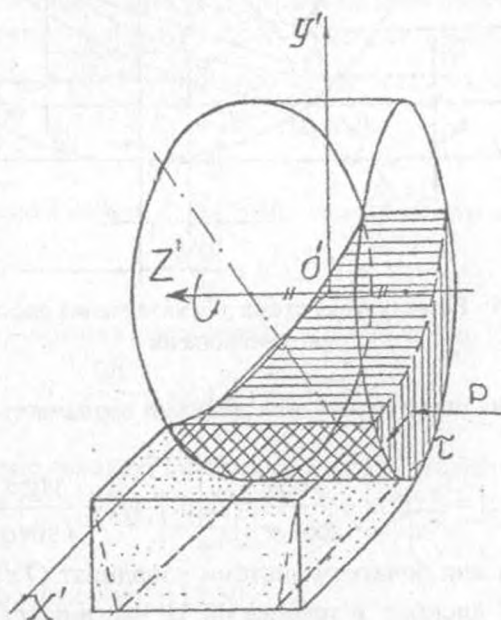


Рис. 2.4 - Схема взаємодії дискових копачів з ґрунтом

Виділимо елемент ґрунту об'ємом $dV_0 = t_h da db$ (рис.2.5), де da та db - відповідно сторони елементарного об'єму до деформації по осях Oa та Ob ; t_h - його початкова товщина. По мірі стиснення об'єм виділеного елемента буде становити $dV = t_{xy} dx dy$.

Зв'язок між dV_0 та dV з врахуванням об'ємної деформації θ

$$dV = (1 + \theta)dV_0$$

або:

$$\frac{dx}{da} \cdot \frac{dy}{db} \cdot \frac{t_{xy}}{t_h} = 1 + \theta \quad (2.25)$$

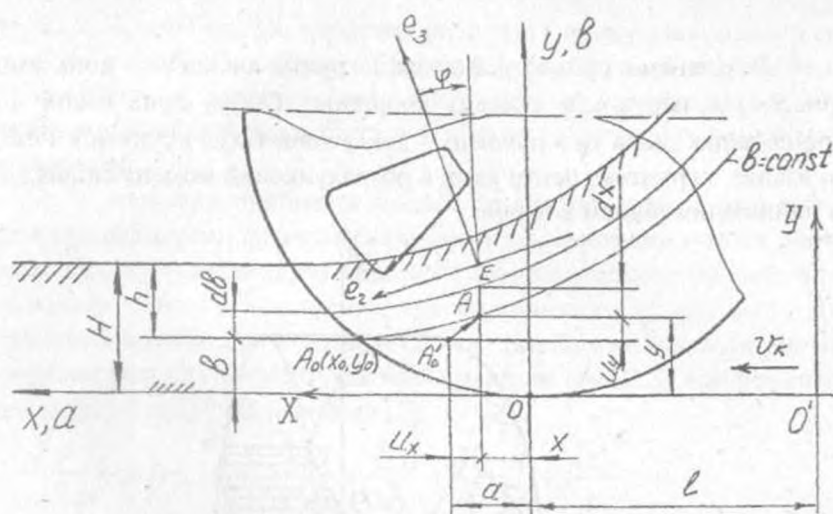


Рис. 2.5 - Розрахункова схема для визначення деформації ґрунту в розхилі копачів

Товщина шару ґрунту між дисками визначається за залежністю [4]:

$$t_{xy} = |2z| = 2xtg\alpha + \frac{y\text{tg}\beta}{\cos\alpha} = t_0 \left[1 + x/l + \frac{y\text{tg}\beta}{l \sin\alpha} \right], \quad (2.26)$$

де l - відстань між початком системи координат $O'x'y'z'$ та $Oxyz$; t_0 - відстань між дисками в найнижчій їх частині (т.О); α , β - кути встановлення дисків (рис.2.1).

Початкова товщина вирізаного шару ґрунту рівна:

$$t_{xy} = t_0 \left[1 + \frac{x_0}{l} + \frac{y_0 \text{tg}\beta}{l \sin\alpha} \right] = t_0 \left[1 + \frac{\sqrt{2rb}}{l} + \frac{b \text{tg}\beta}{l \sin\alpha} \right], \quad (2.27)$$

де x_0, y_0 - координати початку зони деформації для шару ґрунту глибиною $h = H - b$; $X_0 = a_0 = \sqrt{2rb}$; $y_0 = b_0 = b$; r - радіус диска копача.

Враховуючи лінійний характер зміни товщини t_{xy} апроксимуємо видовження елементарного об'єму $\lambda = dx/da$ лінійною залежністю:

$$\frac{dx}{da} = 1 + kx_0 - kx, \quad (2.28)$$

де k - коефіцієнт, що визначає ступінь видовження шару ґрунту. В загальному випадку коефіцієнт k може змінюватись по глибині пласту, що враховуємо функцією:

$$k=c(\delta-b), \quad (2.29)$$

де c та δ параметри моделі, що враховують розташування текучого деформованого шару відносно нейтральної лінії деформації.

Розв'язуючи диференціальне рівняння (2.28) при крайніх значеннях $a_0=x_0=\sqrt{2rb}$ отримаємо залежність $x=x(a)$:

$$x = \frac{1 + kx_0 - e^{k(x_0-a)}}{k}. \quad (2.30)$$

Біжуче видовження $\lambda=\lambda(a)$ виділеного об'єму:

$$\lambda = \frac{dx}{da} = e^{k(x_0-a)}. \quad (2.31)$$

Його розширення (звуження) $\beta' = dy/db$ згідно (2.25):

$$\beta' = \frac{dy}{db} = (1+\theta) \frac{t_h}{t_{xy}} e^{-k(x_0-a)}. \quad (2.32)$$

Визначимо складові кутових переміщень dx/db та dy/da :

$$\frac{dx}{db} = \frac{R}{x_0} [1 - e^{k(x_0-a)}] - \frac{c}{k^2} [1 - k(x_0 - a)] e^{k(x_0-a)}. \quad (2.33)$$

У випадку $k=const$, із (2.30):

$$\frac{dx}{db} = \frac{r}{x_0} [1 - e^{k(x_0-a)}]. \quad (2.34)$$

Із сумісного розв'язку рівнянь $dy/da=(dy/dx)(dx/da)$ та $dy/db=(dy/dx)(dx/db)$:

$$\frac{dy}{da} = \frac{t_h x_0 (1+\theta)}{t_{xy} r [1 - e^{k(x_0-a)}]}. \quad (2.35)$$

Траєкторія довільної точки ґрунту в процесі вирізання шару ґрунту визначається із диференціального рівняння:

$$\frac{dy}{dx} = (1+\theta) t_h x_0 / \left(t_{xy} r e^{k(x_0-a)} [1 - e^{k(x_0-a)}] \right). \quad (2.36)$$

Переходячи від супутньої системи координат Oav до декартової Oxy маємо:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{(1+\theta)x_0 t_h}{k r t_{xy} (x_0 - x) [1 - k(x_0 - x)]} \quad (2.37)$$

Враховуючи те, що кути α і β малі ($\alpha = 9^\circ 45'$; $\beta = 7^\circ$) із (2.26), (2.27) визначимо відношення:

$$\frac{t_h}{t_{xy}} = \frac{\left(1 + \frac{x_0}{l}\right) \left(1 + \frac{y_0 \operatorname{tg} \beta}{l \sin \alpha}\right)}{\left(1 + \frac{x}{l}\right) \left(1 + \frac{y \operatorname{tg} \beta}{l \sin \alpha}\right)} \quad (2.38)$$

Тоді траєкторія руху довільної частинки ґрунту і, відповідно, коренеплоду в системі координат $Oxyz$ буде визначатись з рівняння:

$$\int \frac{y + l \cos \alpha / \operatorname{tg} \beta}{y_0 + l \cos \alpha / \operatorname{tg} \beta} dy = \int \frac{(1+\theta)x_0(1+x_0)dx}{kr(x_0-x)[1-k(x_0-x)](1+x)} + C \quad (2.39)$$

Побудована деформаційна модель дозволяє визначити компоненти деформацій в довільній точці зони стиснення:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u_x}{\partial a} = \left(\frac{\partial x}{\partial a}\right) - 1; \quad \varepsilon_y = \frac{\partial u_y}{\partial b} = \left(\frac{\partial y}{\partial b}\right) - 1; \\ \varepsilon_z &= \left(\frac{t_{xy}}{t_h}\right) - 1; \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial y}{\partial a} + \frac{\partial x}{\partial b} - 2, \end{aligned} \quad (2.40)$$

де u_x та u_y - компоненти переміщення довільної точки A .

Відповідно зв'язок деформацій за (2.40) із напруженнями, що входять в рівняння рівноваги (2.24) для випадку пружної реологічної моделі Гука:

$$\sigma_l = 2G \left(\varepsilon_l + \frac{\nu \theta}{1 - \nu} \right); \quad \tau_{xy} = G \gamma_{xy} \quad (2.41)$$

де G і ν - відповідно модуль зсуву та коефіцієнт Пуассона для ґрунту.

Для випадку моделі, що розглядається, і великих переміщень більш доцільно замість (2.40) використовувати логарифмічні деформації. $\varepsilon_i = \ln(\partial x_i / \partial a_i)$.

Тоді:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= k(x_0 - a); \\ \varepsilon_y &= \theta - \frac{(x - x_0)}{l} - \frac{tg\beta(y - y_0)}{l \sin \alpha} - k(x_0 - a); \\ \varepsilon_z &= \frac{(x - x_0)}{l} + \frac{tg\beta(y - y_0)}{l \sin \alpha}.\end{aligned}\quad (2.42)$$

Розподіл напружень по зоні деформації визначається із спільного розв'язку (2.24), (2.40) та (2.41) числовими методами.

При викопуванні коренеплодів пасивними копачами перед дисками ґрунт ущільнюється і в міждисковому просторі більш прийнятна модель Мізеса, для якої існує зв'язок між напруженнями та швидкостями деформації:

$$\frac{p - \sigma_x}{\dot{\varepsilon}_z - \dot{\varepsilon}_x} = \frac{p - \sigma_y}{\dot{\varepsilon}_z - \dot{\varepsilon}_y} = \frac{2\tau_{xy}}{\dot{\gamma}_{xy}}.\quad (2.43)$$

При швидкості руху копачів відносно ґрунту V_k зв'язок системи координат Oab із нерухомою системою $O'xuz$

$$a = l - V_k t \Rightarrow \frac{da}{dt} = -V_k.$$

Враховуючи лінійний зв'язок параметра a з часом, швидкості деформацій будуть визначатись з наступних рівнянь:

$$\begin{aligned}\dot{\varepsilon}_x &= -V_k \frac{\partial^2 x}{\partial a^2} = V_k k e^{k(x_0 - a)}; \\ \dot{\varepsilon}_y &= -V_k \frac{\partial^2 y}{\partial a \partial b} = \left[V_k k + \frac{t_h}{t_{xy}} \dot{\varepsilon}_z \right] \frac{t_h}{t_{xy}} e^{-k(x_0 - a)}; \\ \dot{\varepsilon}_z &= -V_k \frac{\partial(t_{xy}, t_h)}{\partial a} = -V_k \left[e^{k(x_0 - a)} \frac{1}{l} + \frac{t_h x_0 (1 + \theta)}{t_{xy} r (1 - e^{k(x_0 - a)})} \frac{tg\beta}{l \sin \alpha} \right]; \\ \dot{\gamma}_{xy} &= -V_k \left[\frac{kr}{x_0} e^{k(x_0 - a)} - \frac{t_h x_0 k e^{k(x_0 - a)}}{t_{xy} r (1 - e^{k(x_0 - a)})} \right].\end{aligned}\quad (2.44)$$

Побудована деформаційна модель ґрунту дозволяє проводити її ефективну перевірку експериментальним шляхом. Так, надаючи змінним a та b супутньої системи координат дискретні значення, що відповідають параметрам координатної сітки, за залежностями (2.34), (2.36), (2.41) можна отримати аналітичний опис її

спотворень та зобразити це графічно і порівняти з результатами експерименту.

Вибір параметрів моделі k , c , δ дозволяє за експериментальними даними уточнити побудовану модель деформації ґрунту, на основі якої з використанням залежностей (2.24) та (2.43), отримати розподіл напружень по поверхні дисків.

Для попередньої оцінки розподілу контактних напружень і характеру їх зміни по поверхні дисків розглянемо систему координат $Ee_1e_2e_3$, в якій нормальні напруження є головними ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) (рис.2.5). Для копачів, у яких обидва привідних диски обертаються з однаковою кутовою швидкістю ω вісь Ee_1 співпадає з віссю Oz , а осі Ee_2 та Ee_3 утворюються поворотом осей Ox та Oy на кут φ (кут між біжучими нормальними напруженнями σ_x, σ_y та відповідно головними σ_1, σ_2)

$$\sin 2\varphi = \frac{2\tau_{xy}}{\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}} = \frac{\dot{\gamma}_{xy}}{\sqrt{(\dot{\epsilon}_x - \dot{\epsilon}_y)^2 + \dot{\gamma}_{xy}^2}}. \quad (2.45)$$

Відповідно в системі координат $Ee_1e_2e_3$, що проходить через довільну точку E рівняння рівноваги (2.24) прийме вигляд:

$$\frac{\partial \sigma_2}{\partial e_2} + (\sigma_2 - p_2) \frac{\partial t_{23}}{t_{23} \partial e_2} \pm \frac{2\tau_2}{t_{23}} = 0; \quad (2.46)$$

$$\frac{\partial \sigma_3}{\partial e_3} + (\sigma_3 - p_2) \frac{\partial t_{23}}{t_{23} \partial e_3} \pm \frac{2\tau_3}{t_{23}} = 0. \quad (2.47)$$

Зв'язок між координатами системи $Oxyz$ та $Ee_1e_2e_3$ при умові співпадання осей Oz та Ee_1 :

$$\begin{cases} x = x_E + e_2 \cos \varphi - e_3 \sin \varphi; \\ y = y_E + e_2 \sin \varphi + e_3 \cos \varphi. \end{cases}$$

де x_E, y_E - координати точки E в системі $Oxyz$.

Біжуча товщина ґрунту між копачами в системі $Oe_1e_2e_3$

$$t_{23} = t_E + k_2 e_2 + k_3 e_3 \quad (2.48)$$

де t_E - товщина шару ґрунту в т.Е, k_2 та k_3 - коефіцієнти лінійного полінома

$$k_2 = 2 \left[\cos \varphi + \frac{\sin \varphi \tan \beta}{\sin \alpha} \right]; k_3 = 2 \left[\frac{\cos \varphi \tan \beta}{\sin \alpha} - \sin \varphi \right].$$

Враховуючи те, що в напрямку осі Oe_3 контактні напруження практично відсутні, то $\tau_3=0$; $\tau_2=\mu p_z$, μ - коефіцієнт тертя ґрунту із диском.

Тоді в околі точки E при постійній координаті $e_2=const$ рівняння (2.47) прийме вигляд:

$$\frac{d\sigma_3}{de_3} + \frac{(\sigma_3 - p)k_3}{t_E + k_2 l + k_3 e_3} = 0. \quad (2.49)$$

Для випадку реалізації реологічної моделі Мізеса:

$$\sigma_3 - p_z = (\sigma_1 - \sigma_3) = \sigma_s, \quad (2.50)$$

і розв'язок диференціального рівняння має вигляд:

$$\sigma_3 = \sigma_s \ln \left[e_3 + \frac{k_2 e_2 + t_E}{k_3} \right] + C_\sigma, \quad (2.51)$$

де C_σ постійна інтегрування; σ_s - дійсна границя текучості.

Відповідно закон розподілу контактного напруження в напрямку координати Oe_3 буде наступним:

$$p_z = \sigma_s \left[1 + \ln \left(e_3 + \frac{k_2 e_2 + t_E}{k_3} \right) \right] + C_\sigma \quad (2.52)$$

Використовуючи зміну кута φ в залежності від параметрів деформаційної моделі згідно (2.45) і (2.52) покроковим методом можна визначити розподіл напружень p_z по криволінійній координаті Oe_3 із граничним значенням на поверхні ґрунту

Перевірка побудованої моделі проводиться за відповідність залежностей (2.43) і (2.46).

Для випадку пружної моделі ґрунту:

$$\sigma_3 - p_z = 2\tau_{max} = \frac{2G\gamma_{xy}}{\sin 2\varphi} = 0, \quad (2.53)$$

де γ_{xy} визначають за залежностями (2.34), (2.35), (2.40).

Аналогічним чином визначаються напруження p_z для реологічних моделей із ущільненням та зміцненням.

Аналіз (2.52) показує, що для випадку викопування пасивними копачами контактні напруження на диску будуть розподілятися за логарифмічним законом і їх збільшення в глибину шару зростає

незначно. Тому для практичних розрахунків є виправданим використання середнього по зоні деформації контактного напруження.

Для копачів з одним привідним і одним пасивним дисками напружено-деформований стан відповідає чистому зсуву із максимальними контактними напруженнями $\tau_{max} = \tau_{xz} = \tau_x$. В цьому випадку, розподіл контактних напружень в зоні деформації буде незначно відрізнятися від рівномірного при взаємодії з ґрунтом:

$$P_z = \frac{\tau_{xy}}{\mu} = \frac{\tau_0}{\mu} \left(1 + k_n \ln \frac{t_h}{t_{xy}} \right), \quad (2.54)$$

де k_n - коефіцієнт, що враховує зміцнення ґрунту при ущільненні; τ_0 - початковий опір зсуву неущільненого ґрунту.

За залежністю (2.54) можна визначити середнє значення контактного тиску на поверхні копачів при допущенні, що ґрунт є однорідним і ізотропним тілом:

$$P_{cp} = \frac{P_{z_0} + P_{z_{min}}}{2} = \frac{\tau_0}{\mu} \left(2 + k_n \ln \frac{t_{H/2}}{2C} \right), \quad (2.55)$$

де $t_{H/2}$ - початкова товщина шару ґрунту між дисками на глибині $H/2$; $2C$ - мінімальний зазор між поверхнями дисків.

2.3. Визначення енерго-силових параметрів при роботі дискових копачів

На основі формалізованого опису робочих поверхонь дисків, дослідження напружено-деформованого стану ґрунту в розхилі копачів та розподілу контактних напружень визначимо основні енерго-силові параметри при роботі дискових копачів.

Дійсна площа зони контакту ґрунту з дисками важко піддається розрахунку через те, що ворох піднімається копачами та часткове просипання через отвори дисків.

Тому, як розрахункову, приймемо площу заглибленої на величину Δh_0 в ґрунт частини дисків копачів. Це буде сегмент радіусом r та висотою $\Delta h = \frac{\Delta h_0}{\cos \beta}$, площа якого рівна:

$$S = \frac{1}{2} [rl - c(r - \Delta l)], \quad (2.56)$$

де $l=0,01745r\Delta\varphi$ - довжина дуги заглибленого сектора кутом $\Delta\varphi$.

Залежність (2.56) користуватись незручно, тому для практичних розрахунків більш доцільно використовувати наближену залежність:

$$S = 1,3\sqrt{2r\Delta h^3}, \quad (2.57)$$

яка зв'язує два основні параметри: радіус диска r та величину його заглиблення і для значень $\Delta h = 0,04 \dots 0,09$ м дає похибку не більше 1,3 %.

Згідно (2.22) та (2.6) проекція рівнодійної від контактних напружень на осі визначається:

$$\begin{aligned} N_z &= 1,3 p_{cp} \sin \beta \sqrt{2r\Delta h_0^3 / \cos^3 \beta} \\ N_y &= 1,3 p_{cp} \cos \beta \cos \alpha \sqrt{2r\Delta h_0^3 / \cos^3 \beta} \\ N_x &= 1,3 p_{cp} \sin \beta \sqrt{2r\Delta h_0^3 / \cos^3 \beta} \end{aligned} \quad (2.58)$$

При активному робочому диску його поверхня завжди випереджує ґрунт ($V_\partial > V_M$). Тому сили тертя будуть направлені протилежно вектору відносної швидкості точки поверхні копача відносно ґрунту.

Швидкість вороху, до його підйому у вертикальному напрямку в розхилі копачів, у системі $OXYZ$:

$$\begin{aligned} \dot{X}_i &= -V_k; \\ \dot{Y}_i &= 0; \\ \dot{Z}_i &= 0. \end{aligned} \quad (2.59)$$

Після контакту з дисками проходить об'ємне стискання ґрунту та його піднімання в руслі копача і $|V_o| = |V_i|$. Тоді в системі $OXYZ$:

$$\begin{aligned} \tilde{X}_{ip} &= -V_k \cos \xi; \\ \tilde{Y}_{ip} &= 0; \\ \tilde{Z}_{ip} &= V_k \sqrt{1 - \cos^2 \xi} = V_k \sin \xi, \end{aligned} \quad (2.60)$$

де ξ - біжучий кут підйому шару ґрунту відносно горизонтальної площини.

Відносна швидкість копача буде рівною:

$$\begin{aligned} V_X &= \tilde{X}_t - \tilde{X}_{ip} = \rho\omega \cos \varphi + V_k \cos \xi; \\ V_Z &= \tilde{Z}_t - \tilde{Z}_{ip} = -\rho\omega \sin \varphi - V_k \sin \xi. \end{aligned} \quad (2.61)$$

Відповідно дотичні напруження від сил тертя для довільної точки A (рис. 2.1) зони деформації з координатами $p(\tilde{X}; \tilde{Z}); \varphi(\tilde{X}; \tilde{Z})$; визначаються:

$$\begin{aligned} \tilde{\tau}_X &= -\frac{\mu\varphi V_X}{V_0}; \\ \tilde{\tau}_Z &= -\frac{\mu\varphi V_Z}{V_0}, \end{aligned} \quad (2.62)$$

де $V_0 = \sqrt{V_X^2 + V_Z^2}$ - абсолютна величина швидкості довільної точки $A(\tilde{X}_A, \tilde{Y}_A)$ відносно ґрунту; μ - коефіцієнт тертя копача до ґрунту.

Тоді:

$$\begin{aligned} \tilde{\tau}_X &= -\frac{\mu\varphi(\omega\rho \cos \varphi + V_k \cos \alpha)}{\sqrt{(\rho^2\omega^2 + V_k^2 + 2\rho\omega V_k \cos(\varphi + \alpha))}} \\ \tilde{\tau}_Z &= -\frac{\mu\varphi(\omega\rho \sin \varphi + V_k \sin \alpha)}{\sqrt{(\rho^2\omega^2 + V_k^2 + 2\rho\omega V_k \cos(\varphi + \alpha))}} \end{aligned} \quad (2.63)$$

Поділивши чисельник і знаменник залежностей (2.63) на $\omega\rho$, для випадку, коли лінійна швидкість поверхонь дисків суттєво перевищує швидкість руху коренезбиральної машини отримаємо:

$$\begin{aligned} \tilde{\tau}_X &\approx -\mu\varphi \cos \varphi; \\ \tilde{\tau}_Z &\approx \mu\varphi \sin \varphi. \end{aligned} \quad (2.64)$$

Відповідно в системі координат $\widetilde{O}\widetilde{X}\widetilde{Y}\widetilde{Z}$ проекції зусилля тертя $\widetilde{F}_{\widetilde{X}}$ та $\widetilde{F}_{\widetilde{Z}}$ (див. нижче) будуть рівні:

$$\begin{aligned} \widetilde{F}_{\widetilde{X}} &= \iint_S \widetilde{\tau}_x dS = -\mu p \iint_S \cos \varphi \rho d\rho d\varphi = \\ &= -\mu p \int_{\varphi}^{2\pi-\varphi} \cos \varphi \left(\int_{\frac{r-\Delta h}{-\cos \varphi}}^r \rho d\rho \right) d\varphi = \mu p \times \end{aligned} \quad (2.65)$$

$$\times \left[r^2 \sin \varphi - ((r - \Delta h) / 2)^2 \ln \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} \right] \approx k_c \mu p S_c$$

де S_c - площа сегмента диска заглибленого в ґрунт; k_c - коефіцієнт, що відрізняє приведену розрахункову площу від площі сегменту, згідно (2.56) $k_c = 0,975 \dots 0,95$ при $\Delta h = 0,4 \dots 0,8$.

Враховуючи (2.57) сила тертя визначається:

$$\widetilde{F}_{\widetilde{X}} = k_c \cdot 1,3 \mu p \sqrt{\frac{2r\Delta h_0^3}{\cos^3 \beta}} = 1,27 \mu p \sqrt{\frac{2r\Delta h_0^3}{\cos^3 \beta}} \quad (2.66)$$

Аналогічно

$$\begin{aligned} \widetilde{F}_{\widetilde{Z}} &= \iint_S \tau_z dS = \mu p \iint_S \sin \varphi \rho d\rho d\varphi = \\ &= \mu p \int_{\varphi}^{2\pi-\varphi} \sin \varphi \left(\int_{\frac{r-\Delta h}{-\cos \varphi}}^r \rho d\rho \right) d\varphi = 0. \end{aligned} \quad (2.67)$$

Враховуючи те, що:

$$F_X = \widetilde{F}_{\widetilde{X}} \cos \alpha - \widetilde{F}_{\widetilde{Z}} \sin \alpha \approx \widetilde{F}_{\widetilde{X}} \cos \alpha, \quad (2.68)$$

проекція зусилля тертя F_X в координатах копача в кінцевому вигляді виразиться:

$$F_X = k_X \mu p \sqrt{\frac{2r\Delta h_0^3}{\cos^3 \beta}} \cos \alpha, \quad (2.69)$$

де k_X - коефіцієнт приведення, $k_X = 1,25$.

При проведенні теоретичних розрахунків дотичних напружень і сил тертя, які виникають на робочих поверхнях дисків при

ймалась умова, що $V_d > V_m$. Однак, одним з основних показників, який впливає на величину даних силових факторів є залежність відношення поступальної швидкості машини V_m до лінійної швидкості периферійної зони диску V_d . Очевидним є те, що при мінімальній швидкості руху машини ($V_m \rightarrow 0$), зусилля на обертання робочих органів є також мінімальними і визначається крутним моментом холостого ходу на привід копачів, оскільки відсутня лобова сила і відповідно складові тиску на робочі поверхні дисків. При цьому швидкість ковзання периферійної зони диску відносно ґрунту є максимальною. При поступовому збільшенні V_m швидкість ковзання дисків відносно ґрунту зменшується, однак починає зростати лобова сила і контактні напруження на поверхні робочого органу.

Незначною буде величина крутного моменту і в тому випадку, коли $V_m = V_d$, оскільки не відбуватиметься ковзання робочих поверхонь відносно землі, що призведе до падіння дотичних напружень і сил тертя на поверхні диску (режим роботи пасивних дискових копачів). В цьому випадку, зміщення викопаного шару ґрунту відносно дисків є незначними і спостерігаються лише на ділянках об'ємної деформації вирізаного клину ґрунту з кореневидами.

При цьому, як засвідчують експериментальні дослідження [4; 17], осьові зусилля на кронштейні копача (лобова сила) зростають при збільшенні поступальної швидкості коренезбиральної машини. Це відповідно призводить до збільшення згинальних моментів на кронштейні копача, навантажень на диски, вали їх приводу та опори.

Тому, необхідним є введення в розрахункові залежності коефіцієнту відносного ковзання k_v , який апроксимується квадратною залежністю:

$$k_v = \frac{V_m}{V_d} \left(1 - \frac{V_m}{V_d} \right). \quad (2.70)$$

В такому випадку, сила тертя для довільного співвідношення лінійних швидкостей машини і периферії активного диска виразиться

$$F_X = k_v k_x p_{cp} \mu \sqrt{\frac{2r(\Delta h_0)^3}{\cos \beta}} \cos \alpha. \quad (2.71)$$

Таким чином в напрямку осі Ox будуть діяти сили N_X та F_X . Нехтуючи складовими від різання ґрунту, які направлені в основному по осі OZ , запишемо рівняння всіх сил, що діють на копач по осі OX :

$$-2N_X + \eta F_X + Q_X = 0, \quad (2.72)$$

де Q_X - реакція опори копача, на якому розташовані диски; η - коефіцієнт, що враховує кількість привідних дисків (для копача з одним привідним диском $\eta=1$).

Із врахуванням (2.71) та (2.72) отримаємо

$$2p_{cp} \cos \beta \sin \alpha \sqrt{2r(\Delta h_0)^3 / \cos^3 \beta} + \eta k_x k_v \mu p_{cp} \cos \alpha \sqrt{2r(\Delta h_0)^3 / \cos^3 \beta} + Q_X = 0. \quad (2.73)$$

Застосовуючи виведені в розділі 2.2 залежності для визначення середнього тиску в розхилі копачів можна оцінити осьову силу на кронштейні копача:

$$Q = p_{cp} \sqrt{\frac{2r(\Delta h_0)^3}{\cos^3 \beta}} (2 \cos \beta \sin \alpha - \eta k_v k_x \cos \alpha). \quad (2.74)$$

В загальному випадку, крутний момент на привід активного диска визначається за залежністю:

$$T = F_X \rho_{np} = \left(\frac{V_M}{V_B} \right) \left(1 - \frac{V_M}{V_B} \right) k_x \mu p_{cp} \times \sqrt{\frac{2r(\Delta h_0)^3}{\cos^3 \beta}} \cos \alpha \left(r - \frac{\Delta h_0}{2 \cos \beta} \right) + T_0, \quad (2.75)$$

де ρ_{np} - радіус прикладання зусиль тертя F_X , T_0 - крутний момент на холосте обертання приводу активних дисків.

За результатами розрахунку і аналізу рівняння 2.75 побудовані графічні залежності впливу конструктивних і кінематичних параметрів дискових копачів на величину крутного моменту на їх привід (рис.2.6).

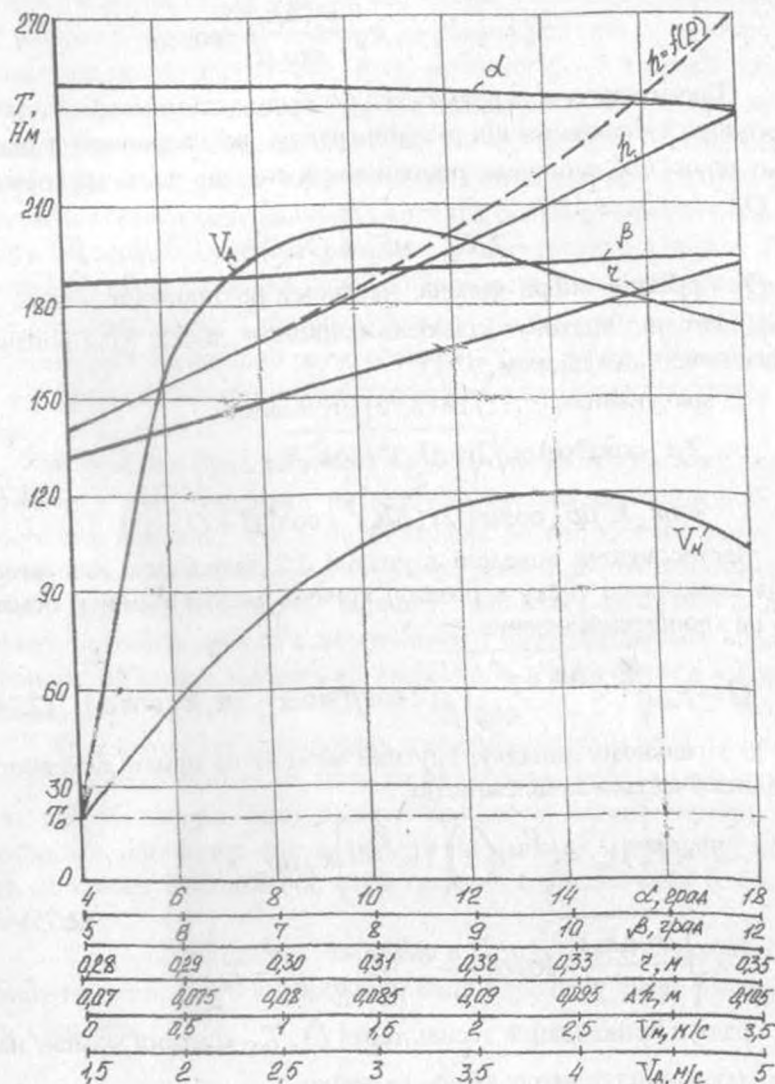


Рис.2.6 - Залежності зміни крутного моменту на привід активних дисків від їх конструктивних і кінематичних параметрів

Аналіз даних графічних залежностей показує, що збільшення кутів розхилу α та нахилу β не призводить до суттєвої зміни величини крутного моменту. При побудові залежностей іншим параметрам надавали наступні значення: (для $T=f(\alpha)$ відповідно $V_{дл}=1,5$ м/с;

$V_d=3$ м/с; $r=0,34$ м; $h_o=0,1$ м; $\beta=7^\circ$; $\mu=0,3$; $P_{cp}=0,35$ МПа; для $T=f(\beta)$ відповідно $V_M=1,5$ м/с; $V_d=3$ м/с; $r=0,34$ м; $h_o=0,08$ м; $\alpha=10^\circ$; $\mu=0,3$; $P_{cp}=0,35$ МПа).

При збільшенні радіусу диска r крутний момент зростає за лінійною залежністю і його абсолютні значення (рис.2.6) дійсні при наступних незмінних величинах інших параметрів: $V_M=1,5$ м/с; $V_d=3$ м/с; $h_o=0,08$ м; $\alpha=10^\circ$; $\beta=7^\circ$; $\mu=0,3$; $P_{cp}=0,35$ МПа).

При збільшенні глибини копання, у вказаних межах, також спостерігається зростання крутного моменту ($T=f(h)$) при $V_M=1,5$ м/с; $V_d=3$ м/с; $R=0,3$ м; $\alpha=18^\circ$; $\beta=12^\circ$; $\mu=0,3$; $P_{cp}=0,4$ МПа). Однак, дана залежність носить відносний характер і в дійсності не буде лінійною, оскільки, при збільшенні глибини копання зростає середній тиск в розхилі копачів. При цьому, тенденція зміни крутного моменту на активному диску буде подібна до графічної залежності, яка на рис.2.6 зображена штриховою лінією. При необхідності визначення абсолютного значення T , на певній глибині копання, можна застосовувати залежності, наведені в розділі 2.2 або експериментально визначати характер зміни твердості ґрунту в різних шарах.

Як видно з проведеного аналізу залежності 2.75 суттєво на величину крутного моменту впливають кінематичні параметри копача. Так, при збільшенні поступальної швидкості коренезбиральної машини V_M ($V_d=5$ м/с; $R=0,3$ м; $h=0,06$ м; $\alpha=10^\circ$; $\beta=7^\circ$; $\mu=0,3$; $P_{cp}=0,35$ МПа) крутний момент на привід активного диску спочатку збільшується, а далі зменшується до величини холостого ходу, коли $V_M=V_d$. В цей момент настає режим роботи копачів, аналогічний пасивним дискам і вони приводяться в обертовий рух за рахунок тягового зусилля привідних коліс коренезбиральної машини, тобто проходить перерозподіл структури енергобалансу від приводу робочих органів до тягової потужності машини, що в достатній мірі підтверджено експериментально.

Зміна $T=f(V_d)$ при $V_M=1,5$ м/с; $R=0,34$ м; $h=0,08$ м; $\alpha=10^\circ$; $\beta=7^\circ$; $\mu=0,3$; $P_{cp}=0,35$ МПа має характерну особливість, яка полягає в тому, що при досягненні максимуму, аналогічно до попереднього випадку, далі крутний момент плавно спадає при різкому збільшенні V_d .

2.4. Визначення оптимальних конструктивно-технологічних параметрів дискових копачів

В загальному вигляді оптимізація дискових копачів є багато-критеріальною задачею нелінійного програмування, в якій шукані параметри повинні відповідати вимогам мінімізації пошкоджень, втрат, крутного моменту на диску і загальних енерговитрат [6].

Враховуючи те, що з експлуатаційної точки зору конструктивно найбільш вразливим є питання надійності редукторів копачів, то за критерій якості доцільно взяти функцію:

$$f_0 = \alpha_1 M + \alpha_2 Q_x \frac{v_M}{\omega}, \quad (2.76)$$

де M - крутний момент на диску копача; Q_x - осьове зусилля на кронштейні копача по ходу машини (лобова сила опору); v_M - швидкість бурякозбиральної машини; ω - кутова швидкість диска копача; α_1 та α_2 - коефіцієнти вагомості, що в першу чергу враховують конструктивні особливості копача та їх надійність і вибираються із умови $\frac{\alpha_1}{(\alpha_1 + \alpha_2)} = 0,7 \dots 0,9$.

Згідно [4]:

$$M = \mu \rho_{cp} \sqrt{2r^3 \Delta h^3} \left(1 - \frac{\Delta h}{2r}\right) \frac{v_M (v_d - v_M)}{v_d^2}; \quad (2.77)$$

$$Q_x = k_Q M = \frac{2(\cos \beta \sin \alpha - \mu k_x \cos \alpha) M}{\mu \left(r - \frac{\Delta h}{2 \cos \beta}\right)}, \quad (2.78)$$

де r - радіус кромки диска копача; Δh - глибина заглиблення дисків; 2α - кут розхилу копачів в перетині з горизонтальною площиною; β - кут нахилу осі диска до горизонтальної площини; v_d - лінійна швидкість кромки диска, $v_d = \omega \cdot r$.

За незалежні параметри x_j , що описують конструкцію дисків копачів і режими їх роботи, які підлягають оптимізації з метою мінімізації цільової функції, приймаємо поступальну швидкість машини $x_1 = v_M$; швидкість обертання дисків $x_2 = \omega$; радіус диска $x_3 = r$; глибину заглиблення $x_4 = \Delta h$, а також кути встановлення диска α та β (рис.2.7).

З метою зменшення рівня складності задачі за незалежні кутові параметри доцільно приймати кут нахилу дисків один до другого 2γ та кут атаки δ (кут повороту лінії максимального розхилу від вертикальної осі), тобто приймемо $x_5 = \sin \gamma$; $x_6 = \cos \delta$.

Вказані параметри γ та δ із кутами просторового розміщення дисків α та β пов'язані залежностями:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{\sin \alpha}{\operatorname{tg} \beta}; \quad \cos \gamma = \cos \alpha \cos \beta. \quad (2.79)$$

Отже множина незалежних параметрів x_j буде складати

$$\{x_j\} = \{v_M, \omega, r, \Delta h, \sin \gamma, \cos \delta\}.$$

На їх зміну накладаються фізичні, конструкторсько-технологічні та експлуатаційні обмеження із яких виділимо найбільш значущі.

1. Обмеження експлуатаційної швидкості машини із умови неперевищення значення v_{\max} , що приводить до збільшення втрат вище допустимих значень [17], чи різкого збільшення потужності збирання:

$$x_1 = v_M \leq v_{\max}. \quad (2.80)$$

Представимо цю умову у вигляді функції обмеження:

$$f_1 = x_1 - v_{\max} \leq 0. \quad (2.81)$$

2. Обмеження мінімальної кутової швидкості диска із умови затягування коренеплоду дисками і попередження його злому. Для цього лінійна швидкість поверхні дисків на радіусі, що відповідає рівню максимальних діаметрів коренеплодів, повинна перевищувати лінійну швидкість машини (рис.2.7), тобто:

$$v_A = \omega \rho_k = \omega(r - \Delta h - h_k + h_r) > v_M, \quad (2.82)$$

де h_r та h_k - відповідно висота голівки коренеплоду та висота рівня його розміщення відносно поверхні ґрунту. Розрахункові значення згідно [17] становлять $h_r = 32,4$ мм, $h_k = 42,4$ мм.

Відповідно функція обмеження:

$$f_2 = -(x_3 - x_4 - h_k + h_r)x_2 + x_1 \leq 0. \quad (2.83)$$

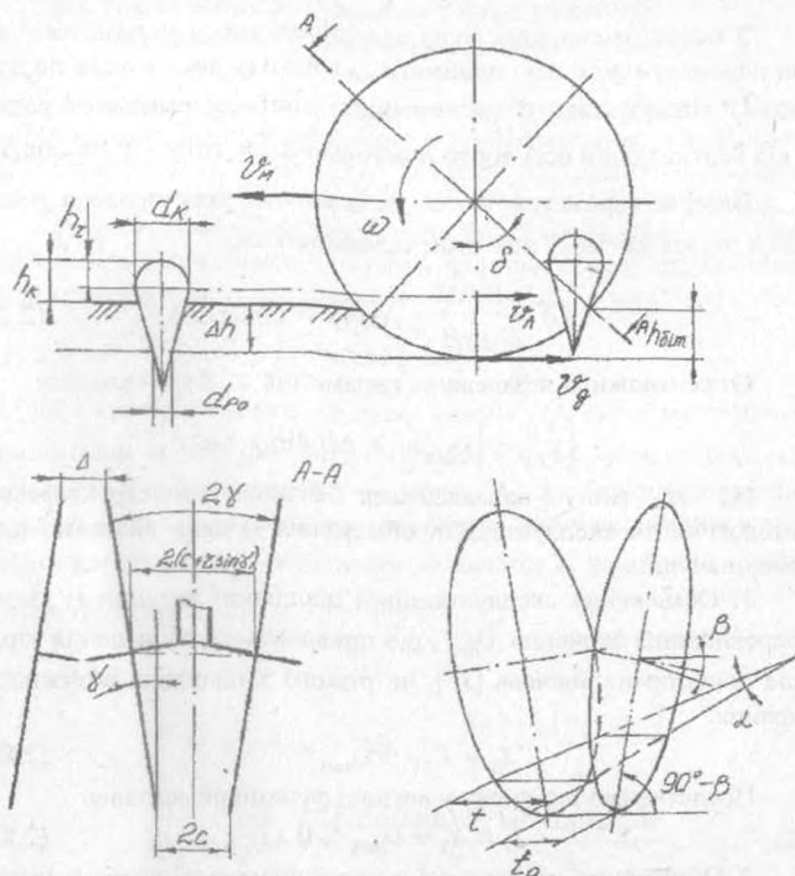


Рис.2.7 - Розрахункова схема до визначення оптимальних конструктивних параметрів копачів

3. Обмеження радіуса дисків r не менше мінімального значення r_{\min} , що визначається конструктивно із врахуванням ширини ріжучого леза, необхідних розмірів просівних отворів дисків, діаметру редукторів копачів, отже можна представити функцію:

$$f_3 = r_{\min} - x_3 \leq 0. \quad (2.84)$$

4. Обмеження по глибині копання із умови збирання корене-плодів при максимальній врожайності, де регульована глибина копання $\Delta h_p = 100$ мм. Зобразимо у вигляді:

$$f_4 = -x_4 + \Delta h_p \leq 0. \quad (2.85)$$

5. Обмеження, що накладаються шириною міжрядь і компоновкою машини [59]:

$$4r \sin \gamma \leq b - 2c - \Delta, \quad (2.86)$$

де b - ширина міжрядь; Δ - мінімально допустима віддаль між дисками суміжних копачів; $2c$ - максимальне значення регульованої віддалі між дисками одного копача.

Функція обмеження буде рівною:

$$f_5 = x_3 x_5 - a_5 \leq 0, \quad (2.87)$$

де a_5 - параметр функції, $a_5 = \frac{b - 2c - \Delta}{4}$.

6. Обмеження мінімального значення кута атаки із умови вивільнення коренеплода на висоті $h_{\text{бim}}$, достатній для його захвату бігером, тобто:

$$r - r \cos \delta \geq h_{\text{бim}}, \quad (2.88)$$

чи

$$f_6 = -x_3(1 - x_6) + h_{\text{бim}} \leq 0. \quad (2.89)$$

7. Обмеження на мінімальну величину розхилу дисків із умови непідрізання коренеплодів великого діаметру d_k при допустимому його відхиленні в ряду $\Delta_{\text{ряд}}$.

При цьому ширина захоплення у міждисковому просторі на рівні ґрунту повинна бути $t \geq a_7$, [59],

$$t = \sin \gamma \left[r + \frac{\Delta h - r(1 - \sin \delta)}{\cos \delta} \right] \geq d_k + 2\Delta_{\text{ряд}} = a_7. \quad (2.90)$$

Відповідно функція обмеження:

$$f_7 = a_7 x_6 - x_5 \left[x_3 \left(x_6 - 1 + \sqrt{1 - x_6^2} \right) + x_4 \right] \leq 0. \quad (2.91)$$

8. Обмеження на мінімальний розхил t_0 в нижній точці дисків копачів, що вводиться як додаткове при їх конструюванні із зменшеним радіусом:

$$t_0 = 2[C + r(1 - \cos \delta) \sin \gamma] \geq d_{\text{po}}, \quad (2.92)$$

де d_{po} - розрахункова величина діаметра коренеплоду на рівні нижньої кромки копачів, із врахуванням його зміщення.

Тоді

$$f_8 = a_8 - x_3 x_5 (1 - x_6) \leq 0, \quad (2.93)$$

де $a_8 = \frac{d_{po}}{2} - C$ - параметр функції f_8 .

9. Із умови незатягування коренеплодів копачами, точка мінімального сходження дисків повинна бути розміщена нижче їх осьової лінії на певну величину ε , тобто $r \cos \delta \geq \varepsilon$.

Відповідно

$$f_9 = -x_3 x_6 + \varepsilon \leq 0. \quad (2.94)$$

Аналіз зміни цільової функції f_0 в області допустимих значень $\{x_j\}$ і визначення точки оптимуму проводимо з використанням умови Куна-Таккера [24], яка полягає у існуванні таких множників:

$$u_i \geq 0, \quad i = 1 \dots n, \quad \text{що } u_i f_i = 0 \quad \text{та} \quad \frac{\partial \varphi(u_i, x_j)}{\partial x_j} = 0,$$

де $\varphi(u_i, x_j) = f_0 + \sum u_i f_i$ - функція Лагранжа.

Визначимо часткові похідні функції Лагранжа

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varphi(u_i, x_j)}{\partial x_1} &= \frac{\partial f_0}{\partial x_1} + u_1 + u_2 = 0; \\ \frac{\partial \varphi(u_i, x_j)}{\partial x_2} &= \frac{\partial f_0}{\partial x_2} - u_2 (x_3 - x_4 + h_r - h_k) = 0; \quad (2.95) \\ \frac{\partial \varphi(u_i, x_j)}{\partial x_3} &= \frac{\partial f_0}{\partial x_3} - u_2 k_2 - u_3 + u_5 x_5 - u_6 - u_7 x_5 \times \\ &\times (x_6 - 1 + \sqrt{1 - x_6^2}) - u_8 x_5 (1 - x_6^2) - u_9 x_6 = 0; \end{aligned}$$

$$\frac{\partial \varphi(u_i, x_j)}{\partial x_4} = \frac{\mathcal{F}_0}{\partial x_4} + u_2 x_2 - u_4 - u_7 x_5 = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(u_i, x_j)}{\partial x_5} = \frac{\mathcal{F}_0}{\partial x_5} + u_5 x_3 - u_7 x_3 (x_6 - 1 + \sqrt{1 - x_6^2}) - u_8 x_3 (1 - x_6) = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(u_i, x_j)}{\partial x_6} = \frac{\mathcal{F}_0}{\partial x_6} + u_6 x_3 + u_7 \left(a_7 - x_3 x_5 \left(1 - \frac{2x_6}{\sqrt{1 - x_6^2}} \right) \right) +$$

$$+ u_8 x_3 x_5 - u_9 x_3 = 0;$$

Аналіз цільової функції показує, що в області визначення параметрів x_j , що задаються функціями обмежень f_i , цільова функція не має глобального мінімуму і її часткові похідні відмінні від нуля, причому:

$$\frac{\mathcal{F}_0}{\partial x_1} < 0; \frac{\mathcal{F}_0}{\partial x_2} > 0; \frac{\mathcal{F}_0}{\partial x_3} > 0; \frac{\mathcal{F}_0}{\partial x_4} > 0; \frac{\mathcal{F}_0}{\partial x_5} > 0; \frac{\mathcal{F}_0}{\partial x_6} < 0; \quad (2.96)$$

Із всіх теоретично можливих варіантів розв'язку даної задачі нелінійного програмування шляхом перебору вибираємо три, що можуть мати місце при реальному проектуванні дискових копачів бурякозбиральних машин.

В першому варіанті координати x_j точка оптимуму визначаються із спільного розв'язку системи складеної із таких обмежень:

$$f_1 = 0, f_2 = 0, f_3 = 0, f_4 = 0, f_6 = 0, f_8 = 0.$$

Звідси шукані змінні визначаються за залежностями:

$$x_1 = v_M = v_{\max};$$

$$x_2 = \omega = \frac{x_1}{x_3 - x_4 - h_k + h_r} = \frac{v_{\max}}{r_{\min} - \Delta h_p - h_k + h_r};$$

$$x_3 = r = r_{\min}; \quad (2.97)$$

$$x_4 = \Delta h = \Delta h_p; \quad x_6 = \cos \delta = 1 - \frac{a_6}{x_3} = 1 - \frac{h_{\text{бim}}}{r_{\text{min}}};$$

$$\begin{aligned} x_5 = \sin \gamma &= \frac{a_7 x_6}{x_3 (x_6 - 1 + \sqrt{1 - x_6^2}) + x_4} = \\ &= \frac{(d_k + 2\Delta_{\text{прод}}) \cos \delta}{r_{\text{min}} \sin \delta - h_{\text{бim}} + \Delta h_p}. \end{aligned}$$

У випадку коли порушуються обмеження $f_5 \leq 0$, то пошук координат точки оптимуму шукають із спільного розв'язку системи:

$$f_1 = 0, \quad f_2 = 0, \quad f_4 = 0, \quad f_5 = 0, \quad f_6 = 0, \quad f_7 = 0.$$

В цьому випадку швидкість машини v_M , кутова швидкість копачів ω та глибина заглиблення Δh визначаються так же, як і в попередньому випадку, а параметри r , γ та δ відповідно із залежностей:

$$\begin{aligned} r &= \frac{h_{\text{бim}}}{(1 - \cos \delta)}; \\ \sin \gamma &= \frac{(b - 2c - \Delta)(1 - \cos \delta)}{4h_{\text{бim}}} = \frac{(b - 2c - \Delta)}{4r}; \\ \cos \delta &= \frac{1}{2a'} \left[\sqrt{b'^2 - 4a'c'} + b' \right], \end{aligned} \quad (2.98)$$

де
$$a' = \left[\frac{4(d_k + 2\Delta_{\text{прод}})}{b - 2c - \Delta} - \frac{\Delta h}{h_{\text{бim}}} - 1 \right]^2 + 1;$$

$$b' = +2 \left[1 + \frac{\Delta h}{h_{\text{бim}}} - \frac{4(d_k + 2\Delta_{\text{прод}})}{b - 2c - \Delta} \right]; \quad c' = \left(1 + \frac{\Delta h}{h_{\text{бim}}} \right)^2 - 1.$$

У випадку, коли отримані значення шуканих величин не задовільняють умову $f_8 \leq 0$, то точку оптимуму шукають із систем:

$$f_1 = 0, \quad f_2 = 0, \quad f_4 = 0, \quad f_5 = 0, \quad f_7 = 0, \quad f_8 = 0.$$

$$\text{Звідки } \cos \delta = 1 - \frac{2(d_k + 2\Delta_{\text{прод}})}{b - 2c - \Delta}; \quad (2.99)$$

$$\sin \gamma = \frac{(b - 2c - \Delta)(\cos \delta + \sin \delta - 1) - 4(d_k + 2\Delta_{\text{прод}}) \cos \delta}{\Delta h};$$

$$r = \frac{b - 2c - \Delta}{4 \sin \gamma}.$$

За визначеними кутовими параметрами δ та γ значення інших кутових параметрів α та β просторового розміщення диску, у відповідності (4), проводиться залежностями:

$$\alpha = \arctg(\text{tg} \gamma \sin \delta); \quad (2.100)$$

$$\beta = \arcsin(\sin \gamma \cos \delta).$$

На рис. 2.8 показані область зміни параметрів x_5 та x_6 і

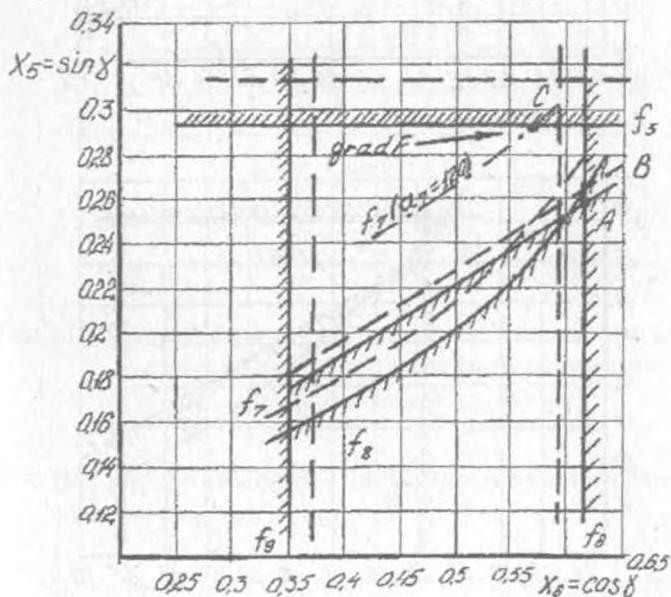
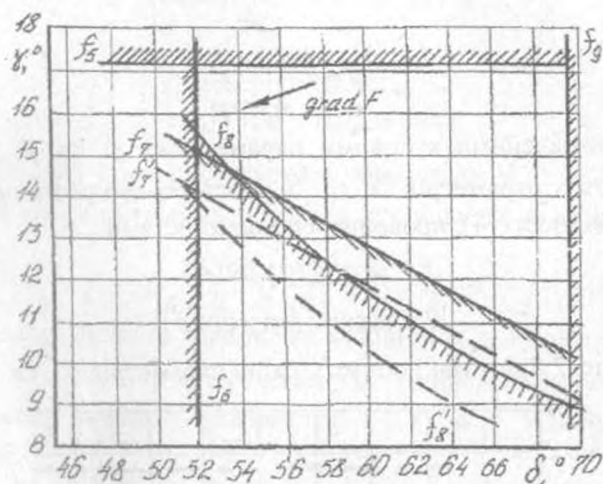
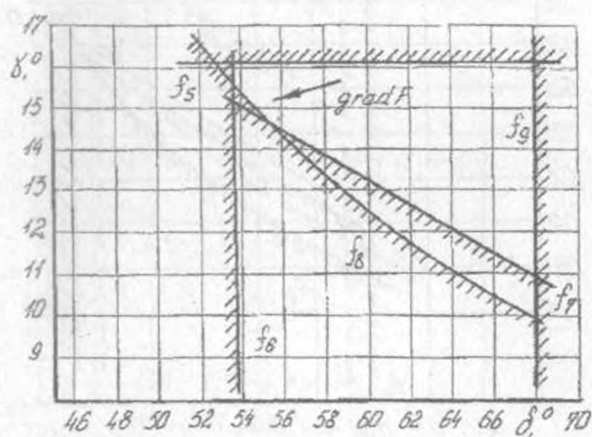


Рис.2.8 - Область визначення параметрів x_5 та x_6 обмежена функціями f_i при заглибленні копачів $h \leq 100$ мм: А, В, С - точки можливого розміщення оптимальних значень; для копачів радіусом $r = 340$ мм; для $r = 320$ мм

можливі варіанти розміщення точок оптимуму, що відповідають різним розрахунковим схемам. Відповідно на рис. 2.9 показані область зміни та зона оптимального розміщення кутів атаки δ та нахилу дисків γ , а на рис. 2.10 - кутів розвалу копачів α та нахилу осі диска до горизонтальної площини β .



a)



б)

Рис.2.9 - Схема розміщення оптимальних значень кута нахилу дисків γ між собою та кута атаки δ для: а - $r = 340$ мм; б - $r = 320$ мм

При користуванні схемою рис.2.10 доцільно ввести додаткове обмеження f_{10} , що уточнює область визначення кута β . Згідно [17] та експлуатаційних даних розміщення дисків із кутом нахилу $\beta < 7^\circ$ недоцільне.

Вказана методика розрахунку, що полягає в почерговому переборі даних варіантів, які задовольняють всі вказані обмеження, дозволяє аналітичним шляхом визначити оптимальні конструктивні параметри дискового копача та режими роботи коренезбиральної машини і може бути покладена в основу системи автоматизованого або іншого проектування викопувально-очисних систем.

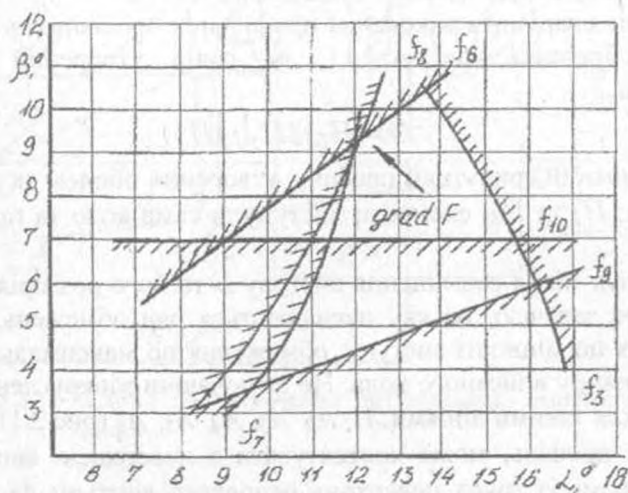


Рис.2.10 - Схема розміщення оптимальних значень кута α розвалу копачів та нахилу осі диска до горизонтальної площини β для копачів з радіусом $r = 340$ мм

2.5. Параметрична оптимізація просівних поверхонь викопувальних дисків

З метою суттєвого спрощення конструкцій викопувальних дисків, а саме заміни традиційної компоновки диск-променева шайба, остання з якої обмежує випадання коренеплодів з технологічного русла копача, запропоновані нові види дисків зі зміненою формою вікон (Патент СРСР № 1807838; Патент України № 9513А). При цьому, до даних робочих органів висуваються досить жорсткі

агровимоги щодо втрат кондиційних коренеплодів (не повинні втрачатись коренеплоди діаметром, більшим 40 мм) і тому оптимальний вибір просівних поверхонь дисків забезпечить надійне виконання технологічного процесу з одночасним спрощенням конструкції копачів.

Із врахуванням налипання землі на коренеплід, його форми та розташування при викопуванні, згідно даних експериментальних досліджень та випробувань [4], вказана умова задовольняється тоді, коли найбільший діаметр вписаного у вікно кола складає 50...60 мм. З умови незабивання вікон ґрунтом із рослинними залишками мінімальний радіус заокруглення кутів, в залежності від вологості, повинен знаходитись в межах 10...20 мм.

Один з варіантів виконання профільних просівних поверхонь дисків зображено на рис.2.11, де отвір утворений такими об'єктами:

$$O = \Pi_1 \setminus (\Pi_2 \cup \Pi_3)$$

де Π_1 - основний трикутний профіль, утворений ободом та шприхами колеса; Π_2 та Π_3 - елементи виступу, а саме коло та прямокутник.

Пошук місця розміщення виступу B та його розмірів є оптимізаційною задачею, на яку накладаються ряд обмежень, а саме обмеження по міцності виступу, обмеження по максимально можливому розміру вписаного кола. Не включаючи заокруглень, вікно обмежується такими лініями $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6$ (рис.2.11). Коло, вписане в профіль, може контактувати з поверхнею виступу $A_4 \in \{A_5\}$ та двома із трьох поверхонь основного контуру A_1, A_2, A_3 . При умові, що максимальний його діаметр не перевищує D , то центри вписаних кіл можуть розміститись лише в трьох положеннях.

Розглянемо систему Oxy , в якій лінії, що обмежують основний контур, описуються залежностями:

$$A_1: Y - \frac{\delta}{2} = 0; A_2: Y = \operatorname{tg} \alpha X - \frac{\delta}{2 \cos \alpha}; A_3: X^2 + Y^2 = R, \quad (2.101)$$

де δ - ширина шприхи для $x > 0$, R - зовнішній радіус вікон, α - кут профіля вікна.

Якщо ширина шприхи постійна, то вісь Ox проходить через вісь її симетрії, при змінній товщині - вона паралельна нижньому

краю вікна (лінії A), а центр O системи координат знаходиться в центрі диска.

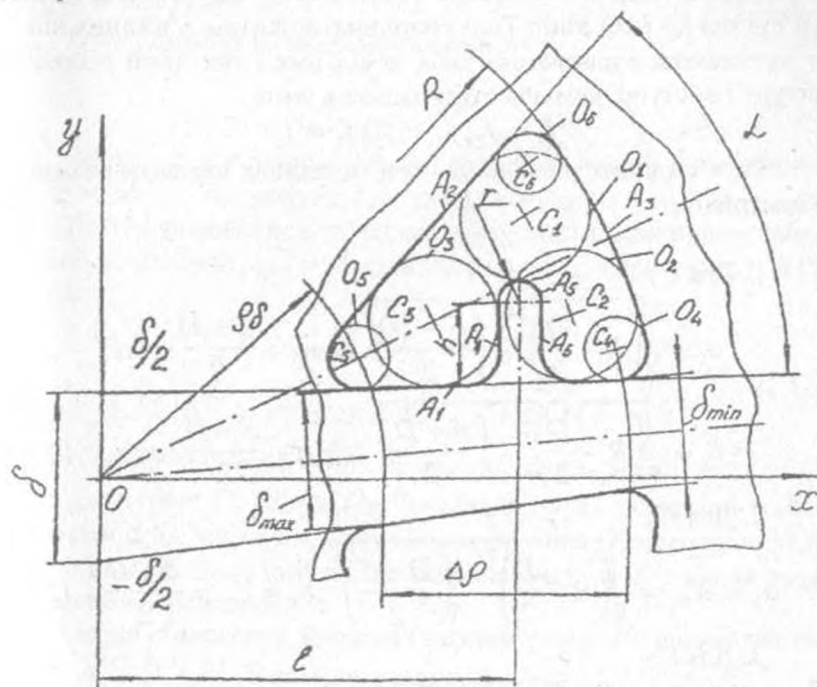


Рис.2.11- Схема до визначення оптимальних параметрів форми вікон

Тоді приведена ширина шприхи δ визначається:

$$\delta = \delta_{\max} + \frac{\Delta\delta}{\Delta\rho} \rho_{\delta}, \quad (2.102)$$

де δ_{\max} - максимальна ширина шприхи, точка заміру якої віддалена від центра O на величину ρ_{δ} ; $\Delta\delta$ - різниця між максимальною і мінімальною ширинами шприхи; $\Delta\rho$ - віддаль між точками заміру δ_{\max} і δ_{\min} .

Для спрощення викладок представимо залежності (2.102) у вигляді неявних функцій, що утворюють поля одиничного градієнту, із зростанням рівня в глибину вікна:

$$\begin{aligned} f_1 &= Y - \delta/2; f_2 = X \sin \alpha - \cos \alpha - \delta/2 = 0; \\ f_3 &= -\sqrt{X^2 + Y^2} + R. \end{aligned} \quad (2.103)$$

Особливістю такого опису є те, що в довільній точці A площини вікна з координатами X_a і Y_a значення рівня f_i відповідає віддалі від осі до i -тої лінії. Тоді координати центрів вписаних кіл C_i , що дотикаються одночасно двох довільних i -тих ліній основного контуру і виступу, визначаються із таких умов:

$$f_1 = f_2; f_2 = f_3; f_1 = f_3.$$

Розв'язок цих рівнянь дає три можливих варіанти розміщення центрів C_i :

1. Для C_1

$$a_1 = \sqrt{\left(R - \frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{\delta + D}{2}\right)^2} \cos \alpha + \frac{\delta + D}{2} \sin \alpha;$$

$$b_1 = \sqrt{\left(R - \frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{\delta + D}{2}\right)^2} \sin \alpha - \frac{\delta - D}{2} \cos \alpha. \quad (2.104)$$

2. Для C_2

$$a_2 = X_{C_2} = \sqrt{\left(R - \frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{D - \delta}{2}\right)^2}; b_2 = Y_{C_2} = \frac{\delta + D}{2}. \quad (2.105)$$

3. Для C_3

$$a_3 = \frac{\delta + D}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}; b_3 = Y_{C_3} = \frac{\delta + D}{2}. \quad (2.106)$$

Для кіл O_4 та O_5 діаметрами $d/2$ аналогічно

$$a_4 = X_{C_4} = \sqrt{\left(R - \frac{d}{2}\right)^2 - \left(\frac{\delta + d}{2}\right)^2}; b_4 = \frac{\delta + d}{2}; \quad (2.107)$$

та

$$a_5 = \frac{\delta + d}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}; b_5 = Y_{C_5} = \frac{\delta + d}{2}. \quad (2.108)$$

де a_i та b_i - координати центрів C_i кіл відповідно по осях Ox та Oy .

Оптимальною будемо вважати таку форму вікна, площа якого максимальна при вписаному колі діаметра D .

При незмінному профілі основного контура ця задача адекватна мінімізації площі виступу B , який доторкався б до кола O_1 з

центром в точці C_1 , а в інших зонах ($t.C_2, C_3$) можна було б вписати кола радіусами $\frac{d}{2} \leq p \leq \frac{D}{2}$.

Отже, цільова функція прийме вигляд:

$$F_0 = \frac{\pi r^2}{2} + 2rh, \quad (2.109)$$

де r - радіус заокруглення виступу, рівний половині його ширини, $r=C/2$; h - висота прямокутної частини виступу.

Розташування виступу характеризується також параметром l . Функції обмеження, що накладаються на зміну параметрів r, h та l наступні:

$$\begin{aligned} 1. B \cap O_2 \neq \emptyset; \quad 2. B \cap O_3 \neq \emptyset; \quad 3. B \cap O_4 = \emptyset; \\ 4. B \cap O_5 = \emptyset; \quad 5. 2r \leq C_{\text{дон}}; \quad 6. B \cap O_1 = E, \end{aligned} \quad (2.110)$$

де O_1, O_2, O_3 - множини точок обмежені відповідно колами O_1, O_2, O_3 із діаметром D ; O_4 та O_5 - множини точок, обмежені колами діаметром d ; E - точка контакту вписаного кола O_1 з центром в $t.C_1$ із виступом B ; $C_{\text{дон}}$ - мінімальна ширина виступу B з умови непошкодження коренеплоду.

Перші обмеження адекватні нерівностям $f_i \leq 0$, що включають змінні $X_i \in \{l, r, h\}$, а останнє - рівності

$$g = \sqrt{(a_1 - l)^2 + \left(b_1 - \frac{\delta}{2} - h\right)^2} - \frac{D}{2} - r = 0, \quad (2.111)$$

яка зменшує кількість невідомих до двох заміною $h=h(l, r)$.

Позначивши $l=x_1$; $r=x_2$; $h=h(x_1, x_2)$ цільову функцію F_0 та функції обмеження запишемо у вигляді

$$F_0 = \frac{\pi X_2^2}{2} - 2X_2 \left[b_1 - \frac{\delta}{2} - \sqrt{\left(\frac{D}{2} + X_2\right)^2 - (a_1 - X_1)^2} \right];$$

$$f_1 = -X_1 - X_2 + a_2 - \frac{D}{2} \leq 0;$$

$$f_2 = X_1 - X_2 - a_3 - \frac{D}{2} \leq 0; \quad f_3 = X_1 + X_2 - a_4 + \frac{d}{2} \leq 0;$$

$$f_4 = -X_1 + X_2 + a_5 + \frac{d}{2} \leq 0; \quad f_5 = -X_2 + \frac{C_{\text{дон}}}{2} \leq 0. \quad (2.112)$$

Шукаємо параметри x_i , що оптимізують функціональні якості при заданих обмеженнях $f_i < 0$. Використовуючи умови Куна-Таккера [24] встановлюємо такі множники $U_i > 0$; що $u_i f_i = 0$

і $\partial\varphi(X, u)/\partial X = 0$, де $\varphi(X, u) = f_0 + \sum_{i=2}^8 u_i f_i$ - функція Лагранжа

Тоді часткові похідні функції Лагранжа

$$\begin{aligned} \frac{\partial\varphi(X, u)}{\partial X_1} &= \frac{\partial f_0}{\partial X_1} - u_1 + u_2 + u_3 + u_4 = 0; \\ \frac{\partial\varphi(X, u)}{\partial X_2} &= \frac{\partial f_0}{\partial X_2} - u_1 - u_2 + u_3 + u_4 - u_5 = 0, \end{aligned} \quad (2.113)$$

де

$$\frac{\partial f_0}{\partial X_1} = \frac{2(a_1 - X_1)X_2}{\sqrt{\left(\frac{D}{2} + X_2\right)^2 - (a_1 - X_1)^2}}; \quad \frac{\partial f_0}{\partial X_2} > 0 \quad (2.114)$$

В залежності від вихідних даних теоретично можливі 11 варіантів розв'язку системи (2.113), тобто 11 можливих розрахункових схем визначення оптимальних параметрів x_i , що мінімізують F_0 при заданих обмеженнях.

Для випадку реальних параметрів та їх співвідношень при конструюванні дискових копачів кількість розрахункових схем значно зменшується і охоплює такі можливі варіанти розв'язку системи (2.113):

$$1. U_1 = U_2 = U_3 = U_4 = 0; U_5 \leq 0; \frac{\partial f_0}{\partial X_1} = 0; f_5 = 0; \quad (2.115)$$

$$2. U_1 = U_2 = U_4 = 0; \frac{\partial f_0}{\partial X_1} < 0; f_2 = 0; f_5 = 0; \quad (2.116)$$

$$3. U_3 = U_4 = U_5 = 0; \frac{\partial f_0}{\partial X_1} < 0; f_1 = 0; f_2 = 0. \quad (2.117)$$

Згідно першого розрахункового варіанту шукані оптимальні параметри X розміщення та форми виступу B будуть рівні:

$$X_1 = l = a_1; X_2 = r = \frac{C_{дон}}{2}; \quad (2.118)$$

а висота h визначається, як і у всіх наступних варіантах, за залежністю:

$$X_3 = h = b_1 - \frac{\delta}{2} - \sqrt{\left(\frac{D}{2} + X_2\right)^2 (a_1 - X_1)^2}. \quad (2.119)$$

Якщо знайдене рішення не задовольняє обмеження $f_2 < 0$, (2.112) то переходять до розв'язку другого варіанту (2.116), звідки

$$X_1 = a_3 + \frac{D}{2} + \frac{C_{дон}}{2}; X_2 = \frac{C_{дон}}{2}; X_3 = h = h(X_1, X_2) \quad (2.120)$$

Якщо попередні розв'язки не задовольняють обмеженню $f_i \leq 0$ (2.112), то оптимальні параметри X_i визначаються за залежностями:

$$X_1 = \frac{a_2 + a_3}{2}; X_2 = \frac{a_2 - a_3 - D}{2}. \quad (2.121)$$

Для випадку оптимізації дискових викопуючих органів комбайна КС-6Б при незмінних конструктивних параметрах диска і основного контура вікна, параметри виступів становлять:

$$X_1 = l_1 = \frac{\delta + D}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} + \frac{D + C_{дон}}{2}; r = \frac{C_{дон}}{2}; h = h(X_1, X_2), \quad (2.122)$$

де h - визначається за залежністю (2.119), у якій координати вписаного кола a, b , визначаються за залежністю (2.104).

У випадку V-подібної форми вікна [29] можливий лише один варіант розташування вписаного кола максимального діаметру. При цьому загальна висота виступу $H = h + r$ визначається за залежністю:

$$H = R - \frac{\delta + D}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}, \quad (2.123)$$

а товщина виступу - із умови непошкодження коренеплоду $C \leq C_{дон}$.

Приведена методика визначення оптимальних розмірів посівних вікон викопуючи дисків ґрунтується на аналогічних методах розв'язку задачі нелінійного проектування і значно полегшує теоретичний аналіз ефективності прийнятих рішень. Вона може бути використана і для розв'язку інших аналогічних задач при проекту-

ванні робочих органів і технологічних процесів сільськогосподарських машин.

2.6. Дослідження динаміки очищення коренеплодів у сепаруючих пристроях

Моделювання процесів очищення коренеплодів має велике значення для етапів проектування сепаруючих пристроїв, оскільки від якісного виконання ними своїх функціональних призначень в значній мірі залежить ступінь пошкодження та забрудненості зібраних коренеплодів. Міцність зв'язку коренеплодів із ґрунтом оцінюють кількістю енергії E , необхідною для відділення при імпульсивному навантаженні, а відносний вміст землі на коренеплодах змінюється в залежності від E за експоненціальною залежністю [59].

Якщо інтенсивність навантаження по шляху очищення в першому наближенні описується стаціонарною випадковою функцією, то відносний вміст землі на коренеплодах у часі також змінюється по експоненціальному закону:

$$\Delta m(t) = \Delta m_0 e^{-\lambda(t-t_0)}, \quad (2.124)$$

де λ -стаціонарна випадкова функція інтенсивності очищення, математичне очікування якої $\bar{\lambda} = \text{const}$, Δm_0 - маса землі на початковий момент $t=t_0$ проходження коренеплодів по очиснику.

Враховуючи те, що ґрунт із слабкими зв'язками відокремлюється від коренеплоду на копачах і бітерах, то як розрахункову, приймаємо модель, в якій із самого початку ($t_0=0$) коренеплід із налиплим ґрунтом переміщується у воросі як одне тіло, із змінною в часі масою, яка описується залежністю:

$$m(t) = m_k + \Delta m_0 e^{-\lambda t}, \quad (2.125)$$

де m_k - маса коренеплоду. В залежності (2.125) параметри m_k та Δm_0 - випадкові величини, математичні очікування \bar{m}_k та $\bar{\Delta m}_0$ яких можна описати відповідними регресійними залежностями [59], а $m(t)$ -випадкова затухаюча функція, дисперсія якої з часом наближається до нуля, а математичне очікування до значення m_k .

Тобто $D(t=0) = D(m_k) + D(\Delta m_0)$, $D(t \rightarrow \infty) = D(m_k)$.

Ефективність очищення i , відповідно, параметр λ будемо розглядати, як функцію безрозмірних параметрів π_i у множині значень:

$$\pi_i \in \left\{ \omega \sqrt{r/g}; a/g; r\varepsilon/g; rda/(gv_n dt); r^2 d\varepsilon/(gv_n dt) \right\},$$

які визначають рівень ударної взаємодії при сепарації коренеплодів.

Тут ω , a , ε - відповідно кутова швидкість, лінійне та кутове прискорення коренеплоду, r - величина, що характеризує лінійний розмір (радіус) коренеплоду; v_n - швидкість поширення зсувних напружень в ґрунті, у залежності від його вологості $v_n = 4 \dots 14$ м/с [59].

Відповідно інтенсивність λ очищення коренеплодів можна представити як функцію безрозмірних параметрів π_i чи змінних $X_i \in \left\{ \omega; a; \varepsilon; da/dt; d\varepsilon/dt \right\}$, із відповідними дольовими коефіцієнтами:

$$\lambda = - \frac{d(\Delta m_i)}{\Delta m_i dt} = \lambda_1 \omega + \lambda_2 a + \lambda_3 \varepsilon + \lambda_4 \frac{da}{dt} + \lambda_5 \frac{d\varepsilon}{dt}. \quad (2.126)$$

При розгляді руху коренеплодів в очиснику приймемо, що їх поздовжнє транспортування здійснюється в напрямку осі Oz та Oy (рис. 2.12).

В загальному випадку на коренеплід, що знаходиться у воросі будуть діяти такі сили: розподілені сили від впливу середовища (вороху) із величиною контактного тиску $p(x, y, z)$; нормальні ударні реакції робочих органів (шнеків, бітерів), що направлені перпендикулярно до поверхні коренеплоду $\bar{N}_i = N_i \bar{n}$; сили тертя від розподіленого тиску середовища Φ та сили тертя F_i від реакції N_i , $\bar{F}_i = \mu \bar{N}_i \Delta V_i^{oid} / |\Delta V_i^{oid}|$, де ΔV_i^{oid} - відносна швидкість коренеплоду до робочих поверхонь в точці i -го контакту.

Для нелінійної в'язкопружної моделі коренеплоду $N_i = k \cdot h^{2/3}$; h - величина заглиблення (жорсткого зближення в контактній задачі Герца), k - постійна, що залежить від властивостей матеріалів та градусів кривизни в точці контакту.

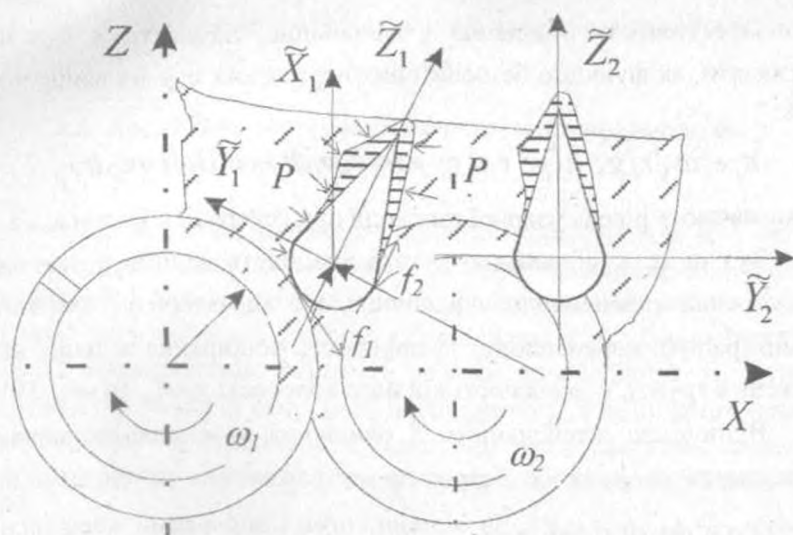


Рис.2.12- Схема до визначення динамічних параметрів процесу очищення коренеплідів

Аналогічно [17] рівняння руху коренеплоду в середовищі (воросі) із врахуванням змінної маси m , тіла визначається:

$$\frac{d(m_k \bar{V}_k)}{dt} + \frac{d[m_b(\bar{V}_k - \bar{V}_b)]}{dt} - \frac{d(m_b \bar{V}_b)}{dt} + \Phi + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^k \left(\bar{n}_i - \mu \frac{\Delta V_i}{\Delta V} \right) N_i(t - \tau_j) = 0$$

$$\sum_{i=1}^n \left[\sum_{j=1}^k \left(\bar{n}_i - \mu \frac{\Delta V_i}{\Delta V} \right) N_i(t - \tau_j) \right] \times \bar{r}_j + \bar{M}_b + \bar{\Phi} \times \bar{r}_{np} - \bar{L}_0^e = 0, \quad (1.127)$$

де \bar{V}_k і \bar{V}_b - відповідно вектори швидкості коренеплоду та вороху, що займає той самий об'єм, що і об'єм (занурена частина) коренеплоду із землею (m), m_0 - присаднана маса середовища, що рухається одночасно із коренеплодом; $N_i(t - \tau_j)$ - імпульсна силова випадкова функція реакції i -того робочого органу в момент часу $t = \tau_j$;

\bar{r}_j - радіус-вектор точки контакту; \bar{r}_{np} - приведений радіус прикладання рівнодійної розподілених сил Φ ; \bar{L}_0^e - векторна сума момен-

тів зовнішніх сил; M_a - момент від зміщення рівнодійної P_a контакт-ного тиску p .

В рухомих координатах, жорстко зв'язаних з коренеплодом, згідно динамічного рівняння Ейлера:

$$\begin{aligned} \frac{d(I_x \omega_x)}{dt} + (I_z - I_y) \omega_y \omega_z &= L_x^e; \\ \frac{d(I_y \omega_y)}{dt} + (I_x - I_z) \omega_z \omega_x &= L_y^e; \\ \frac{d(I_z \omega_z)}{dt} + (I_y - I_x) \omega_x \omega_y &= L_z^e, \end{aligned} \quad (2.128)$$

де I_x , I_y та I_z - моменти інерції відносно головних осей.

Враховуючи те, що при ударі повороти коренеплоду відносно власних поперечних осей Ox та Oy гасяться перерозподілом контактного тиску по поверхні коренеплоду (моментом M_x), то значення ω_x та ω_y значно менші кутового повороту ω_z , який завдяки симетрії коренеплоду не зв'язаний з переносом вороху. Тому приймаємо $\omega_x = \omega_y = 0$ і рівняння (2.128) приводимо до вигляду

$$\frac{d(I_z \omega_z)}{dt} = L_z^e. \quad (2.129)$$

Оскільки зв'язаний ґрунт розміщується на поверхні тіла, то момент інерції неочищеного коренеплоду відносно осі Oz

$$I_{iz} = I_{kz} + \Delta m_0 e^{-\lambda t} \cdot \rho_{np}^2, \quad (2.130)$$

де ρ_{np} - приведений радіус інерції налиплого ґрунту, що змінюється в процесі очищення. Таку зміну в першому наближенні можна апроксимувати залежністю:

$$\rho_{np} = \left(a + b e^{\frac{-\lambda t}{2}} \right) r, \quad (2.131)$$

де a та b - параметри розподілу, при $\lambda=1,3$ $a \approx 0,6$; $b \approx 0,5$.

При переміщенні коренеплодів по очиснику ворох видаляється через просівну поверхню і характер руху коренеплодів прийме вигляд, характерний для взаємодії окремих тіл в потоці із дискретним випадковим розподілом всіх зовнішніх сил.

Втрата вороху по просівній поверхні адекватна зменшенню глибини занурення коренеплоду у воросі, що можна моделювати функцією:

$$C_l(t) = \frac{V_b}{V_k} = \frac{m_b \gamma_k}{m_k \gamma_b}, \quad (2.132)$$

де V_k та V_b - відповідно об'єм всього коренеплоду та зануреної його частини; γ_k та γ_b - питома густина коренеплоду і вороху.

Тоді маса вороху в об'ємі V_b

$$m_b = \frac{\gamma_b m_k}{\gamma_k} C_l(t) = C_\tau m_k. \quad (2.133)$$

Приєднану масу m_0 в першому наближенні можна прийняти:

$$m_0 = \varepsilon m_b \quad (2.134)$$

де ε - відносна частина приєднаної маси.

Згідно з викладеним, система диференціальних рівнянь (2.127), що описує рух коренеплоду у воросі під час очищення прийме вигляд:

$$\frac{d\bar{V}_k}{dt} + \left[\delta + \frac{C_\tau \varepsilon}{1 + \varepsilon C_\tau} \right] \bar{V}_k = \left[\frac{d\bar{V}_b}{dt} + \delta \bar{V}_b \right] \frac{C_\tau (1 + \varepsilon)}{1 + \varepsilon C_\tau} + \quad (2.135)$$

$$+ \frac{1}{m_t} \left\{ \bar{\Phi} + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^k \left[\bar{n} - \mu \frac{\Delta \bar{V}_i}{|\Delta V_i|} \right] N_i(t - \tau_j) \right\};$$

$$\sum_{i=1}^n \left[\sum_{j=1}^k \left(n_j - \frac{\mu \Delta \bar{V}_i}{|\Delta V_i|} \right) N_i(t - \tau_j) \right] \bar{x}_i + \bar{M}_b + \bar{\Phi} \times \bar{r}_{np} - J_z \frac{d\bar{\omega}_z}{dt} - \quad (2.136)$$

$$- \bar{\omega}_z (\Delta m_0 e^{-\lambda t} \rho_{np}^2) \cdot (2d\rho_{np} (\rho_{np} dt) - \lambda) = 0,$$

де δ - інтенсивність зміни маси всього коренеплоду, $\delta = dm_t / m_t dt = -\lambda / (m_k e^{\lambda t} / \Delta m_0 + 1)$.

Рівняння (2.136) дозволяє оцінити параметри розподілу ударних навантажень і врахувати вплив інерційності коренеплоду при його боковому ударі із поверхнею робочого органу чи іншого коренеплоду. Причому, у випадку ефективної сепарації коренеплодів на просівній поверхні, ворох не буде заповнювати вільні проміжки і допущення $\omega_x = \omega_y \rightarrow 0$ буде неприйнятним. Тоді для моделювання

динаміки очищення коренеплодів замість (2.136) необхідно використовувати друге рівняння із системи (2.127).

При моделюванні ударних навантажень функціями $N(t-\tau_i)$ з випадковим розподілом параметрів навантаження, згідно встановлених експериментально законів розподілу, рівняння (2.135) в достатній мірі визначає закономірності руху коренеплодів у воросі при його очищенні. Воно зв'язує параметри інтенсивності очищення (λ чи δ) із параметрами впливу середовища (ε та C_τ), зовнішнього навантаження ($\bar{\Phi}$, \bar{N}_i і F_i) та кінетичними (\bar{V}_k) і динамічними ($d\bar{V}_k/dt$) параметрами руху.

Причому, при виведенні залежності (2.135) параметр λ не приймався постійним і згідно (2.126) може бути представлений у вигляді ряду Фур'є

$$\lambda = \sum_{i=1}^5 \lambda_i X_i = \sum_{i=1}^5 \lambda_i \left[\bar{X}_i + \sum_{j=1}^k \Delta X_{ij} \sin(\omega_j t + \varphi_j) \right], \quad (2.137)$$

де $\bar{X}_i \in \left\{ \bar{\omega}, \bar{a}, \bar{\varepsilon}, \frac{d\bar{a}}{dt}, \frac{d\bar{\varepsilon}}{dt} \right\}$ - математичні очікування відповідних па-

раметрів руху; ΔX_{ij} - амплітуди їх коливань із частотою ω_j . Векторне поле швидкостей вороху V_0 легко моделюється за результатами експериментальних даних та випробувань. Виведені залежності дозволяють моделювати процес сепарації коренеплодів на всьому проміжку очищення, як на початку, коли суттєвим є взаємодія коренеплодів з ворохом, так і після сепарації вороху.

Для шнекових очисників коренеплодів функція C_τ приймається пропорційно товщині вороху по просівній поверхні із піками в зоні русел між шнеками, що можна моделювати залежністю

$$C_\tau = e^{-\psi t} \left[1 + a \sin \left(\frac{V_n}{d_n} t + \varphi_n \right) \right], \quad (2.138)$$

де ψ та a - параметри, які визначаються експериментально; V_n та d_n - приведені поздовжня швидкість вороху та діаметр шнеків; φ_n - початковий фазовий кут.

Параметри $\bar{\varepsilon}$ та $\bar{\lambda}$ в значній мірі залежать від фізико-механічних властивостей вороху і уточнюються за даними експе-

рименту. При відомому значенні λ час очищення із допустимим його рівнем $V = \Delta m_{\text{дн}}/m_k$, де $\Delta m_{\text{дн}}$ - маса ґрунту на коренеплоді, визначається залежністю (2.124):

$$t = \frac{1}{\lambda} \ln \left[\frac{\Delta m_0}{\Delta m_{\text{дн}}} \right] = \frac{1}{\lambda} \ln \left[\frac{\Delta m_0}{\gamma m_k} \right] \quad (2.139)$$

При нормальному законі розподілу Δm_0 (рис. 2.13) середній γ - відсотковий рівень забрудненості визначають за $\overline{\Delta m_0}$, а кожного коренеплоду - за верхнею межею $\overline{\Delta m_0^a} = \overline{\Delta m_0} + 3\delta\Delta m_0$.

Із приведених залежностей можна оцінити кількісний рівень зміни параметрів, що впливають на якість очищення і вибрати необхідні конструктивні та технологічні рішення, які зводяться до двох шляхів, а саме: збільшення часу t сепарації та підвищення інтенсивності очищення (збільшення λ).

Перший призводить до значного підвищення пошкоджень коренеплодів, тому прогресивними є конструктивні рішення з регулюванням часу сепарації (довжини зони очищення) в залежності від фізико-механічних властивостей ґрунту та його вологості. Враховуючи, що в зоні виходу вороху коренеплодів з копачів ймовірність взаємодії робочих органів очисників з продуктом є незначною, то агресивність сепаруючих поверхонь, яка визначається висотою гвинтових рифів шнеків, активізаторів роторів тощо, необхідно зменшувати по мірі їх віддалення від викопувального пристрою. Це забезпечить підвищення інтенсивності очищення без різкого зростання рівня пошкоджень коренеплодів, тобто призведе, наприклад, до збільшення кутової швидкості перекошування коренеплодів (роторні очисники), підвищить динамічність процесу шляхом збільшення величин da/dt , $d\epsilon/dt$ при оптимальному рівні.

Також дана ідея може реалізуватись, зокрема, в принципово нових шнеково-еліпсних очисниках, або в конструктивних рішеннях компоновальних схем коренезбиральних машин, в яких сепарація коренеплодів здійснюється по всій їх довжині транспортування до бункера.

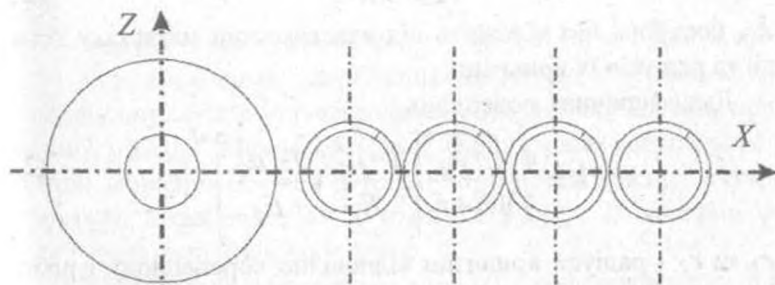
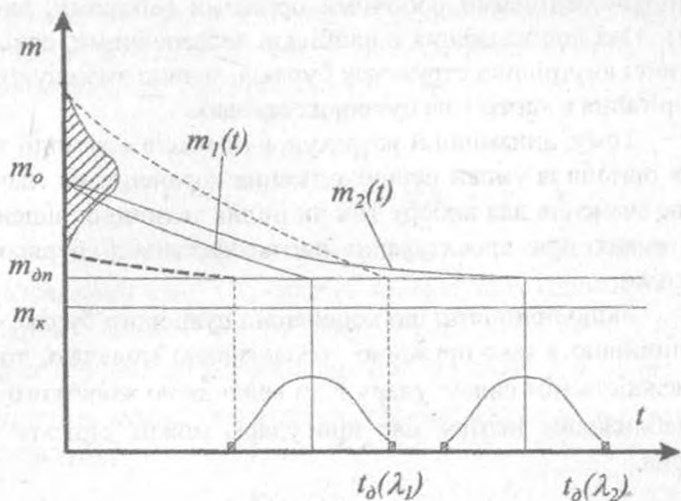


Рис.2.13 - Закономірності зміни часу сепарації від розсіювання початкових умов

2.7. Обґрунтування конструктивних параметрів сепаруючих поверхонь із умови непошкодження коренеплідів

Однією з основних вимог, які висувуються до функціональних показників бурякозбиральних машин є обмеження по пошкодженості зібраних коренеплідів.

Пошкодження буряків у результаті їх згину та зламу в найбільшій мірі характерні для етапу викопування та при зацімненні їх нижньої частини між валками шнеків. Динамічні ударні пошкодження частіше спостерігаються при контакті коренеплоду із

швидко-обертливими робочими органами (бітерами, рифами шнеків). Такі пошкодження є найбільш небезпечними, оскільки, порушуючи внутрішню структуру буряків, значно зменшують термін їх зберігання в кагатах на цукрових заводах.

Тому, динамічний розрахунок процесів взаємодії таких робочих органів із умови непошкодження коренеплідів має дуже важливе значення для вибору тих чи інших технічних рішень та пошуку нових при проектуванні високоефективної бурякозбиральної техніки.

Якщо прийняти, що коренеплід цукрового буряка описується нелінійною в'язко-пружною реологічною моделлю, то згідно [3] залежність між силою удару P та величиною жорсткого зближення u (зближення центру мас при ударі) можна описати формулою Герца

$$P = ku^{\frac{3}{2}}, \quad (2.140)$$

де k - постійна, що залежить від властивостей матеріалу тіл взаємодії та радіусів їх кривизни.

Для сферичних поверхонь

$$k = \frac{4}{3} \sqrt{\frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2}} \left[\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right]^{-1}, \quad (2.141)$$

де r_1 та r_2 - радіуси кривизни відповідно коренеплоду і робочого органу в точці контакту; E_1 , E_2 та μ_1 , μ_2 - відповідно модулі пружності та коефіцієнти Пуасона тіл взаємодії.

Теорія Герца достатньо точна для випадку, коли матеріал знаходиться у пружній стадії (допустимий діапазон ударних навантажень із умови непошкодження) та коли тривалість удару значно більша найбільшого періоду T_c власних коливань. Згідно [3] друга умова спостерігається при $vT_c \geq 10$, що відповідає неперевищенню швидкості взаємодії тіл V (критичної величини V):

$$V \leq V_{max} = 6,35 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{E_1}{\gamma_k}}, \quad (2.142)$$

де γ_k - густина тіла коренеплоду.

В процесі зближення буряка із робочою поверхнею, згідно теореми про кількість руху центру мас ударної системи із приведеною масою m , справедливі рівняння:

$$m\ddot{x} = -T; \quad (2.143)$$

$$m\ddot{y} = -N;$$

$$I\ddot{\varphi} = TR + N\delta_k,$$

де N і T - відповідно нормальна (по осі Oy) та тангенціальна (по осі Ox) складові сили удару; R - радіус коренеплоду (приведене плече прикладання сили T відносно центру ваги буряка); δ_k - бокова деформація коренеплоду в зоні удару; \ddot{x}, \ddot{y} та $\ddot{\varphi}$ - відповідно лінійні та кутові прискорення коренеплоду.

Згідно [24]

$$\delta_k = \frac{\mu_1 T}{4aG_1}, \quad (2.144)$$

де G - модуль зсуву для коренеплоду; a - радіус площинки контакту.

При дотичному ударі пошкоджується в основному шкірка коренеплоду, а нормальна складова значно менша ніж при центральному ударі. Як показали дослідження, саме центральний удар є найбільш несприятливий з точки зору пошкодження внутрішньої структури коренеплодів. У цьому випадку, із системи рівнянь (2.143) залишається тільки друге.

У найбільш загальному випадку, диференціальне рівняння ударної взаємодії коренеплоду із робочими поверхнями повинно враховувати величину податливості рухомих елементів та їх масу.

Розглянемо центральний удар коренеплоду масою m_1 з робочим органом, власною масою m_2 , нежорстко зв'язаною із основною масою машини (приводу) в системі координат xOy , нерухомо зв'язаній із основною масою приводу (рис. 2.14).

В цьому випадку, переміщення коренеплоду та робочого органу під час їх динамічної взаємодії опишеться системою рівнянь:

$$-m_1\ddot{y}_1 - m_1 g \cos \gamma + P = 0; \quad (2.145)$$

$$-m_2\ddot{y}_2 - P + C(y_{20} - y_2) = 0, \quad (2.146)$$

де y_1 та y_2 - біжучі координати центрів мас відповідно коренеплоду та робочого органу; C - жорсткість зв'язку робочого органу з основною масою машини (приводу); y_{20} - початкова координата центру

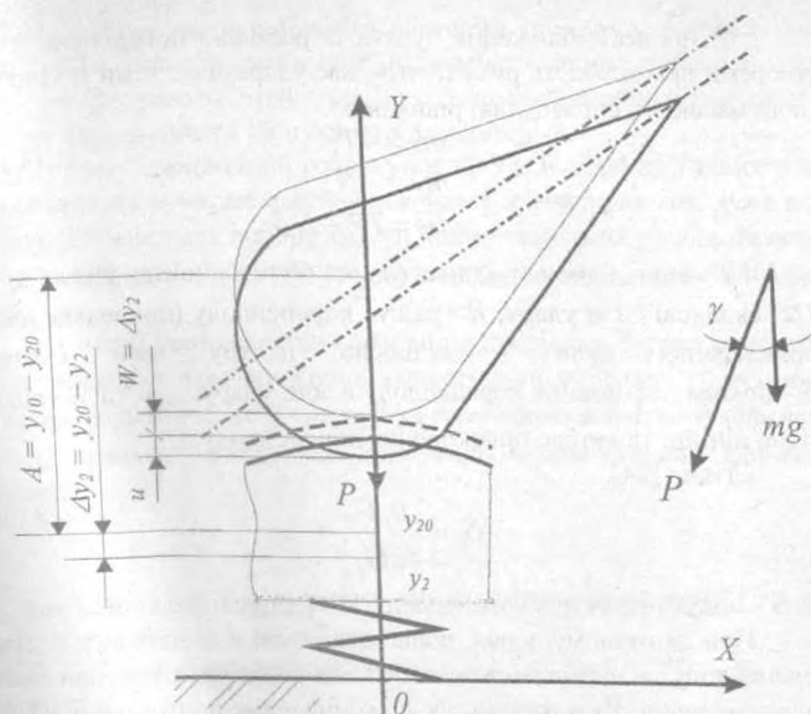


Рис. 2.14 - Схема до розрахунку динамічної взаємодії коренеплоду з робочим органом

мас робочого органу до удару; γ - кут нахилу між векторами сил удару $P = k u^{3/2}$ та земного тяжіння $m_1 g$ коренеплоду.

Відповідно величина жорсткого зближення u виразиться:

$$u = A - y_1 + y_2, \quad (2.147)$$

де A - віддаль між центрами мас m_1 та m_2 , $A = y_{10} - y_{20}$; y_{10} - початкова координата центру мас коренеплоду.

Сумарний розв'язок рівнянь (2.145), (2.146) та (2.147) приводить до диференціального рівняння руху динамічної взаємодії:

$$\ddot{u} + P \left[\frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} \right] - \frac{C}{m_2} (y_{20} - y_2) - g \cos \gamma = 0, \quad (2.148)$$

де \ddot{u} - прискорення при зближенні коренеплоду із робочим органом.

У довільний момент динамічної взаємодії із біжучим параметром зближення u зміна кінетичної енергії коренеплоду рівна зміні кінетичної енергії робочого органу, роботі сил ударної взаємодії та роботі сил пружності:

$$\frac{m_1 V_0^2}{2} - \frac{m_1 \dot{y}_1^2}{2} = \frac{m_1}{0} k u^{\frac{3}{2}} du + \frac{m_2 \dot{y}_2^2}{2} + \frac{C(y_{20} - y_2)^2}{2} = 0, \quad (2.149)$$

де \dot{y}_1 та \dot{y}_2 - швидкості коренеплоду та робочого органу,
 $\dot{y}_2 = \dot{y}_1 + \frac{du}{dt}$; V_0 - відносна швидкість коренеплоду до зіткнення.

Рівняння (2.149) після перетворення прийме вигляд

$$\frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \left[\frac{V_0^2}{2} - \frac{1}{2} \left(\frac{du}{dt} \right)^2 \right] = \frac{2}{5} k u^{\frac{5}{2}} + \frac{C \Delta y_2^2}{2}. \quad (2.150)$$

Звідси величина прогину $\Delta y_2 = y_2 - y_{20}$ робочого органу при параметрі зближення u

$$\Delta y_2 = \sqrt{\frac{1}{C} \left(m_n V_0^2 - 2E - \frac{4}{5} k u^{\frac{5}{2}} \right)}, \quad (2.151)$$

де E - кінетична енергія зближення коренеплоду;

$$E = \frac{m_n}{2} \left[\frac{du}{dt} \right]^2, \quad (2.152)$$

де m_n - приведена маса коренеплоду,

$$m_n = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}. \quad (2.153)$$

Враховуючи те, що

$$\ddot{u} = \frac{d^2 u}{dt^2} = \frac{d \left(\frac{du}{dt} \right)}{dt} = \frac{du}{dt} \frac{d \left(\frac{du}{dt} \right)}{du} = \frac{dE}{m_n du}, \quad (2.154)$$

рівняння динамічної взаємодії коренеплоду із нежорстким (підпружиненим) робочим органом прийме вигляд

$$\frac{dE}{du} + k u^{\frac{3}{2}} - \frac{m_n}{m_2} \sqrt{C \left(m_n V_0^2 - 2E - \frac{4}{5} k u^{\frac{5}{2}} \right)} - m_n g \cos \gamma = 0. \quad (2.155)$$

Одним із часткових випадків взаємодії коренеплодів з робочими органами є удар із пружними елементами, маса яких незначна.

Тоді $m_2 \ddot{y} \ll k u^{\frac{3}{2}}$ і із спільного розв'язку (2.146) і (2.147)

$$y_1 = A + y_0 - u - w, \quad (2.156)$$

де w - переміщення робочого органу при дії сили P , $w = ku^{3/2}/C$.

В цьому випадку рівняння динамічної взаємодії прийме вигляд:

$$\frac{md^2y}{dt^2} + mg \cos \gamma - ku^{3/2} = 0, \quad (2.157)$$

де m - маса коренеплоду; $\frac{d^2y}{dt^2}$ - прискорення коренеплоду.

Відповідно диференціальне рівняння динамічної взаємодії (2.157) прийме вигляд:

$$m \frac{d^2 \left[u + \frac{ku^2}{C} \right]}{dt^2} + mg \cos \gamma - ku^{3/2} = 0. \quad (2.158)$$

Враховуючи те, що $du/dt = V$, де V - швидкість відносного переміщення центру ваги коренеплоду під час динамічної взаємодії, рівняння 2.158 прийме вигляд:

$$m \left[1 + \frac{3k}{2C} u^{1/2} \right] \frac{dV}{dt} + \frac{3k}{4C} u^{-1/2} V^2 - ku^{3/2} - mg \cos \gamma = 0. \quad (2.159)$$

З врахуванням (2.154), рівняння (2.155) прийме вигляд

$$\frac{dE}{du} + \frac{3k}{2Cu^{1/2} \left(1 + \frac{3ku^{1/2}}{2C} \right)} E = \frac{ku^{3/2} - mg \cos \gamma}{1 + \frac{3k}{2C} u^{1/2}}. \quad (2.160)$$

Розв'язок диференціального рівняння відносно E :

$$\frac{mV_0^2}{2} - \frac{mV^2}{2} = \frac{P^{2/3}}{k^{2/3} \left(1 + \frac{3k^{2/3} P^{1/3}}{2C} \right)} \left[P \left(\frac{k^{2/3} P^{1/3}}{2C} + \frac{2}{5} \right) - mg \cos \gamma \left(\frac{k^{2/3} P^{1/3}}{C} + 1 \right) \right]. \quad (2.161)$$

Середнє напруження в момент дії P_{max} , тобто при $du/dt=0$, буде рівне

$$\sigma_0 = \frac{P_{max}}{F} = \frac{k u_{max}^3}{\pi a_1 a_2}, \quad (2.162)$$

де F - площа контактної зони; a_1 та a_2 - відповідно максимальний та мінімальний радіуси контактної площини.

Розглянемо випадок типової взаємодії коренеплодів із робочими органами бурякозбиральних машин. При взаємодії коренеплоду масою $m_1=m$ з шнековим очисником, маса останнього значно перевищує масу коренеплоду ($m_2 \gg m_1$) і, відповідно, приведена маса рівна масі коренеплоду $m_n=m$.

В цьому випадку рівняння (2.161) для максимальних зусиль P (при $V = \frac{du}{dt} = 0$)

$$k^{-\frac{2}{3}} P_{max}^{\frac{2}{3}} \left(P_{max} - \frac{5mg \cos \gamma}{2} \right) - \frac{5mV_0^2}{4} = 0. \quad (2.163)$$

При взаємодії коренеплоду радіусом R з рифом шнека (рис.2.15), зовнішній радіус якого $r_1=D/2$, а радіус заокруглення $r_2=\delta/2$ площадка контакту буде мати еліпсоподібний вигляд, де півосі a_1 та a_2 визначаються залежностями

$$a_1 = \sqrt{\frac{Rr_1 u}{R+r_1}}; \quad a_2 = \sqrt{\frac{Rr_2 u}{R+r_2}} \quad (2.164)$$

Відповідно постійна величина k із (2.141) прийме вигляд:

$$k = \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{R^2 r_1 r_2}{(R+r_1)(R+r_2)}} \left[\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right]^{-1}. \quad (2.165)$$

Площа контактної зони відповідно

$$F = \pi \sqrt{\frac{R^2 r_1 r_2}{(R+r_1)(R+r_2)}} \cdot u. \quad (2.166)$$

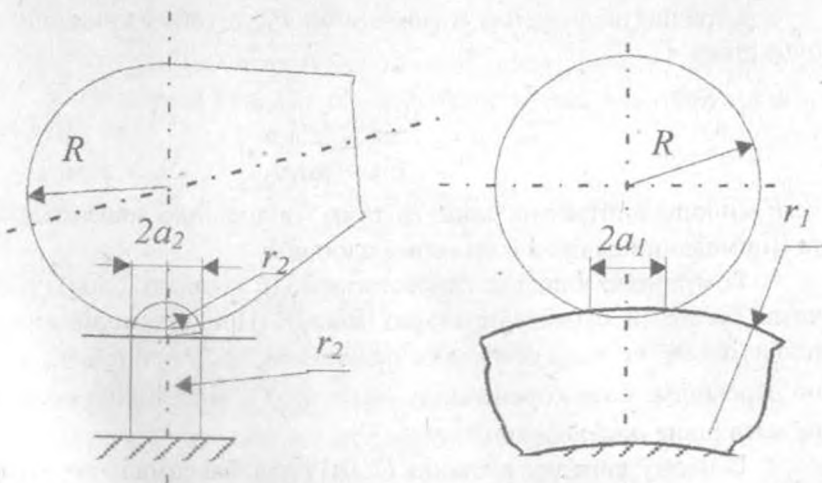


Рис. 2.15 - Схема взаємодії кореня із рифом шнекового очисника

З розв'язку рівняння (2.163) в першому наближенні (при $P \gg mg \cos \gamma$) отримасмо залежність для визначення величини максимального ударного зусилля при взаємодії коренеплоду і поверхні робочого органу

$$P = \left[\frac{5mV_0^2 k^{\frac{2}{3}}}{4 \left(1 - 2,19 \frac{m^{\frac{2}{5}} g \cos \gamma}{k^{\frac{2}{5}} V_0^{\frac{6}{5}}} \right)} \right]^{\frac{3}{5}} \quad (2.167)$$

Із спільного розв'язку (2.163) та (2.164) отримано залежність для визначення напруження на площині контакту в момент дії максимального ударного навантаження

$$\sigma_0 = \frac{ku^2}{\pi R} \left(1 + \frac{R}{r_1} \right)^{\frac{1}{2}} \left(1 + \frac{R}{r_2} \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{(k^2 P)^{\frac{1}{3}}}{\pi R} \sqrt{\left(1 + \frac{R}{r_1} \right) \left(1 + \frac{R}{r_2} \right)} \leq [\sigma_0] \quad (2.168)$$

У випадку виконання рифів металевими (як на серійних буюкозбиральних машинах КС-6Б) в залежності (2.165) складовою $1-\mu^2$ можна нехтувати оскільки $E_2 \gg E_1$.

E_2

Максимальна допустима швидкість зближення поверхні робочого органу з коренеплодом, відповідно, повинна обмежуватись нерівністю

$$V_0 < \sqrt{\frac{4(1-\varepsilon)[\sigma]_{\text{дон}}^{5/3} F^{5/3}}{5mk^{2/3}}}, \quad (2.169)$$

де ε - величина, що враховує долю сили ваги в динамічному навантаженні і для граничних випадків пошкоджень коренеплодів $\varepsilon < 0,01 \dots 0,015$.

За отриманими залежностями (2.167) і (2.168) побудовані графіки зміни відповідних функцій.

На рис. 2.16 зображено характер зміни ударного зусилля відповідно від зміни швидкості V , радіуса заокруглення рифа шнека r_1 , зовнішнього радіуса r_2 та середнього радіуса коренеплода R в зоні центру ваги.

Зміна кожного із параметрів проводилась при таких базових величинах інших: $R=55$ мм ($m \approx 1$ кг); $r_1=5$ мм; $r_2=100$ мм; $V=2$ м/с (для залежності $P=f(r_1)$ прийнято $V=3$ м/с).

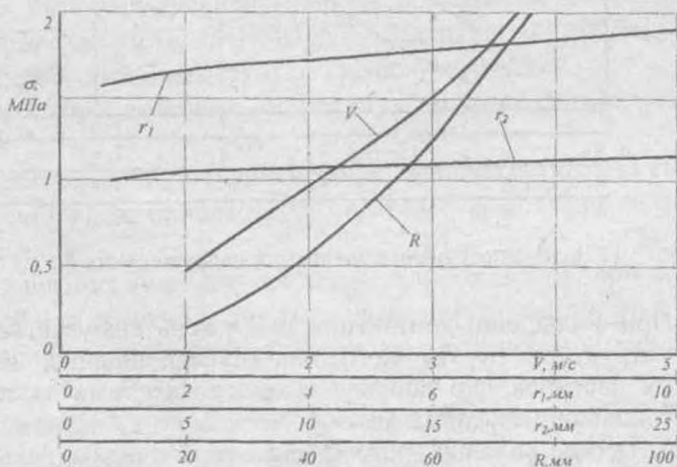


Рис. 2.16 - Залежності зміни ударного зусилля від V ; r_1 ; r_2 ; R

З графічних залежностей (рис.2.16) випливає, що максимальне ударне зусилля різко зростає із збільшенням швидкості, пропорційно степеневій залежності $V^{6/5}$ та із збільшенням радіусу коренеплоду (відповідно його маси). На зусилля взаємодії зміна радіусів кривизни поверхні рифа суттєвого впливу не дає.

На рис.2.17 зображені графічні залежності опосередкованих контактних напружень у момент максимального ударного навантаження від дії тих же параметрів (V ; r_1 ; r_2 ; R). Аналіз приведених даних показує, що контактні ударні напруження різко зменшуються із збільшенням r_1 , суттєво зменшуються із збільшенням r_2 , а також збільшуються при підвищенні швидкості взаємодії V та радіуса коренеплоду R (відповідно його маси).

Вказані теоретичні залежності виведені для випадку пружної (в'язко-пружної) моделі в діапазоні допустимих напружень $\sigma < \sigma_b$, де σ_b - границя міцності для коренеплоду.

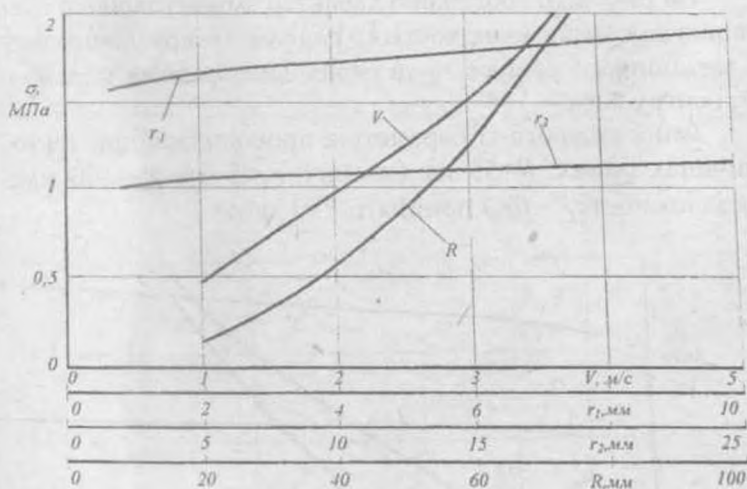


Рис. 2.17 Залежності зміни контактних напружень від V ; r_1 ; r_2 ; R

При збільшенні контактних напружень відбувається руйнування структури буряка його пластичне зминання, виривання окремих частинок, що допускається агровимогами за глибиною пошкодження в межах до 5 мм.

У цьому випадку, розроблена теоретична модель пошкодження коренеплодів може бути уточнена в частині непружної деформації за результатами експериментальних досліджень і введенням відповідних коефіцієнтів для уточнення моделі.

РОЗДІЛ 3 ВДОСКОНАЛЕНІ РОБОЧІ ОРГАНИ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЇХ ВИПРОБУВАНЬ

3.1. Конструктивні схеми вдосконалених робочих органів

Базуючись на відомих і власних теоретичних дослідженнях, а також на основі виявлених недоліків при випробовуванні вітчизняних та зарубіжних коренезбиральних машин, нами висунуті основні напрямки конструктивного вдосконалення їх робочих органів. Стосовно копачів коренеплодів, такими напрямками є:

- для зменшення обривання хвостової частини коренеплодів при їх викопуванні, на внутрішній поверхні ободу активних дисків доцільно виконувати гвинтові рифи, з метою вирівнювання зусилля витягування коренів у вертикальному напрямку;

- встановлення у руслі копача направляючих, які б забезпечували гарантований вихід вороху коренеплодів у зону завантаження сепаратора;

- рівномірне розподілення коренеплодів по всій ширині очисника при їх вибиванні бітерним валом копача;

- для пасивних дискових копачів формування на поверхні їх ободів різноваріантних зацепів, для ефективного функціонування таких робочих органів на ґрунтах з різною твердістю;

- спрощення дискових копачів шляхом зміни форми сепаруючих вікон;

- гарантоване підбирання коренеплодів зразу після їх викопування допоміжним пристроєм, з переводом вороху на сепаруючі робочі органи;

- спрощення кінематичної схеми приводу дисків, при забезпеченні необхідних технологічних параметрів робочих органів;

- доочищення коренеплодів від залишків гички в процесі викопування, з їх направленням на сепаруючі пристрої.

Як відомо з літературних джерел [17], напрямок сили викопування коренеплодів дисковими копачами розташовується під певним кутом δ_2 до вертикалі (рис.3.1.а). Застосування на внутрішній поверхні ободу гвинтових рифів-активізаторів забезпечить ви-

рівнювання сумарної сили викопування P_{Σ} у вертикальному напрямку, як векторної складової зусиль викопування диском $P_{ад}$ і рифів-активізаторів $P_{ва}$.

Для пасивних дискових копачів доцільно застосовувати радіальні і бокові ґрунтозачепа (рис.3.1.а), що призведе до збільшення горизонтальної складової зусилля зчеплення $P_{зч}$, за рахунок появи радіального P_p і бокового P_b зусиль, направлених в сторону обертання диска, протидію якому відповідно складають зусилля від дії очищувальної пластини $P_{оч}$, вибивного бітера $P_{бит}$ і деформації ґрунту $P_{дф}$.

Конструктивні виконання таких робочих органів зображені відповідно на рис.3.1.б, в. З метою зменшення пошкоджень коренеплодів, розроблений диск (А.С. СРСР № 1768061), на ободі якого зі сторони робочої поверхні виконані дугові виступи, випукла частина яких направлена в сторону, протилежну до напрямку його обертання. В момент викопування, при взаємодії дугових виступів з коренеплодом, виникає складова зусилля, яка розташована під певним кутом до вертикалі, а при її векторному складанні з напрямком складової реакції від дії ободу диска, сумарна сила буде направлена у вертикальному напрямку, що призведе до суттєвого зменшення пошкоджень хвостової частини коренеплодів.

Варіанти виконання робочих органів пасивних копачів з радіальними і радіально-боковими зачепами (рис.3.1.в) дозволяють уніфікувати диски активних копачів з пасивними. При цьому більш простіший варіант (рис.3.1.в, лівий) може знайти ефективне застосування на сухих і твердих ґрунтах, а на вологих і в'язких необхідно використовувати пасивні диски з радіально-боковими зачепами (рис.3.1.в, правий), які характеризуються більшими зусиллями зчеплення з ґрунтом. З метою спрощення конструкції і зменшення металомісткості розроблені викопувальні диски зі зміненою формою вікон (Патент СРСР № 1807838; Патент України № 9513А) (рис.3.1.г, д). Диск складається зі ступиці 2, ободу 1, з'єднаних між собою за допомогою шприх 3. По колу диска рівномірно розташовані сепаруючі вікна 4, які можуть мати V -, T -, Γ - подібну форму. Форма вікон вибирається виходячи з жорсткості шприх і умов роботи копача. Для виключення втрат коренеплодів в процесі копання, відношення максимальних D і мінімальних d діаметрів кіл, вписаних у форму вікон, складає 1,4...2,6, а відношення діаметра

При викопуванні коренеплодів цукрових буряків, некондиційними вважаються корені з діаметром менше 40 мм. Таким чином, враховуючи налипання землі на вікна і буряки, найбільший діаметр вписаного у вікно кола повинен складати 50...60 мм. Мінімальний діаметр вибирається з умови рівномірності шприх і складає 20...40 мм.

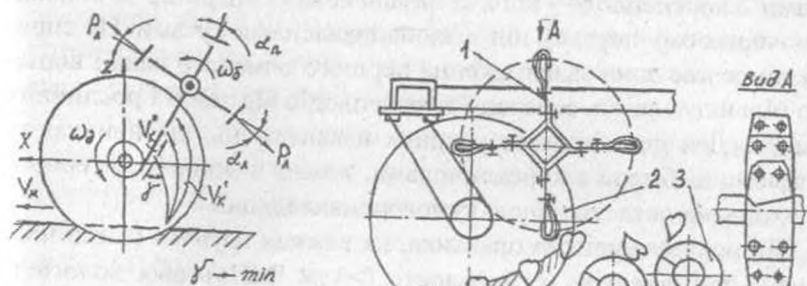
Застосування даних технічних рішень дозволило відмовитись від традиційної компоновки - диск-променева шайба. Остання, як відомо, є технологічно складною і нераціональною, а також виготовляється з дорогих високовуглецевих сталей - 65Г, 60С2.

Оскільки основна частина землі відходить з робочої зони копача по його периферії, то кращою сепаруючою здатністю буде характеризуватись диск з Г- подібною формою вікон (рис.3.1.д). При цьому, в копачах необхідно буде застосовувати правий і лівий диски, що ускладнить конструкцію. Однак остаточні висновки можна буде зробити після випробувань даних робочих органів у лабораторно-польових умовах.

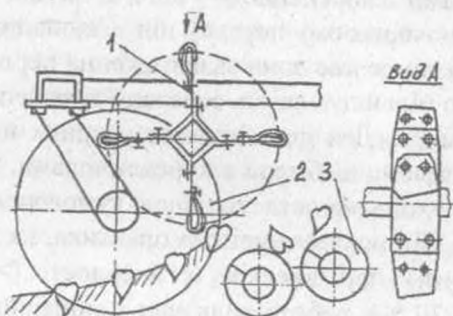
Направленню потоку коренів V_k у сторону вибивного бітера V_k сприяє встановлення в руслі копача направляючої, яка розташована в одній площині з віссю обертання бітера (рис.3.2.а). З метою рівномірного розподілу коренеплодів по всій ширині очисника при їх вибиванні бітером лопатки останнього встановлені під різнонаправленими кутами α_n і α_n до його центральної осі, що забезпечує почергове ліво- та правостороннє P_s і P_n спрямування коренеплодів у сторону сепаратора.

В конструктивному виконанні, гарантоване спрямування коренеплодів в руслі копача в сторону вибивного бітера 1, забезпечується закріпленням в розхилі між дисками направляючої пластини 2, яка розташована в одній площині з віссю обертання бітера (рис.3.2.в). Таке виконання направляючої пластини особливо ефективно при роботі пасивних дискових копачів, в яких, на відміну від активних, потік вороху коренів з ґрунтом не є розсосередженим по периферії русла копача, а досить часто зміщується до центру робочих органів.

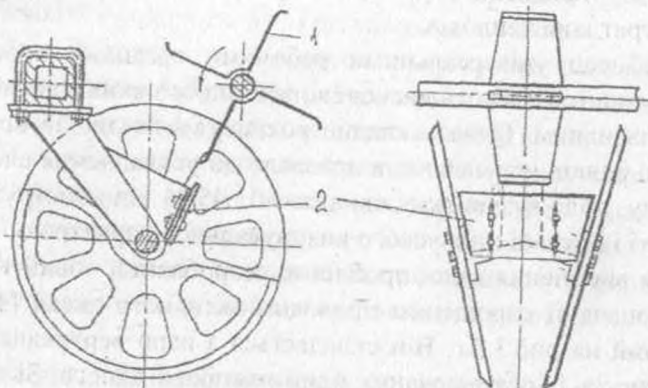
Рівномірність завантаження по всій довжині першого очисного шнека забезпечує кореневикопуючий пристрій (А.С. СРСР № 1722284), зображений на рис.3.2.б. Його характерною особливістю є те, що лопатки бітерного вала 1, який переводить викопані



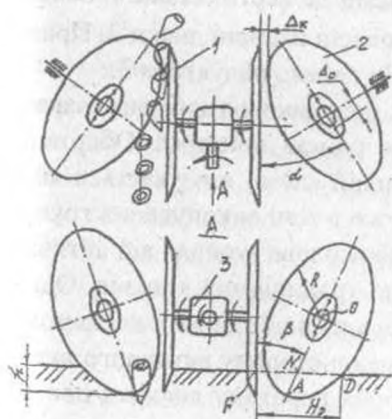
а



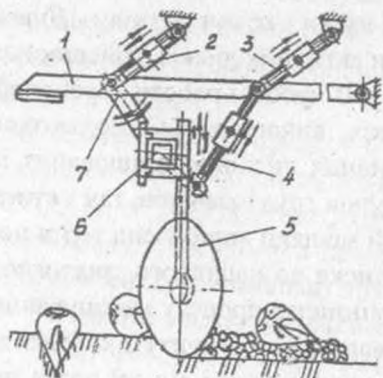
б



в



г



д

Рис.3.2 - Конструктивні схеми дискових копачів

дисками 2 коренеплоди з копача на шнековий сепаратор 3, викона- ні в почерговому порядку під різнонаправленими кутами. Це спри- яє розширенню зони завантаження першого очисного вала і відпо- відно підвищує якість сепарації коренеплодів від землі і рослинних залишків. Для демпфування ударних навантажень, які виникають при взаємодії бітера з коренеплодами, кожна з лопаток бітерного вала охоплена петлеподібною гумовою накладкою.

Як показала світова практика, на важких ґрунтах (в'язкі чор- ноземи) при високій їх твердості ($>3...4$ МПа) або вологості (26...30 %), робота вилкових і вібраційних копачів значно усклад- нюється, що призводить до забивання робочих органів, пошко- джень і втрат коренеплодів.

Найбільш універсальними робочими органами коренезби- ральних машин вважають дискові копачі, один з яких є активним, а інший - пасивним. Однак складне розташування дисків по відно- шенню до рядків коренеплодів призвело до ускладнення елементів їх приводу, доля вузлів яких складає 40...45 % від конструктивної складності і оптової ціни усього викопувального пристрою.

Для вирішення даної проблеми, розроблений новий тип дис- кового копача зі спрощеним приводом активного диска [4], який зображений на рис.3.2.г. Він складається з пари вертикальних ак- тивних дисків 1, розташованих один навпроти одного. Зі сторони робочої зони активних дисків під кутами до вертикальної площини (кут атаки - α ; кут розвалу - β) встановлені пасивні диски 2. Привід пари активних дисків здійснюється від одного редуктора 3.

В процесі роботи коренеплоди, попадаючи в зону між парами дисків, викопуються і подаються на очисні пристрої. Обертання пасивних дисків, розташованих по даній схемі, відбувається як за рахунок ґрунтозачепів, так і стиснутого в зоні викопування ґрунту, який завдяки впливу сил тертя передає колове зусилля від активно- го диска до пасивного, аналогічно до традиційних копачів. Однак відмінністю процесу викопування коренеплодів за даною схемою є зсування шару ґрунту з коренеплодами в сторону активного диска, оскільки відстані від осі рядка до точок перетину дисків з поверх- нею ґрунту ($t.F$ і $t.D$) повинні бути однаковими і знаходитись в межах 90...100 мм (умова непошкодження коренеплодів лезами дисків).

Для сортів коренеплодів цукрових буряків, значна частина

голівки яких виступає над землею, при роботі на легких ґрунтах, а також при збиранні кормових буряків, досить ефективною є конструктивно-технологічна схема процесу викопування пасивний диск - активний роторний підбирач.

З метою забезпечення широкодіапазонного регулювання положення пасивного диска розроблений викопувальний робочий орган (рис.3.2.д), що складається з шарнірно розташованої напіврамами 1, з'єднаної з основною рамою за допомогою регульованих тяг 2,3 [4]. Пасивний диск 5 з можливістю регулювання вертикального положення і кута повороту відносно вертикальної осі (кут атаки), закріплений на поперечному брусі 6, який в свою чергу взаємозв'язаний з поворотною 7 і регульованою тягою 4.

Таке конструктивне виконання кріплення пасивного підкопувального диска забезпечує регулювання його положення як відносно ґрунту (тяги 4,7), так і відносно машини (2,3).

В процесі виконання технологічного процесу пасивні диски, рухаючись вздовж рядків, викопують коренеплоди, шляхом їх зсування і піднімання з шаром ґрунту. Викопані коренеплоди з поверхні ґрунту як правило підбираються роторними (горизонтальними або вертикальними) робочими органами і подаються на сепаруючі пристрої.

На рис.3.3.а,б зображені характери рухів і вектори V_1 ; V_2 ; V_3 ; V_4 і V_5 напрямку переміщення коренеплодів при їх викопуванні і сепарації. Для зменшення втрат коренеплодів величини заглиблення копачів h_1 (а- лемішного, б- вібраційного) і роторного підбирача h_2 не повинні суттєво відрізнятись одна від одної.

Ефективне виконання даного технологічного процесу може забезпечити роторний підбирач коренеплодів з горизонтальною віссю обертання (рис.3.3.в) (А.С. СРСР № 1576017; Патент України № 526). Він складається з трубчастого валу 1, на якому в почерговому порядку рівномірно по колу закріплені горизонтальні прутки 2 і гвинтові сегментні елементи 3. Сегментні елементи виконані у вигляді прутків, що мають форму гвинтової дуги і закріплені на валу вільними кінцями. Зазор, який утворений між валом і внутрішньою поверхнею прутків закритий пластиною 4. Її поверхня виконана у вигляді прямого гелікоїда, твірна якого своєю передньою частиною (за напрямком обертання) торкається поверхні вала, а

задньою частиною - тильної сторони гвинтового прутка.

Працює робочий орган підбирача коренеплодів наступним чином. Попереду підбирача розташований викопуючий пристрій (пасивний диск, леміш, віброкопач), який, викопуючи коренеплоди, вкладає їх в рядки і міжряддя. За копачами залишаються борозни, по яких переміщуються сегментні елементи, профіль яких аналогічний профілю борозни. Горизонтальні прутки при цьому розташовуються в міжряддях, що обумовлює їх меншу висоту порівняно з гвинтовими сегментами. Активний роторний підбирач захоплює викопані коренеплоди і подає їх на очисні пристрої. При обертанні вала периферійна зона, що утворена між пластиною і гвинтовим прутком забивається ґрунтом, що сприяє зменшенню ступеня пошкодження коренеплодів.

Для більш інтенсивної подачі коренеплодів над роторним підбирачем 1 можливе встановлення бітерного вала 2 (рис.3.3.г), який гумовими лопатками 3 переводить викопані коренеплоди на сепаруючі робочі органи 4.

Підкопані коренеплоди пасивними дисками також можуть підбиратись з поверхні ґрунту вертикально-роторним робочим органом (А.С. СРСР № 1576006) (рис.3.3.д). Він складається з вертикальної осі 1, основи 2, до якої рівномірно по колу закріплені радіальні прутки 3. На прутках з певним кроком виконані активізуючі виступи 4, висота яких зменшується по мірі віддалення від осі ротора. Для зменшення енерговитрат при врізанні робочого органу в ґрунт, вільні кінці прутків підігнуті в бік робочої поверхні під кутом близьким до кута нахилу основи ротора до горизонтальної площини.

В процесі роботи, коренеплоди захоплюються з поверхні ґрунту кінцями прутків і транспортуються в зону вивантаження. При переміщенні, корені перекочуються по прутках, що забезпечує їх інтенсивне очищення від землі і рослинних залишків. Швидкість транспортування продукту в шарах ротора є різною: в периферійній частині вона максимальна, що характеризує максимальну ступінь пошкодження коренеплодів при їх взаємодії з активізаторами. Однак виконання їх похилими забезпечує зменшення ступеня травмувань коренів, із збереженням оптимальної їх швидкості транспортування.

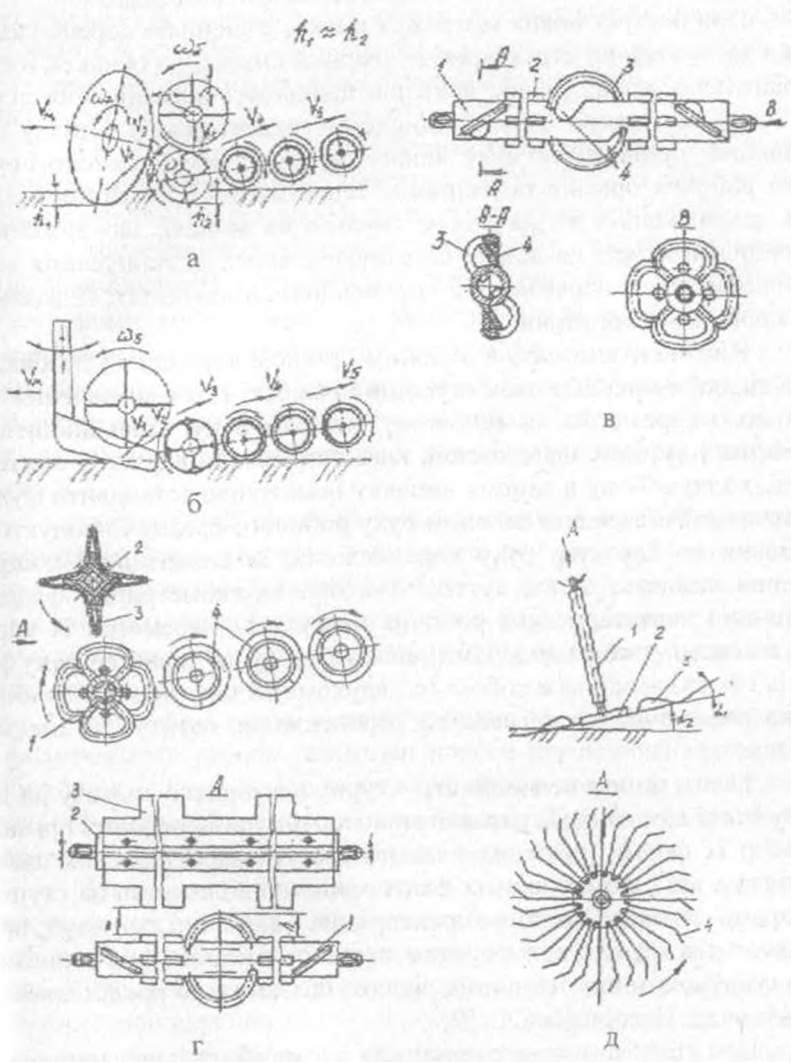


Рис.3.3-Конструктивні схеми підбирачів коренеплодів

На сучасному етапі розвитку наукових досліджень в технічних науках важливе місце займає розробка багатоваріантної структури технічних рішень. В цьому напрямку розроблені різні прийо-

ми синтезу технічних об'єктів, а саме структурно-схемний, параметричний, динамічний, топологічний, геометричний і інші.

При пошуку нових технічних рішень очисників коренеплодів нами застосований структурно-векторний синтез, на основі багатоваріантного розташування векторів швидкості переміщення коренеплодів. В понятті структурно-схемного векторного синтезу покладений принцип пошуку нових конструктивно-технологічних схем робочих органів та напрямку теоретичних і експериментальних досліджень з визначенням параметрів моделі, що зв'язані з критеріями якості на основі багатоваріантного розташування векторів швидкості переміщення коренеплодів в результаті їх взаємодії з робочими органами.

В момент контакту з робочим органом коренеплід позбавлений тільки однієї або двох ступенів вільності і для визначення таких його параметрів як величина і напрям руху, співвідношення лінійних і кутових швидкостей, класичні методи аналізу і синтезу не підходять. Тому в даному випадку неможливо встановити функціональний зв'язок між законом руху робочого органу і продуктом, оскільки на характер руху коренеплодів, їх сепарацію і пошкодження впливають такі суттєві фактори як геометричні, фізико-механічні характеристики робочих поверхонь, параметри їх ударної взаємодії з коренеплодами, вплив вороху та характер руху коренів і їх взаємодії між собою та нерухомими частинами очисника, зміна реологічних властивостей коренеплодів, ґрунту і їх взаємозв'язку.

Таким чином основою структурно-векторного синтезу на даному етапі є не кінцева параметрична оптимізація робочих органів, а вибір їх форми, пружних властивостей та характеристик площі контакту, які є домінуючими факторами, що впливають на ступінь сепарації та пошкодження коренеплодів. Такий тип синтезу є проміжним між структурно-схемним синтезом механізмів і евристичним пошуком нових технічних рішень, що детально представлено в роботі акад. Нагорняка С.Г. [9].

При синтезі очисних пристроїв бурякозбиральних машин основною умовою (цільовою функцією) є мінімальне пошкодження коренеплодів, а додатковими – ступінь сепарації, габаритні розміри, матеріаломісткість, технологічні параметри і енерговитрати.

Виконання основної умови в першу чергу залежить від трьох базових критеріїв: жорсткості основи сепаратора; жорсткості несучих елементів і площини контакту робочий орган - коренеплід.

Очевидно, що при невисоких жорсткостях робочих частин сепаратора і їх великій площі взаємодії з продуктом, пошкодження коренеплодів будуть мінімальними. Однак виконання даних умов не гарантує високого ступеня сепарації коренів від землі і рослинних залишків.

Для вирішення даної проблеми, коренеплодам буряків необхідно надати максимально можливі великі лінійні і обертові переміщення при їх проходженні в руслі сепаруючих пристроїв.

Структурно-схемний векторний синтез очисників коренеплодів представлений в таблиці 3.1. Робочі органи характеризуються наступними параметрами: C_o - жорсткість основи сепаратора; C_n - жорсткість несучих елементів; S_k - площа контакту робочого органу з коренеплодом. На схемах (табл.3.1) несприятливі параметри представлені у вигляді повністю заштрихованого квадрату, середні їх значення - похила штриховка, а позитивні - квадрати незаштриховані.

На схемі 1 зображений типовий очисний шнековий вал, який характеризується високою жорсткістю основи (трубчастого валу), спіральної полоси (несучий елемент), а також незначною площиною контакту сепаруючих елементів з коренеплодами. При цьому сумарний вектор напрямку швидкості в основному залежить від кута навівання спіралі.

Збільшення площі контакту можна досягнути встановленням поперечного перетину гвинтової полоси під певним кутом до осі обертання (схема 2), що в свою чергу призведе до появи вертикальної складової швидкості коренеплоду V_z і відповідно його активнішого прокручування в процесі сепарації.

Максимальну площину контакту, при високих характеристиках жорсткості основи і несучого елемента забезпечить виконання робочого органу у вигляді суцільної рифової труби, з однаковою товщиною поперечного перетину (схема 3). При цьому сумарний вектор напрямку швидкості коренеплодів буде суттєво змінюватись в залежності від зони контакту продукту з робочим органом.

Зменшення жорсткості несучих елементів, при збереженні великих площ контакту, забезпечує шнековий сепаратор, очисний елемент якого виконаний у вигляді похилої дугоподібної спіральної полоси перемінної жорсткості, яка досягається виконанням її вільних кінців у вигляді окремих пелюстків (схема 4).

Принципово новим технічним рішенням може бути застосування у вигляді основи сепаруючих еліптичних трубчастих валів,

Таблиця 3.1 - Структурно-схемний векторний синтез очисників коренеплідів

		<p>Шнек з вертикальним ребром</p>			<p>Сепаратор з еліпсними валами</p>
		<p>Шнек з похилим ребром</p>			<p>Сепаруючий ротор з гори-зонтальним бітерним валом</p>

однойменні осі яких в почерговому порядку розташовані у взаємноперпендикулярних площинах (схема 5). Спрямування потоку коренеплодів здійснюють еластичні фартухи, розташування яких спочатку сприяє розведенню вороху коренеплодів в сторону периферії валів, а далі їх зведенню в сторону вивантаження. Характер руху буряків від дії еліптичних валів і направляючих фартухів (відповідно V_o і V_n) зображено на схемі 5. В цьому випадку жорсткість направляючих елементів є мінімальною, а площа контакту основи S_k і направляючого фартуха S_x є максимальними.

Застосування горизонтальних і вертикальних бітерних валів для активізації потоку відповідно в центральній і вивантажувальній зонах дворотного сепаратора (схеми 6 і 7) сприяє зменшенню жорсткостей несучих основ і направляючих елементів. Причому жорсткість направляючих бітерів є мінімальною, а жорсткість направляючих прутків ротора – середньою. Аналогічними параметрами характеризуються площини їх контакту з коренеплодами. Сумарні напрямки векторів V сприяють відведенню коренеплодів в периферійну зону транспортування (схема 6), а також інтенсифікують процес завантаження повздовжніх елеваторів (схема 7).

Активна сепарація коренів при їх транспортуванні стрічковими елеваторами може забезпечуватись введенням, під його несучою гілкою, активного шнекового очисника з щіткоподібною еластичною спіраллю, яка виступає над поверхнею прутків основи полотна. Різностороннє обертання еластичних шнеків призводить до зміни напрямку сумарного вектора руху коренеплодів при їх транспортуванні.

Незважаючи на конструктивну складність виконання такого робочого органу, він характеризується найбільш сприятливими параметрами жорсткості при мінімальних пошкодженнях коренів в процесі їх сепарації.

Наведені схеми в основному визначають напрямки вдосконалення шнекових сепараторів.

Широке застосування в якості сепаруючих пристроїв знайшли роторні очисники. Характерною їх особливістю є розташування під певним кутом до горизонтальної площини робочих поверхонь, виконаних у вигляді диска з встановленими по колу радіальними прутками.

Для використання таких пристроїв у вітчизняних коренезби-

ральних машинах КС-6Б і КС-6В сепаратори необхідно встановлювати під кутом 16...18° до горизонтальної площини, з метою підведення повздовжніх транспортерів в зону вивантаження очисних пристроїв. Однак такі великі кути нахилу роторів не задовільняють стабільності транспортування продукту, особливо при роботі машин у вологих ґрунтово-кліматичних умовах.

Для усунення вище наведених недоліків в центральній і вивантажувальній технологічних зонах сепараторів необхідно інтенсифікувати процес переміщення коренеплодів.

Так, на рис.3.4.а зображений двороторний транспортно-очисний пристрій, який складається з двох паралельно розташованих роторів, виконаних у вигляді закріплених до основи 2 радіальних шприх 1, рівномірно розташованих по колу основи ротора [7]. По периферії роторів встановлені направляючі решітки 3. Зі сторони вивантажувальної частини, під ротором, з виходом над повздовжнім транспортером 4 розташовані транспортні решітки 5. В центральній частині над повздовжнім елеватором і робочою поверхнею роторів закріплені додаткові обмежувальні решітки 6. Перпендикулярно до осі ротора і напрямку руху коренеплодів у центральній технологічній зоні встановлені активізуючі шнеки 7, робочі органи яких виконані у вигляді набору еластичних пластин, кут нахилу яких збільшується по мірі віддалення від осі обертання сепаруючого ротора.

В процесі роботи коренеплоди з рівня землі захоплюються кінцями шприх і транспортуються в зону вивантаження. Шнек, центральна вісь якого розташована паралельно до площини ротора, обертаючись, своїми еластичними пластинами направляє потік коренеплодів в зону завантаження повздовжнього елеватора. Для забезпечення зосередженого напрямку потоку, кут нахилу кожної з еластичних пластин відносно гвинтової лінії зміщується в сторону подачі продукту (на рис.3.4.а характер руху зображений системою векторів).

Наявність додаткових еластичних гвинтових активізаторів в центральній частині двороторного сепаруючого пристрою значно інтенсифікує процес транспортування коренеплодів при суттєвому підвищенні їх ступеня сепарації від рослинних залишків і ґрунту.

Спрямування потоку вороху коренеплодів на повздовжній транспортер забезпечують розташовані в ряд, в зоні вивантаження,

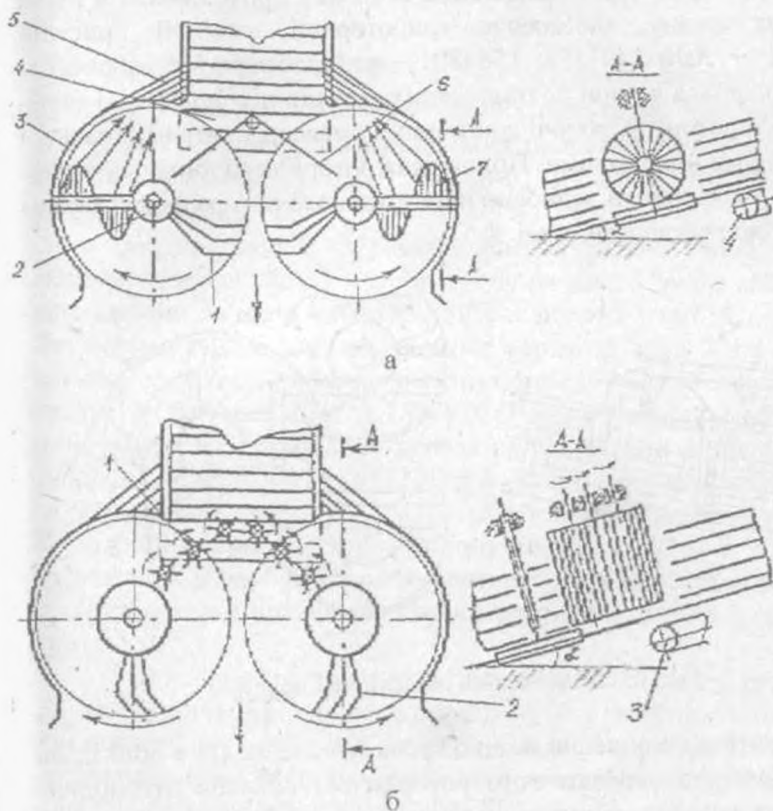


Рис.3.4-Двороторні сепаруючі пристрої

вертикальні бітери 1 з еластичними лопатками, які встановлені над шприхами 2 роторів і мають напрямок обертання аналогічний до напрямку обертання сепаратора, що зображений на рис.3.4.6 (Патент України № 524).

В процесі роботи, основна частина коренеплодів в зоні вантаження намагається скотитись до основи ротору і попадає на активні бітерні вали, які направляють їх в зону завантаження позаддовжнього транспортера 3. Окрім функції спрямування, бітерні вали додатково сепарують коренеплоди від ґрунту і рослинних залишків.

Підвищення ступеня сепарації коренеплодів від ґрунту і рослинних залишків через збільшення їх шляху проходження в руслі робочого органу, забезпечує трироторний очисний пристрій (А.С. СРСР №№ 1491378; 1584801), який зображений на рис.3.5. Він складається з пари розташованих роторів-підбирачів 1 і передаточного ротора 2, робочі зони яких обмежені стаціонарними 3 і поворотними 4 решітками. Положення роторних підбирачів, відповідно до умов роботи, відносно передаточного ротора фіксується за допомогою регульованих тяг 5.

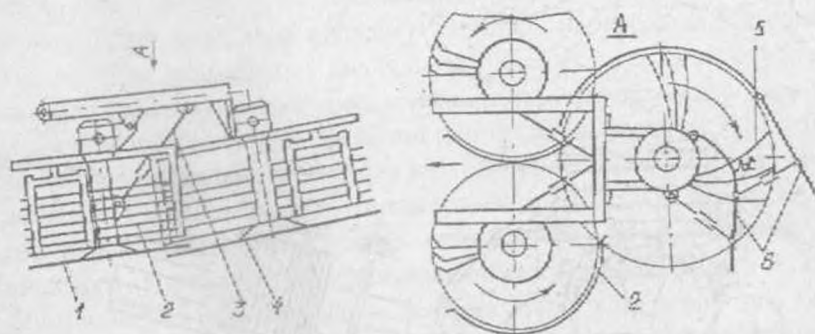


Рис.3.5-Трироторний сепаруючий пристрій

З метою зменшення пошкоджень коренеплодів в зоні їх вивантаження над передаточним ротором встановлена дугоподібна поворотна решітка, вигнута частина якої направлена в сторону, протилежну до напрямку обертання ротора і утворює з поверхнею шприх 6 кут близький до 90° . Таке виконання направляючої решітки суттєво зменшує пошкодження коренеплодів при їх зміщенні на повздовжній транспортер в зв'язку з виключенням зацімлення продукту між активними і пасивними робочими органами сепаратора.

Розглянуті конструкції робочих органів викопувальних і очисних пристроїв сприяють як зменшенню пошкоджень та втрат так і більш інтенсивній сепарації коренеплодів, в порівнянні з відомими технічними рішеннями. Дані розробки можуть отримати широке застосування в коренезбиральних машинах різної рядності і способу агрегування з енергетичним засобом після уточнення їх конструктивно-технологічних параметрів на основі широких випробувань в реальних умовах експлуатації.

3.2. Компонувки викопувально-очисних пристроїв та схеми їх агрегування з коренезбиральними машинами

На основі розроблених робочих органів вдосконалені компопувальні схеми викопувально-очисних пристроїв, які знайшли застосування в базових вузлах серійних та дослідних коренезбиральних машин КС-6Б, КС-6Б-01, КС-6Б-02, КС-6Б-05, КС-6В, МКП-6, МКП-4 і МКБ-3.

Так, на рис.3.6 зображена компопувальна схема дисково-шнекового викопувального пристрою, на рамі 1 якого встановлені кінематично зв'язані центральний 6 і розподільний 4 редуктори. Від розподільного редуктора через карданні вали 3 і редуктори приводу копачів 12 обертальний рух передається на викопувальні диски 13 (Патент СРСР № 1807839; Патент України № 9513А). В зоні виходу коренеплодів з копача розташований активний бітерний вал 2 (А.С. СРСР № 1722284), який переводить викопані буряки на розвідні шнеки 11. За розвідними шнеками встановлений проміжний валець 10 і група звідних шнекових валів 8, кінематично зв'язаних між собою з однаковим напрямком обертання. Напрямок навівання спіралей у звідних і розвідних шнеків є протилежним.

З метою зменшення втрат і ступеня пошкоджень коренеплодів при їх виході з очисного пристрою над крайнім звідним шнеком встановлені консольні гвинтові вальці 7, торцева частина яких виконана напівсферичною. Зовнішній діаметр циліндричного валу консольних вальців в 1,2... 1,4 рази більший ніж діаметр валу крайнього звідного шнека, причому на розвідних і звідних валах закріплена полосова спіраль, а на консольних - спіраль круглого поперечного перетину, висота навівання якої складає 0,25...0,35 від висоти спіралей основних шнеків (Патент України № 9685А).

Для забезпечення гарантованого розведення коренеплодів, з метою підвищення ступеню їх сепарації від ґрунту та рослинних залишків, за очисними розвідними шнеками над проміжним вальцем розташований демпфуючий екран 9, шарнірно закріплений на рамі і підтиснутий регульованою пружиною 5 в сторону викопувальних дисків (Патент України № 9537А).

При виконанні технологічного процесу кінематично зв'язані між собою робочі органи приводяться в обертальний рух. Викопані коренеплоди за допомогою бітерного валу завантажуються на роз-

відні шнеки і транспортуються в сторону їх периферії, звідки через проміжний валець переводяться на групу звідних шнеків. З метою зменшення пошкоджень коренеплодів, при їх переводі з розвідних шнеків на звідні, по боках розвідних шнеків закріплені сектори спіралі 14, напрямком навивання яких є протилежним до основних

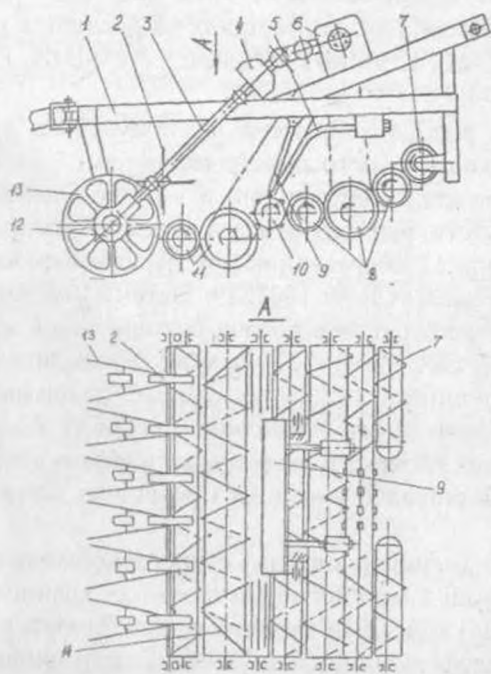


Рис.3.6-Компонувальна схема дисково-шнекового викопувально-очисного пристрою

спіралей розвідних шнеків 11 (А.С. СРСР № 1727645). На звідних шнеках потоки коренеплодів рухаються в зустрічному напрямку для їх завантаження на повздовжні елеватори.

Викопувально-очисний пристрій з копачами вібраційної дії зображений на рис.3.7. Він складається з рами 1, на якій розташований центральний редуктор 3, кінематично, за допомогою ланцюгових передач, зв'язаний з ексцентриковим валом 2 приводу вібраційних копачів 8, бітерним валом 7 і очисним пристроєм.

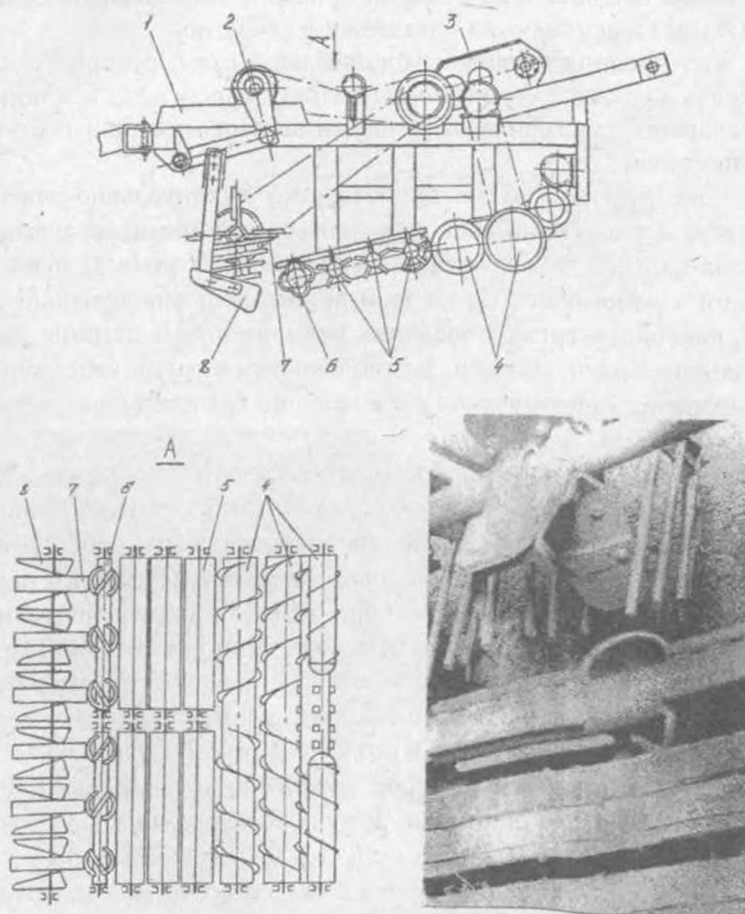


Рис.3.7-Компонувальна схема вібраційного викопувально-очисного пристрою з горизонтально-роторним підбирачем коренеплодів

Бітерний вал закріплений над технологічною зоною лемішних пластин копача, позаду яких встановлений горизонтальний роторний вал-підбирач 6 (А.С. СРСР № 1576017; Патент України № 526), гвинтові лопатки якого розташовані по осях рядків коренеплодів. Очисний пристрій виконаний у вигляді групи бітерних валів 5 з гумовими пластинами і заднього блоку звідних шнеків 4, конструктивне виконання якого аналогічне попередньо розглянутому варіанту викопувально-очисного пристрою.

При виконанні технологічного процесу викопані корені бітерним валом подаються на очисний пристрій, який активно сепарує їх від землі і завантажує на повздовжній елеватор.

Застосування в даній компоновальній схемі роторного валу-підбирача дозволяє суттєво знизити втрати коренеплодів, а попередня сепарація еластичними бітерними валами - зменшити ступінь їх пошкоджень.

Конструктивна схема двороторного викопувально-очисного пристрою з пасивними підкопувальними робочими органами зображена на рис.3.8. Він складається з основної рами 1, шарнірно зв'язаної з допоміжною 2, на якій встановлені викопувальні пристрої, виконані у вигляді пасивних похилих дисків-лемішів 3 і направляючих лиж 4. Останні, заглиблюючись в ґрунт, забезпечують вирівнювання і спрямування коренеплодів безпосередньо перед їх викопуванням.

Сепаруючий робочий орган складається з двох вертикальних пруткових роторів 5, нахилених до горизонтальної площини під кутом 15...18°. В зоні завантаження повздовжнього транспортера 7 над роторами встановлені активні вертикальні бітерні вали 6 (А.С. СРСР №№ 1576006; 1727643; 1813345). Периферія технологічної зони роторів обмежена направляючими решітками 8. Привід роторів і вертикальних бітерів забезпечується через систему редукторів 9. Більш детальний опис викопувального пристрою і сепаратора коренеплодів наведений в розділі 3.1 (рис.3.2.д і 3.4.б).

В процесі роботи викопані коренеплоди підхоплюються заглибленими в землю шприхами роторів і сепаруючись від ґрунту та рослинних залишків транспортуються в зону вивантаження.

Подібну компоновальну схему має трироторний викопувально-очисний пристрій, що обладнаний пасивними підкопувальними робочими органами. Відмінність складає сепаруючий пристрій

(А.С. СРСР №№ 1491378; 1584801), детальна характеристика якого наведена в розділі 3.1. (рис.3.5).

Для проведення випробовувань розроблених компоновок викопувально-очисних пристроїв в якості енергетичних засобів використовувались серійні і експериментальні коренезбиральні машини КС-6Б; КС-6Б-01; КС-6Б-02; КС-6В; КС-6Б-05; МКП-3. Розглянуті на рис.3.6 і 3.7 схеми пристроїв агрегатувались з самохідними коренезбиральними машинами КС-6Б і КС-6Б-04.

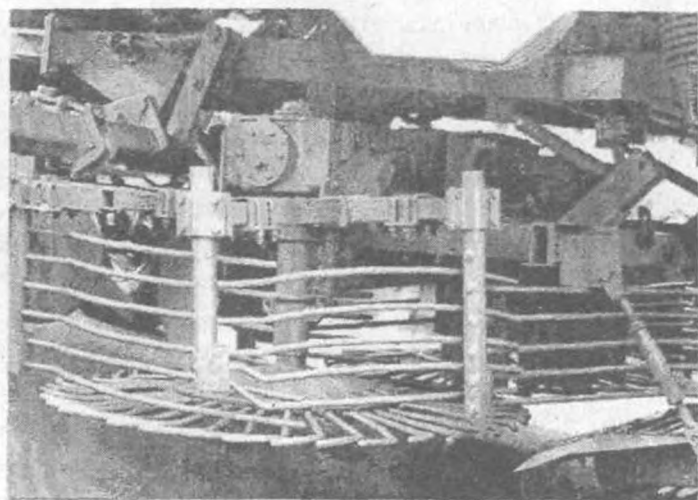
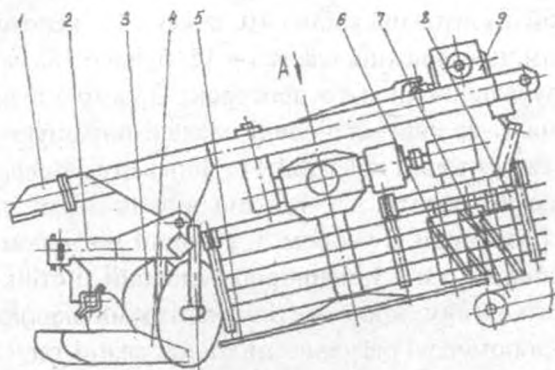


Рис.3.8-Двороторний викопувально-очисний пристрій

Для проведення досліджень вібраційних копачів, дискових робочих органів зі зміненою формою вікон, викопувально-очисних пристроїв типу лемішний копач - горизонтально-роторний підбирач - бітерно-шнековий очисник та лемішний копач - двороторний очисник, в якості енергетичного засобу використовувалась експериментальна коренезбиральна машина КС-6В.

Компонувальна схема самохідної коренезбиральної машини КС-6В з дисково-лемішним копачем та двороторним сепаратором зображена на рис.3.9 (А.С. СРСР № 1822650). Вона складається з рами 8, на якій змонтована кабіна 10, двигун 12, керований 1 і ведучий 17 мости, повздовжній елеватор 15, бункер 16, механізм підйому 7 викопувально-очисного пристрою. З рамою шарнірно з'єднана напіврама 9, на якій закріплені пасивні підкопуючі диски 2 і двороторний сепаруючий пристрій 11. Попереду напіврамі встановлений двоплечий важіль 3 і 4, один кінець якого підтиснутий пружиною 6 і взаємодіє з упором 5, а інший, за допомогою регульованої по довжині тяги 3, шарнірно з'єднаний зі стійкою сепаруючого робочого органу. Задня частина напіврамі шарнірно зв'язана зі стійкою за допомогою регульованих по довжині тяг 13 і 14, причому на стійці тяги встановлені на загальному шарнірі, а на піврамі - на індивідуальних шарнірах, утворюючи з піврамою трикутник. Сепаруючий робочий орган з'єднаний з повздовжнім елеватором через регульовану тягу 18.

Працює коренезбиральна машина наступним чином. При переводі її з транспортного положення в робоче за допомогою механізму підйому опускаються викопуючий і сепаруючий пристрої. Для запобігання високих згинальних навантажень на осі роторів і їх шприхи при контакті з ґрунтом відбувається повертання сепаруючого пристрою відносно задньої осі. Ударні навантаження компенсуються пружиною, що в кінцевому результаті призводить до підвищення надійності і довговічності роторів.

В режимі збирання, коренеплоди викопуються пасивними дисками, а далі підбираються роторами, сепаруються від ґрунту і рослинних залишків і подаються на транспортер. Далі коренеплоди переводяться в бункер і завантажувальні засоби. При переміщенні машини по рядках під дією сил опору ротор намагається повернутись в протилежному напрямку, однак таке переміщення обме-

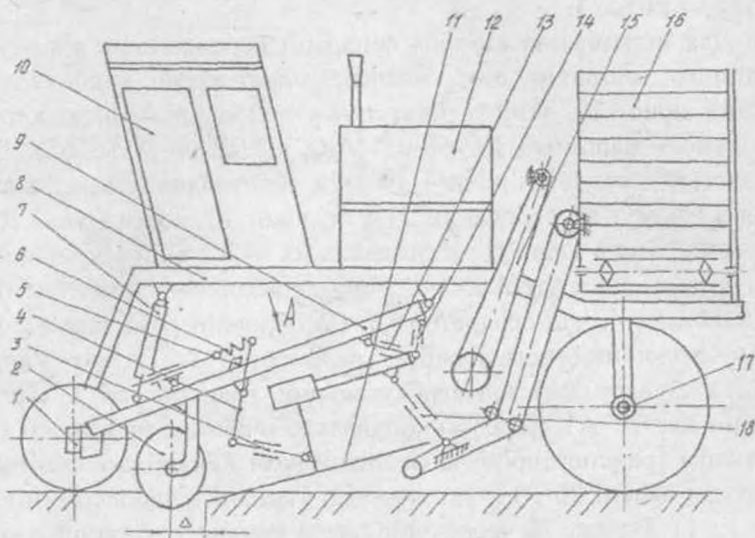


Рис. 3.9- Экспериментальна коренезбиральна машина КС-6В з двоторним викопувально-очисним пристроєм

жене упором. Величина зазору заглиблення роторів-підбирачів регулюється тягою 3.

Для підвищення ступеня сепарації коренеплодів від землі і рослинних залишків розроблений трироторний викопувально-очисний пристрій, який агрегується з модернізованою корене-збиральною машиною КС-6Б-05 (А.С. СРСР № 1556565). Вона складається з основної рами 4, на якій змонтована площадка керування 3, двигун 6, керований 21 і ведучий 10 мости (рис.3.10). З основною рамою шарнірно з'єднана рама 14, на якій закріплені робочі органи викопувально-очисного пристрою: пасивні лемішні диски 17 і роторний сепаратор 16. На основній рамі також розташовані подвійний повздовжній транспортер 7 (Патент України № 525), бункер 9 і вивантажувальний транспортер 8 (Патент України № 9707А). Перед викопувально-очисним пристроєм і повздовжнім транспортером на основній рамі відповідно змонтовані поворотні вальці 20 і 13, які жорстко з'єднані з двоплечими важелями 1 і 11. Валець 20 через одне плече важеля 1 зв'язаний з механізмом лідіому гідроциліндром 2, а через інше плече і систему підвісок 18 - з викопувальним пристроєм. Передня частина подвійного повздовжнього транспортера встановлена на підвісках 12, які з'єднані з важелем 11 вальця 13. При цьому вальці 20 і 13 взаємодіють між собою через шарнірно закріплену до важелів 1 і 11 повздовжню тягу 15. На останній змонтований гвинтовий механізм 5, шарнірно зв'язаний з важелем 11.

Процес переводу машини в транспортне положення здійснюється наступним чином. При висуванні штока гідроциліндра відбувається повертання вальця 20, який за допомогою важеля 1 і підвісок 18 піднімає викопувально-очисний пристрій. Одночасно з вальцем 20 повертається зв'язаний з ним за допомогою тяги 15 валець 13, важіль 11 якого за підвіску 12 піднімає передню частину повздовжнього транспортера 7. При цьому величина зазору між сепаруючим ротором і передньою кромкою транспортера залишається постійною і при необхідності регулюється гвинтовим механізмом.

Дана система взаємозв'язку викопувально-очисного пристрою забезпечує надійне переведення машини з транспортного положення в робоче, а також дозволяє регулювати всі необхідні технологічні параметри базових вузлів машини при зміні умов викопування.

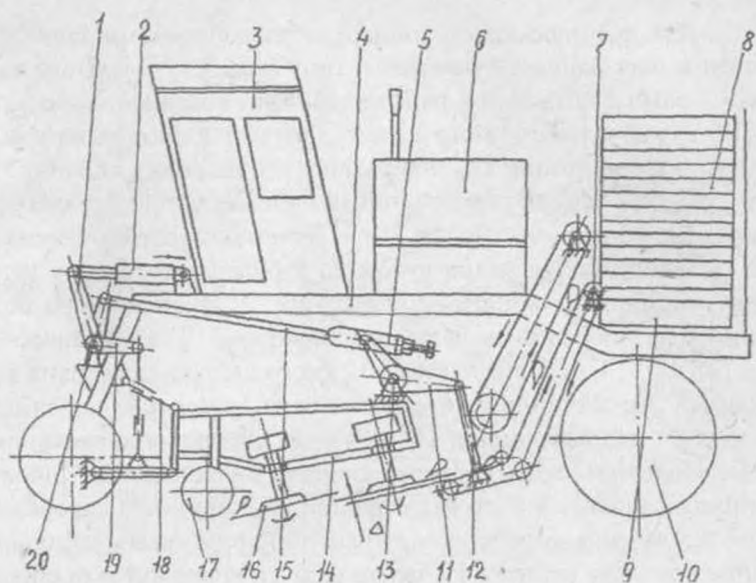


Рис.3.10- Самохідна коренезбиральна машина КС-6В-05 з трироторним сепаруючим пристроєм

Для фермерських господарств розроблена трирядкова коренезбиральна машина бункерного типу (рис.3.11) [4]. Вона складається з рами 17, на якій в ряд розташовані копіюючі колеса 1, пристрій 2 для автоматичного ведення по рядках коренеплодів, викопуючі робочі органи, виконані у вигляді дискових копачів 3 і бітера 4. Далі за копачами розташовані очисні вали 20 і транспортер 5, виконаний з двох частин "а" і "в" Г-подібної форми, перша частина "а" якої нахилена під кутом до горизонту в сторону напрямку руху машини. Вільний кінець частини "в" транспортера розташований над передньою частиною бункера 13, виконаного з двох частин 12 і 14, основна частина 12 якої шарнірно з'єднана з рамою і парою гідроциліндрів 16, а допоміжна 14 - шарнірно, за допомогою пари гідроциліндрів 11 зв'язана з основною частиною бункера. Полотно 7 транспортера виконане з еластичних стрічок з внутрішніми зачепами 8, до яких прикріплені прутки зі скребками 9. В зоні захоплення коренеплодів транспортером встановлена криволінійна пруткова решітка 19, центр радіуса кривизни якої співпадає з центром обертання нижнього барабану 18. Під несучою гілкою другої частини "в" транспортеру 7 встановлена похила пруткова решітка 10.

В зоні переходу першої частини "а" в другу "в" транспортера, зі сторони бункера, розташований барабан 6, бокові диски якого взаємодіють з еластичними стрічками транспортера і з'єднані між собою трубчастим валом. Під бункером розташований задній міст 15.

Працює коренезбиральна машина наступним чином. При її переміщенні вздовж рядків коренеплодів копіюючі колеса забезпечують копіювання рельєфу рядків. Рама машини, при цьому, провертається відносно осі заднього моста. Пристрій для автоматичного ведення машини по рядках коренеплодів забезпечує відслідковування положення дисків відносно рядків коренеплодів. В процесі переміщення машини заглиблені в землю диски копачів, обертаючись, викопують коренеплоди, які активним бітером подаються на очисні вали. Далі коренеплоди попадають на криволінійну пруткову решітку, де захоплюються скребками полотна. При транспортуванні першою частиною "а" транспортера вони розташовуються між основою полотна і скребками. При переході коренеплодів на другу частину "в" транспортера вони попередньо проходять між полотном і барабаном. За рахунок наявності активних бокових

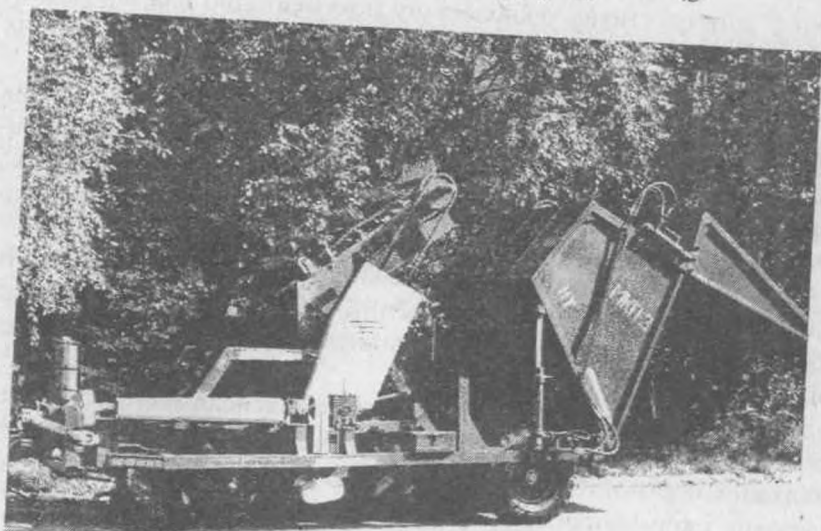
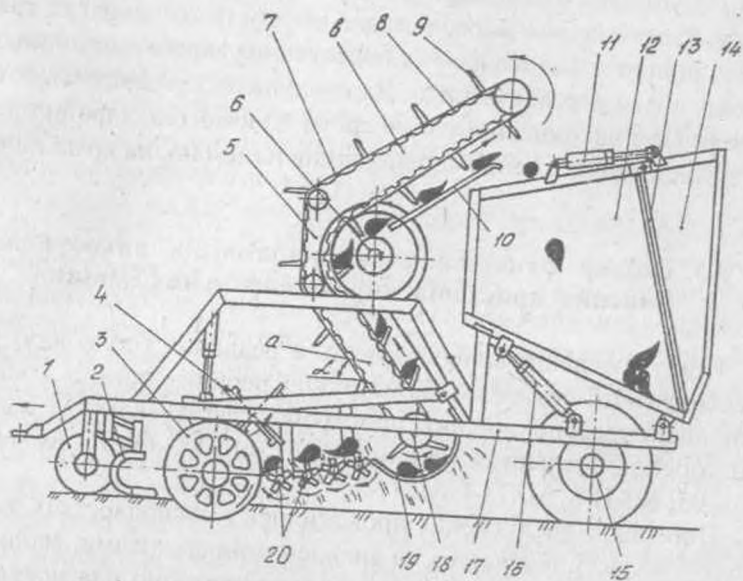


Рис.3.11- Експериментальна причіпна бункерна коренезбиральна машина МКП-3

дисків і трубчастого валу коренеплоди перекидаються на пруткову решітку. Переміщення коренеплодів на другій частині "в" транспортера здійснюється шляхом їх пересування скребками по похило встановленій прутковій решітці. Далі коренеплоди завантажуються в бункер. При накопиченому бункері за допомогою гідроциліндрів проводиться вивантаження коренеплодів на землю, на краю поля.

3.3. Оцінка функціональних параметрів викопувально-очисних пристроїв коренезбиральних машин

При проведенні випробовувань в реальних (польових) умовах експлуатації розроблені конструкції робочих органів і компоновки викопувально-очисних пристроїв агрегувались з наступними коренезбиральними машинами: КС-6Б; КС-6Б-01; КС-6Б-02; КС-6Б-05; МКП-6; МКП-4; МКП-3.

Попередні дослідження проводились в господарствах Тернопільської області, після чого, за виявленими недоліками, вводились зміни в конструктивно-технологічну документацію для покращення функціонально-експлуатаційних показників експериментальних машин.

Дослідні комбайни проходили випробовування на державних машино-випробувальних станціях (МВС): Львівська МВС; Центрально-Чорноземна зональна МВС; Прибалтійська зональна МВС; Український державний центр по випробовуванню і прогнозуванню техніки для сільськогосподарського виробництва (УкрЦВТ).

Випробовування бурякозбиральних машин, з визначенням їх основних функціональних параметрів (втрати, пошкодження та забруднення коренеплодів), проводились згідно методики викладеної в розділі 1.

Основні результати випробовувань експериментальних машин представлені в таблиці 3.2. Більш детальна характеристика плантацій, на яких проводилось збирання врожаю коренеплодів цукрових і кормових буряків, а саме вологість і твердість ґрунту в шарах 0 - 10; 10 - 20; 20 - 30 см, відхилення коренеплодів від осової лінії рядка, розташування голівок коренеплодів відносно рівня поверхні ґрунту, середня відстань між рослинами, їх густина насаджень, засміченість плантації, наявність каміння, відповідно приведена в протоколах державних випробовувань коренезбиральних машин на МВС.

Функціональні параметри процесу роботи викопувально-сепаруючого пристрою з пасивними лемішними дисками і трироторним сепаратором (рис.3.12.а), агреатованого з самохідною коренезбиральною машиною КС-6Б-05, представлені в табл. 3.2.

Аналізуючи отримані дані можна констатувати, що при виконанні технологічного процесу втрати коренеплодів становили: 2,6 ...3,04 %; забрудненість купи буряків землею і рослинними залишками знаходилась в межах 4...5 %.

Велика кількість домішок при випробовуваннях на Львівській МВС (поз.1) - 14,7 % пояснюється неякісним зрізанням гички гичкозбиральною машиною БМ-6Б, оскільки у купі зібраних буряків кількість зв'язаної з коренеплодами гички становила 14,4 %.

Сильні механічні пошкодження буряків коливаються в межах від 0,3 до 9,4 %. Останній показник (поз.2) не відповідає агровиимогам, однак, при виконанні технологічного процесу коренезбиральною машиною КС-6Б-05 на ВНДІМОТ фізичний стан ґрунту знаходився на граничній межі (низька вологість 8,8...11,2 % і висока твердість ґрунту - до 4,6 МПа).

При повторному проведенні випробовувань даної коренезбиральної машини в 1999 р. на Львівській МВС (поз.4) показники якості виконання технологічного процесу в повній мірі відповідали агровиимогам.

В табл. 3.2 (поз.5-8) приведені результати випробовувань дисково-шнекових викопувально-очисних пристроїв (рис.3.6), агреатованих з коренезбиральними машинами КС-6Б і КС-6Б-02.

При аналізі отриманих даних встановлено, що сильні механічні пошкодження коренеплодів при роботі таких робочих органів знаходяться в межах норми і становлять 0,3...3,0 %. Для порівняння, при виконанні технологічного процесу виловними копачами (поз.9) механічні пошкодження становлять 4,7 %, з яких сильні - 2,4 %.

Ступінь сепарації дисково-шнековими пристроями в залежності від умов роботи знаходиться в межах від 0,4 % до 7,4 % домішок у купі коренеплодів, а втрати не перевищують 1,4 %, що відповідає агровиимогам.

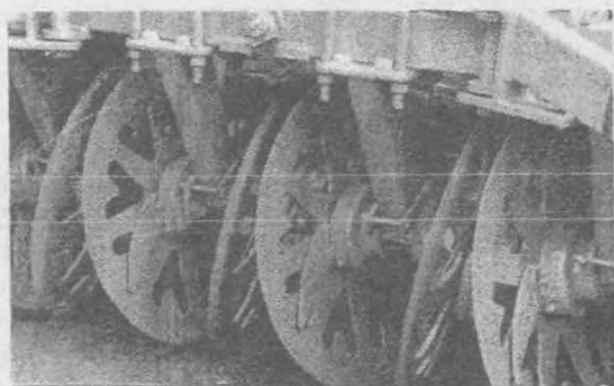
Для зменшення габаритних розмірів і забезпечення агрегування роторних сепаруючих пристроїв з коренезбиральними машинами КС-6Б і КС-6В (рис.3.9) розроблені і виготовлені дослідні взірці двороторних сепаруючих пристроїв (рис.3.8) з активізацією процесу завантаження повздовжніх транспортерів, розташованих в зоні вивантаження сепаратора.

Таблиця 3.2 - Показники якості виконання технологічного процесу коренезбиральними машинами

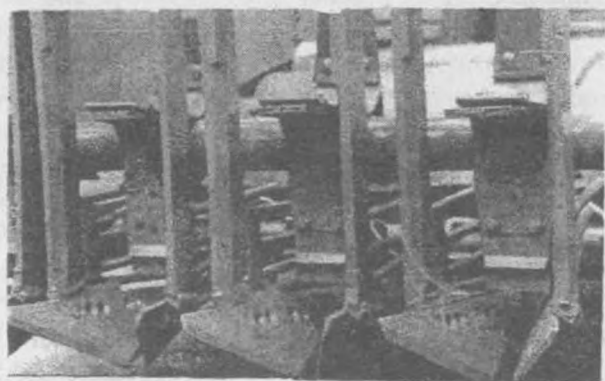
Марка машини	Тип викупу-вально-очисного пристрою	Місце і рік випробувань	Вид корене-плодів	Врожайні сть, т/га	Вологість ґрунту, %	Твердість ґрунту, Мпа	V_m , м/с	Втра-ти, %	Заб-рудн., %	Пош-кодж., %
КС-6Б-05	пасивний диск - трироторийний сепаратор	Льв. МВС, 1998	кормові	73,1	37...34	1,2...1,7	1,5	2,6	14,4	0,3
		ВНДІМОТ, 1988	цукрові	48,2	8,6...11,2	1,5...4,6	1,5	2,9	4,9	9,4
		ЦЧ МВС, 1988	кормові	110,9	19...24	2,1...3,0	1,5	3,0	3,9	2,9
		Льв. МВС, 1989	кормові	92,7	28,5...30	1,53...2,57	1,5	0,2	1,5	2,8
КС-6Б	активні дискові копачі-шнековий сепаратор	ЦЧ МВС, 1990	цукрові	37,7	22,4...24,8	0,71...1,25	1,5	0,4	6,6	3,0
		УкрЦВТ, 1990	цукрові	40,0	12,4...16,2	3,2...4,7	1,5	1,4	7,2	3,1
		Льв. МВС, 1990	цукрові	46,6	12,7...16,7	2,06...3,78	1,5	0,6	6,6	0,9
		УкрЦВТ, 1992	цукрові	30,8	25,8...26,6	1,4...2,0	1,5	1,2	5,3	3,0
КС-6Б-02	вилкові копачі	УкрНДШПВТ, 1994	цукрові	44,4	9,1...9,9	1,8...2,4	1,5	1,0	7,6	2,4
КС-6В	п.диск-дворот.сеп.	Льв. МВС, 1991	цукрові	39,5	17,6...2,8	1,42...2,8	1,5	0,2	0,5	0,4
КС-6Б	V-под.вікно диска	ЦЧ МВС, 1992	цукрові	45,2	34...26,6	1,31...1,37	1,5	1,0	14,6	4,1
	Г-под.вікно диска	к-п"Нива", 1996	цукрові	34	25...30	1,8...2,2	1,5	1,2	7,0	3,0
КС-6Б	вібраційний копач	Льв. МВС, 1995	цукрові	22,7	17,8...19,4	1,8...2,4	1,6	1,4	3,8	4,7
МКП-6	ак.диски-шнєк.оч.	ВНДІМОТ, 1991	цукрові	45,8	25,9...24,3	0,6...1,4	1,8	1,2	21,8	2,3
МКП-3	п.диск-бітерн.оч.	к-п"Нива", 1995	цукрові	26,8	18...22	1,5...2,5	1,5	2,3	4,4	4,7



а



б



в

Рис.3.12-Експериментальні викопувально-очисні пристрої

Результати випробовувань (табл. 3.2, поз.10) значно перевищують функціональні показники якості викопування коренезбиральною машиною КС-6Б-05.

Для спрощення конструкції робочих органів копачів розроблений і виготовлений викопувальний пристрій, з *V*-подібною формою вікон дисків, який є спільною розробкою ВАТ "ТекЗ" і фірми "ВВГ" (ФРН) (рис.3.12.б). За результатами випробовувань встановлено, що в нормальних умовах експлуатації (вологість 10...24 %, або твердість ґрунту 1,3...3,5 МПа) функціональні показники такої конструктивної схеми відповідають агровиимогам.

Однак в критичних умовах роботи дані робочі органи допускають значну кількість ґрунту у купі коренеплодів. При цьому, отримані дані (табл. 3.2, поз.11) не можуть нести об'єктивну інформацію, оскільки вологість ґрунту при випробовуваннях переважала усякі допустимі норми (34 % на поверхні ґрунту).

Враховуючи те, що основна частка відсепарованої землі в дискових копачах проходить по периферії робочого органу, то для покращення якості відділення ґрунту на стадії викопування розроблена нова конструкція викопувального диску з *Г*-подібною формою вікна (рис.3.1.д). При його випробовуваннях в господарствах Тернопільської обл. (с.Биківці Щумського р-ну, і с.Радосівка Лановецького р-ну) в 1996 р. встановлено, що ступінь сепарації ґрунту значно підвищилась в порівнянні з попереднім варіантом і частка ґрунту в купі зібраних коренеплодів не перевищувала 7 % (табл. 3.2, поз.12).

Для збирання кормових буряків, а також сортів цукрових буряків, значна частина голівок яких виступає над рівнем ґрунту, розроблений, виготовлений і випробований викопувально-очисний пристрій з дисково-лемішними підкопуючими органами, горизонтально-роторним підбирачем і бігерно-шнековою системою сепарації (рис.3.2.д, 3.3.в, 3.3.г). При його агрегуванні з коренезбиральною машиною КС-6В і виконанні технологічного процесу отримані наступні результати (поз.13): втрати коренів при робочих швидкостях 3,6 і 5,4 км/год не перевищують 0,2 %, а при 7,2 км/год - 0,7 %; сильні механічні пошкодження: 3,6 і 5,4 км/год - 1,1...1,7 %; 7,2 км/год - 2,3 %; загальна забрудненість буряків в межах норми - 3,7...6,7 %.

Високі функціональні характеристики такого типу викопувально-очисного пристрою отримані в першу чергу завдяки розроб-

леному горизонтально-роторному підбирачеві з розрахунком і вибором його оптимальних конструктивно-технологічних параметрів.

Випробовування викопувальних пристроїв вібраційної дії з поперечним шнековим очисником на базі коренезбиральної машини КС-6Б характеризувались значними втратами 3,4 % і пошкодженнями коренеплодів 15,4 % (сильні 4,7 %).

Для підвищення функціональних показників між копачами і шнековим очисником встановили горизонтально-роторний підбирач (рис.3.12.в), показники якості роботи якого, за результатами випробовувань в агрофірмі "Україна" Радивилівського р-ну Рівненської обл. (1996 р.), відповідали агровимогам (табл. 3.2, поз.14): втрати коренів - 1,4%; домішки землі - 3,8%; сильні механічні пошкодження - 4,7%.

За результатами випробовувань дисково-шнекових викопувально-очисних пристроїв на базі коренезбиральної машини МКП-6 (табл. 3.2, поз.15) встановлено, що втрати і пошкодження відповідають агровимогам, однак в купі зібраних коренеплодів знаходиться велика кількість землі (21,8...47,1 %), що пояснюється значною вологістю ґрунту до 25,9 %.

Функціонально-експлуатаційні показники причіпної бункерної коренезбиральної машини МКП-3 (рис.3.11) з пасивними дисковими копачами, бітерною системою сепарації ґрунту знаходяться в наступних межах (поз.16): втрати коренеплодів - 3,3 %; рослинних домішок і землі в купі буряків - 4,4 %; сильно пошкоджених коренеплодів - 4,7 %. Випробовування проводились в с.Ішківці Тербовлянського р-ну Тернопільської обл.

За результатами проведених випробовувань експериментальних коренезбиральних машин в польових умовах встановлено, що основна частина отриманих показників якості виконання технологічного процесу даними машинами відповідає агровимогам, а окремі перевищення допустимих меж можна пояснити, перш за все, екстремальними умовами збирання коренеплодів (висока твердість або вологість ґрунту).

На Львівській МВС проведено дослідження по визначенню енергетичних показників дискових викопувальних пристроїв, що агрегувалися з коренезбиральними машинами КС-6Б і КС-6В (таблиця 3.3).

За результатами досліджень встановлено, що тяговий опір при викопуванні коренеплодів на глибині 70 мм збільшується в 1,47...1,52 рази при зміні поступальної швидкості коренезбираль-

Таблиця 3.3 - Енергетичні параметри коренезбиральних машин КС-6Б і КС-6В з дисково-шнековими викопувально-очисними пристроями

Показники	Значення показника											
	КС-6В						КС-6Б					
	Фон 1			Фон 2			Фон 1			Фон 2		
Режим роботи:												
-швидкість руху машин, м/с	1,35	2,00	2,31	1,33	1,92	2,50	1,44	2,00	2,31	1,44	1,44	2,50
Енергетичні показники:												
-тяговий опір, кН	8,70	9,38	9,81	10,9	11,9	13,3	8,58	8,75	9,23	9,67	9,67	12,6
-затрачена потужність, кВт	35,3	45,0	49,9	39,4	49,3	61,1	28,7	35,5	40,9	31,1	31,1	51,4
-питомі енерговитрати, кВт/га	50,7	39,2	37,1	55,8	44,9	39,9	47,1	37,8	36,2	50,0	50,0	38,8
-питомий опір машини, кН/м	3,22	3,47	3,63	4,04	4,41	4,92	3,18	3,24	3,42	3,58	3,58	4,66
-питомий розхід палива за час основної роботи, кг/га	17,0	12,1	11,0	17,7	13,3	11,0	15,7	12,0	10,8	16,1	16,1	10,8
-коефіцієнт використання потужності двигуна	0,56	0,65	0,71	0,61	0,71	0,82	0,60	0,67	0,74	0,63	0,63	0,85

них машин від 1,35 до 2,5 м/с і відповідно складає: 8,7 кН і 13,3 кН (граничні значення).

Для коренезбиральної машини КС-6Б-05 з дисково-лемішним копачем і трироторним підбирачем-сепаратором коренеплодів визначено, що при її поступальній швидкості 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.

3.4. Методика вибору типу викопувально-очисних пристроїв в залежності від умов експлуатації

На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень, структурно-схемного векторного синтезу робочих органів, модернізовано ряд конструктивно-технологічних схем викопувально-очисних пристроїв для їх ефективного функціонування в залежності від технології збирання, ґрунтового-кліматичних умов, способу їх агрегування з різними типами коренезбиральних машин.

При виборі викопувально-очисних пристроїв (блок-схема для їх вибору зображена на рис.3.13) необхідно враховувати два основних фактори: середовище, в якому виконується технологічний процес, а також характеристика збирального комплексу. Перший фактор включає наступні основні критерії: твердість і вологість ґрунту, засміченість поля, а також врожайність коренеплодів, які розподіляються за граничними межами власних характеристик.

З іншої сторони, збиральний комплекс може оцінюватись такими основними критеріями як технологія збирання коренеплодів, компоновальна схема та рядність бурякозбиральної машини.

При низькій твердості ґрунту (піщані і субпіщані ґрунти, м'які суглинки, з твердістю до 2 МПа) ефективним є застосування лемішних копачів з роторною та бітерно-шнековою системою сепарації коренеплодів, або активних дискових копачів, коли середньостатистична річна вологість в'язких ґрунтів перевищує 20 %. На ґрунтах із середньою твердістю (2...3 МПа) доцільно використовувати пасивні дискові, вилкові та копачі вібраційної дії в компоновці з різними типами сепаруючих пристроїв. Як показали експериментальні дослідження, коли твердість ґрунту перевищує

3МПа надійно виконують технологічний процес дискові копачі з одним привідним диском.

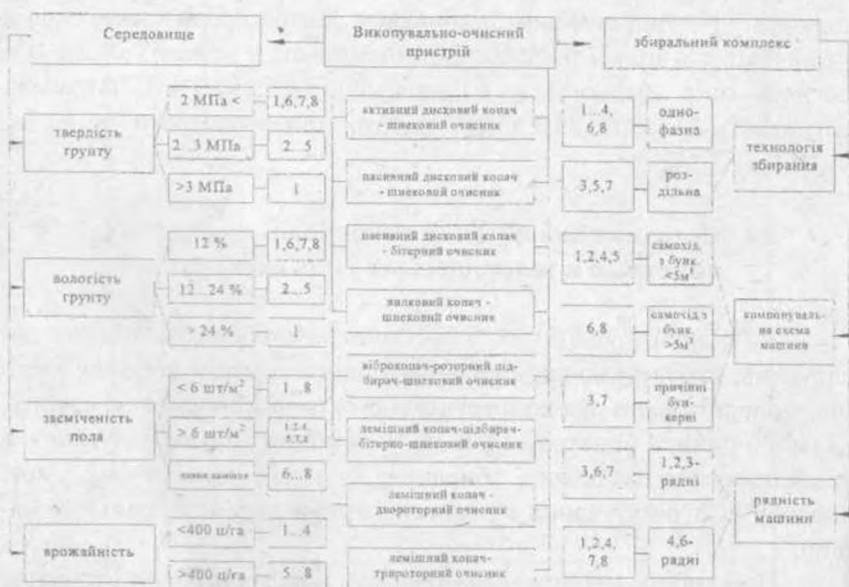


Рис.13-Блок-схема вибору викопувально-очисних пристроїв

При виборі викопувально-очисних пристроїв відносно характеристик вологості ґрунту, необхідно враховувати, що низьку вологість (до 12%), з однієї сторони, мають легкі ґрунти (твердість до 2 МПа), а з іншої - важкі (чорнозем потужний, середньогумусний, середньосуглинковий з твердістю >3 МПа). У першому випадку раціональним є застосування лемішних копачів з роторними сепараторами, а другому - активних дискових копачів з інтенсивним очищенням коренеплодів шнековими робочими органами.

Для середньої вологості ґрунту (12...24%), аналогічно як для середньої твердості ґрунту, доцільно використовувати пасивні дискові, вилкові та копачі вібраційної дії в компоновці з різними типами сепаруючих пристроїв.

Високою вологістю ґрунту характеризуються виключно в'язкі ґрунти: чорноземи, торфоболотні, глееві, суглинисті, а тому для ефективного виконання технологічного процесу бурякозбиральною

машиною необхідно використовувати дискові викопувальні пристрої з інтенсивною системою сепарації коренеплодів, за допомогою шнекових або роторних робочих органів.

При високій забур'яненості плантації надійну сепарацію коренеплодів від ґрунту і рослинних залишків здійснюють шнекові та роторні очисні пристрої, в той час як бітерні робочі органи при обертанні намотують на себе стебла бур'янів, що знижує технологічну і технічну надійність коренезбиральної машини.

На кам'янистих ґрунтах необхідно застосовувати лемішні підкопуючі робочі органи з вертикально-роторною системою сепарації, оскільки така компоновальна схема найменш чутлива до наявності каміння в технологічній зоні викопувально-очисного пристрою на відміну від дискових, вилкових і вібраційних копачів, що призводить до частих їх поломок при попаданні каменів або інших твердих тіл в зону розхилу робочих органів.

Досить суттєвим фактором при виборі викопувально-очисних пристроїв є врожайність коренеплодів. Обмеження за геометричними розмірами робочого русла мають дискові і вилкові копачі, а тому високу технологічну надійність такі типи викопувальних пристроїв мають при врожайності коренеплодів, яка не перевищує 400 ц/га.

З іншої сторони, значний вплив на вибір викопувально-очисного пристрою має тип збирального комплексу. Залежно від технології збирання коренеплодів, бурякозбиральні комплекси умовно можна поділити на машини для нероздільного (комбайнового) способу збирання, в яких викопування, сепарація і завантаження коренеплодів у власний бункер або транспортні засоби здійснюється одним енергетичним агрегатом і машини для роздільного способу збирання, при якому зрізання гички, викопування і сепарація коренеплодів та завантаження їх у транспортні засоби здійснюється окремими машинами. В першому випадку необхідно забезпечити інтенсивну сепарацію коренеплодів, яка досягається застосуванням шнекових та трироторних сепаруючих пристроїв.

Для самохідних коренезбиральних машин, з об'ємом бункера до 5 м³ доцільно використовувати викопувально-очисні пристрої з середнім ступенем сепарації коренеплодів, оскільки при збиранні буряків такими типами машин, як правило, застосовують потоково-перевалочну і перевалочну технології збирання, при яких корене-

плоди висипають на краю поля і завантажують у транспортні засоби навантажувачами з їх повторною сепарацією.

При застосуванні коренезбиральних машин з об'ємом бункера більш як 5 м^3 , необхідно використовувати сепаруючі пристрої з високою інтенсивністю очищення коренеплодів від ґрунту, оскільки коренеплоди з бункерів таких машин, як правило, завантажують у транспортні засоби для відвезення на цукрові заводи. В цьому випадку високою сепаруючою здатністю характеризуються викопувально-очисні пристрої в таких компоновках: копач - горизонтально-роторний підбирач - бітерно-шнековий очисник, а також трироторний сепаруючий пристрій.

В конструктивно-технологічних схемах причіпних бункерних машин недоцільно застосовувати інтенсивні сепаратори, оскільки, як і в першому варіанті, дані типи машин переважно працюють за перевалочною схемою збирання коренів.

Суттєвий вплив на вибір викопувально-очисного пристрою має рядність машини. Так, поперечні шнекові очисники можуть застосовуватись лише в 4- та 6-рядних коренезбиральних машинах, оскільки, при їх завантаженні коренеплодами, вони спочатку розводять потік коренеплодів в сторону периферії робочих органів, а далі зводять їх в зону вивантаження. Бітерні та роторні сепаратори ефективно виконують технологічний процес в дво- та трирядних коренезбиральних машинах.

Таким чином, при розробці і проектуванні нових коренезбиральних машин доцільно враховувати вище наведені фактори. На основі даних рекомендацій необхідно проводити вибір викопувально-очисних пристроїв, варіанти раціональних компоновок яких відносно розглянутих факторів представлені в блок-схемі цифровими позначеннями.

3.5. Конструктивно-технологічні параметри робочих органів викопувально-очисних пристроїв

При проектуванні нових коренезбиральних машин різної рядності і типорозмірів першочерговим постає питання вибору основних робочих органів, компоновальних схем і способів їх агрегування з енергетичними засобами.

На основі проведеного комплексу теоретичних і експериментальних досліджень запропоновано ряд принципово нових і модернізованих викопувальних і сепаруючих пристроїв бурякозбиральних машин. На рис.3.14-3.24 представлені схеми дискових, вібраційних копачів, підбирачів коренеплодів, бітерних, шнекових і роторних сепаруючих пристроїв, з вказаними раціональними конструктивними та технологічними параметрами.

На рис.3.14 зображений диск активного копача з Г-подібною формою вікна, з наступними межами конструктивно-технологічних параметрів: $D = 680 \dots 690$ мм; $\alpha = 52 \dots 56^\circ$; $h_1 = 126 \dots 132$ мм; $h_2 = 38 \dots 42$ мм; $R_1 = 342 \dots 348$ мм; $R_2 = 126 \dots 130$ мм; $R_3 = 214 \dots 218$ мм; $R_4 = 18 \dots 22$ мм; $R_5 = 10 \dots 14$ мм; $R_6 = 14 \dots 16$ мм. Рекомендована частота обертання активного диска: $n = 85 \dots 95$ об/хв.



Рис.3.14

Підкопувальний диск сферичного типу, застосування якого доцільне при збиранні кормових буряків, а також цукрових буряків, значна частина голівок яких розташована над поверхнею ґрунту, зображений на рис.3.15.

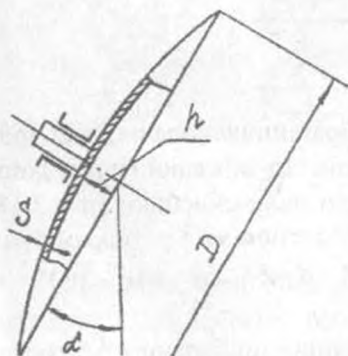


Рис.3.15

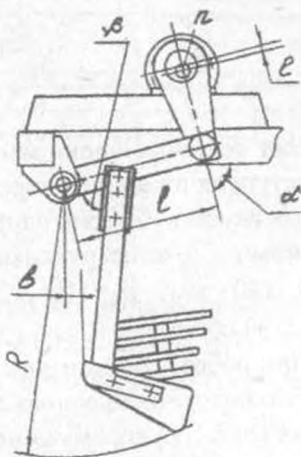


Рис.3.16

Межі конструктивних параметрів пасивного диска:
 $D=460...480$ мм; $\alpha=30...32$; $S=6...7$ мм; $h=30...34$ мм.

Конструктивна схема копача вібраційної дії представлена на рис.3.16 з наступними конструктивними параметрами: $R=770...790$ мм; $l=400...420$ мм; $e=10...11$ мм; $b=64...68$ мм; $\alpha=74...76^{\circ}$; $\beta=80...90^{\circ}$; $n=510...520$ об/хв.

Для компоновальних схем: пасивний диск - підбирач, вібраційний копач - підбирач розроблений горизонтально-роторний підбирач коренеплодів (рис.3.17) з наступними конструктивно-технологічними параметрами: $L=1100$ мм (для трирядних коренезбиральних машин); $l_1=315...320$ мм; $l_2=130...135$ мм; $D=195...205$ мм; $d_1=80...86$ мм; $d_2=22...26$ мм; $d_3=16...18$ мм; $\alpha=30...32^{\circ}$ Рекомендована частота обертання підбирача $n=315...320$ об/хв.

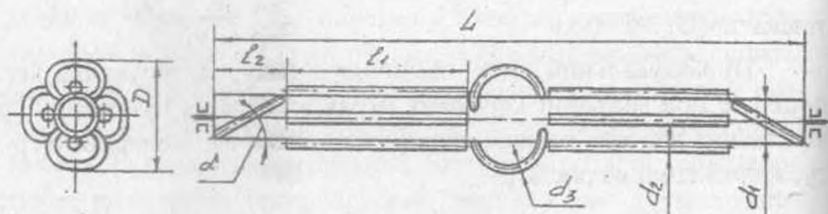


Рис.3.17

Над технологічною зоною вібраційних копачів, для підвищення ступеня очищення коренеплодів від зв'язаної гички, доцільно застосовувати бітерні направляючі вали-очисники (рис.3.18) з наступними конструктивно-технологічними параметрами: $d_1=170...180$ мм; $d_2=110...120$ мм; $d_3=54...60$ мм; $S=10$ мм; $n=310...330$ об/хв.

При роботі горизонтально-роторних підбирачів є застосування над технологічною зоною їх обертання ефективним еластичних бітерних валів для спрямування потоку коренеплодів (рис.3.19).

Рекомендовані конструктивно-технологічні параметри: $d_1=390...410$ мм; $d_2=230...240$ мм; $S=10$ мм; $n=130...150$ об/хв.

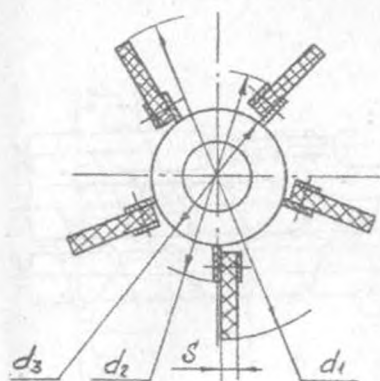


Рис.3.18

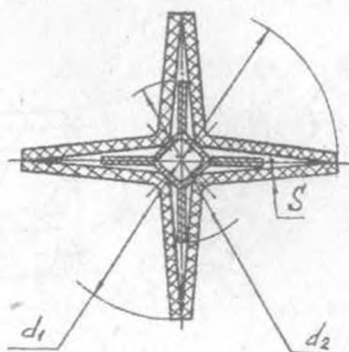


Рис.3.19

Конструктивні схеми шнекових очисників, для шестирядного виконання коренезбиральних машин, зображені на рис.3.20 і 3.21.

Раціональні конструктивно-технологічні параметри розвідних шнекових очисників (рис.3.20): $d_1=106...110$ мм; $d_2=122...126$ мм; $d_3=300...320$ мм; $d_4=240...260$ мм; $d_5=246...252$ мм; $d_6=186...192$ мм; $l_1=740...740$ мм; $t_1=120$ мм; $t_2=270$ мм; $t_3=180$ мм; $n_1=340...360$ об/хв; $n_2=340...360$ об/хв; $n_3=520...530$ мм.

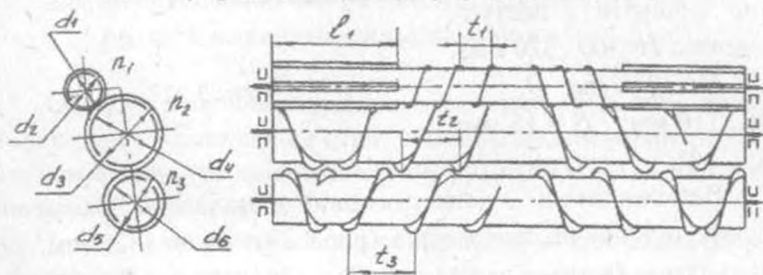


Рис.3.20

Відповідно, аналогічні параметри для звідних шнекових очисників (рис.3.21): $d_1=130...140$ мм; $d_2=122...126$ мм; $d_3=106...110$ мм; $d_4=166...170$ мм; $d_5=310...320$ мм; $d_6=240...260$ мм; $d_7=240...260$ мм; $d_8=280...300$ мм; $t_1=270$ мм; $t_2=270$ мм; $t_3=270$ мм; $t_4=180$ мм; $n_1=340...360$ об/хв; $n_2=340...360$ об/хв; $n_3=340...360$ об/хв; $n_4=520...540$ об/хв.

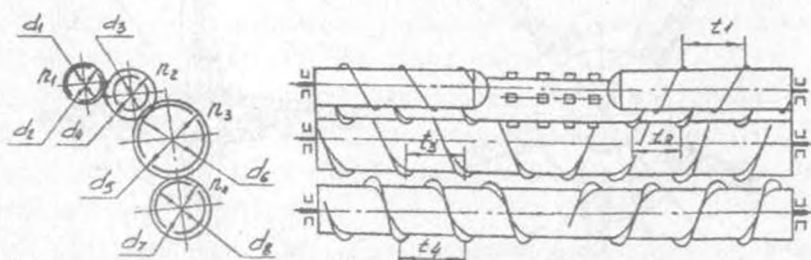


Рис.3.21

При застосуванні вертикальних бітерних валів для активізації процесу завантаження повздожніх транспортерів в двороторних сепаруючих пристроях (рис.3.22) їх конструктивно-технологічні параметри доцільно вибирати в наступних межах: $H=300...320$ мм;

$D_1 = 226...232$ мм; $D_2 = 106...110$ мм; $S = 11$ мм; $\alpha = 15...20^\circ$.

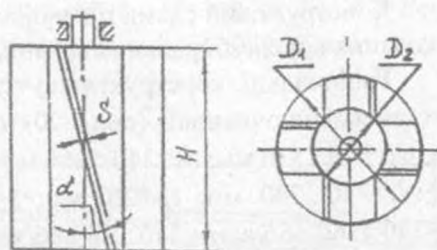


Рис.3.22

Рекомендовані конструктивно-технологічні параметри роторних підбирачів-сепараторів (рис.3.23): $D_1 = 1320$ мм; $D_2 = 480...520$ мм; $d = 18$ мм; $\alpha = 14...16^\circ$; $R_1 = 610...615$ мм; $R_2 = 70...80$ мм; $n = 32...36$ об/хв і проміжних роторів, для трироторних систем сепарації (рис.3.24): $D_1 = 16700...1680$ мм; $D_2 = 780...800$ мм; $d = 18$ мм; $R = 360...380$ мм; $n = 46...48$ об/хв.

Вибір даних конструктивно-кінематичних параметрів розроблених і модернізованих робочих органів значно скорочує час на проектування нових коренезбиральних машин. Уточнення даних параметрів можна проводити після їх випробовувань в польових умовах.

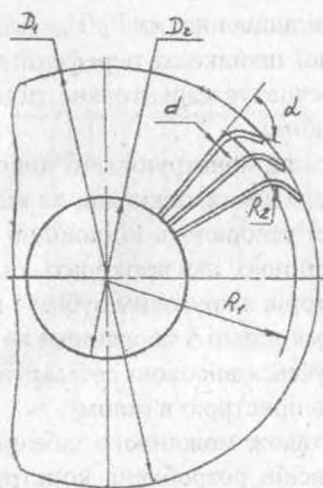


Рис.3.23

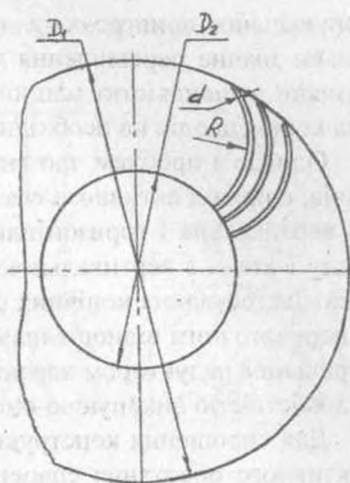


Рис.3.24

3.6. Перспективні напрямки вдосконалення робочих органів коренезбиральних машин

Одними з основних напрямків конструктивного вдосконалення копачів є зменшення втрат та пошкоджень коренеплодів при їх викопуванні при зменшенні енерговитрат і спрощенні вузлів приводу робочих органів.

З метою зменшення енерговитрат при викопуванні розроблено дисковий копач, привід робочих органів в якому здійснюється від блоку циліндричних зубчастих передач 3 через карданні вали 2, редуктор з конічною зубчастою передачею 5 на активні диски 4 (рис.3.25.а). Пасивні диски 1 встановлені з такими ж кутами розхилу, як і активні. Однак, активні диски ексцентрично (величина ексцентриситету "e") закріплені на привідних осях копачів, причому кожен наступний активний диск зміщений в коловому напрямку відносно попереднього. Таке зміщення забезпечує по чергову зміну величини заглиблення активних дисків, що знижує осьові зусилля від тиску ґрунту в зв'язку із зменшенням загальної площі контакту робочої поверхні з ґрунтом.

Дане технічне рішення може знайти широке застосування в викопувальних пристроях, в яких відношення $\lambda = V_d/V_m = 1,5 \dots 2,2$, оскільки значне перевищення лінійної швидкості периферії диска порівняно з швидкістю машини забезпечує гарантоване підкопування коренеплодів на необхідній глибині.

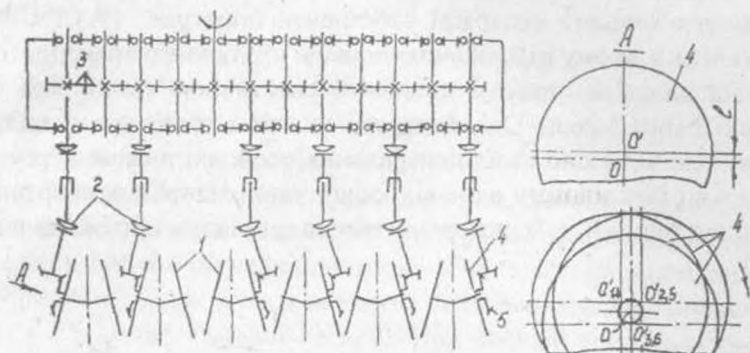
Однією з проблем, що виникає при конструюванні дискових копачів, є привід активного сферичного диска, оскільки, як відомо, його вертикальна і горизонтальна осі утворюють відповідно кути розвалу і атаки з вертикальною площиною, що проходить вздовж рядків. Застосування конічних редукторів з круговим зубом і великим передаточним відношенням в компоновці з карданним валом і центральним редуктором характеризується високою собівартістю і металомісткістю викопуючо-очисного пристрою в цілому.

Для спрощення конструкції, а також можливого забезпечення активного обертання спарених дисків розроблена конструкція копача з шарнірним приводом (рис.3.25.б,в). Копач складається з рами 1, до якої за допомогою кронштейнів 2 прикріплені підшипникові вузли 3 з привідними валами 4. На валах жорстко встановлені ступиці 5, на яких механічно закріплені викопувальні диски 6. Вузол з'єднання валів складається із зовнішньої півмуфти 7 взаємозв'язаної з проміжним кільцем 8 за допомогою пари діаметрально розташованих кульок 9. В свою чергу, проміжне кільце сприймає крутний момент від привідного валу через іншу пару кульок 10, розташовану в площині, перпендикулярній до площини, що проходить через пару кульок 9. Вузли з'єднання валів закриті кожухами: жорстким 11 (всередині копача) і гнучким 12 (між копачами).

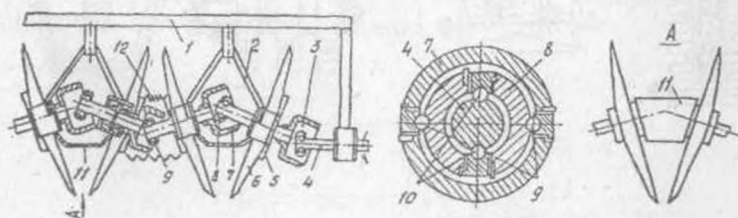
В процесі роботи крутний момент від одного валу до іншого передається через вузол їх з'єднання. Враховуючи, що пари кульок розташовані у взаємноперпендикулярних площинах, то відповідно вали можуть передавати обертовий рух, будучи розташованими під кутами один до одного. Від валів крутний момент через ступиці передається на диски, які при заглибленні в ґрунт і переміщенні вздовж рядків викопують коренеплоди і подають на сепаруючий пристрій.

Послідовний привід дисків, постійність плеча передачі крутного моменту, велика площа контакту елементів зачеплення забезпечують зменшення металомісткості пристрою, підвищення його

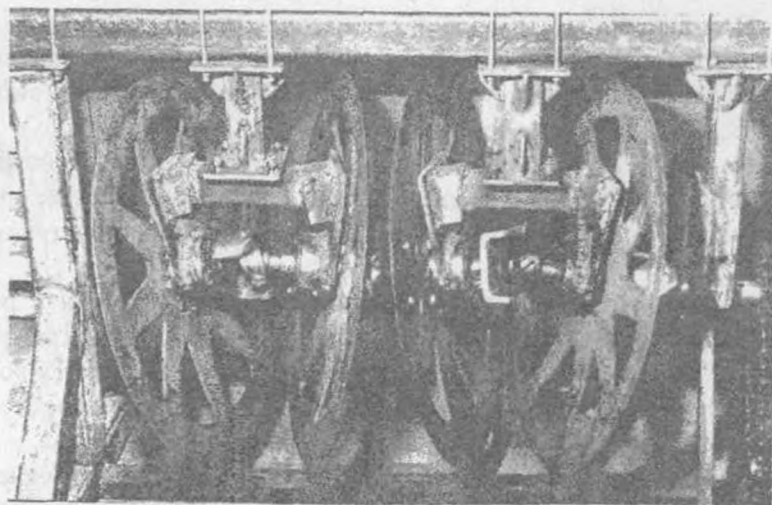
надійності і довговічності порівняно з відомими технічними рішеннями.



а



б



в

Рис.3.25-Приводи дискових копачів

Стосовно очисників, на нашу думку досить прогресивними можуть бути технічні рішення транспортерів, в яких коренеплоди при повздовжньому переміщенні додатково сепаруються. Так, підвищення ступеня сепарації забезпечує пристрій (А.С. СРСР № 1447310), в якому під робочою ланкою пруткового транспортера 1 розташовані два шнеки з щітковою еластичною гвинтовою поверхнею 2 (рис.3.26.а). Осі обертання шнеків в радіальному напрямку зміщені відносно своїх центральних осей, які в свою чергу діаметрально розташовані одна відносно одної. Напрямок обертання шнеків зустрічний, а їх поверхня транспортування обмежена щитками 3.

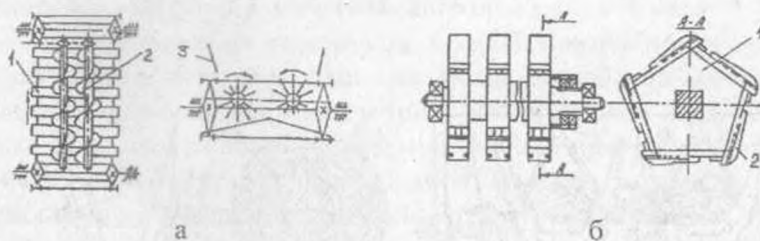


Рис.3.26- Очисники коренеплодів

При переміщенні вздовж полотна транспортера коренеплоди отримують від дії еластичних щіток додаткові поперечні зміщення, що значно підвищує їх ступінь сепарації. Щітки запобігають випаданню коренів з зони транспортування.

На рис.3.26.б зображений транспортно-очисний пристрій (Патент України № 522), характерною особливістю якого є механічне кріплення на багатограних спарених пластинах 1 еластичних елементів 2.

При виконанні технологічного процесу розташована в ряд група активних очисних валів перекидає коренеплоди в поперечному напрямку, інтенсивно сепаруючи від ґрунту. При цьому контакт робочих органів з буряками відбувається виключно через еластичні елементи, що суттєво зменшує ступінь їх пошкодження.

Для зменшення ступеня травмування коренеплодів в бункері коренезбиральної машини, при їх переході з поперечного 4 транс-

портера на вивантажувальний 1, встановлена похила гребінка 3 (рис.3.27.а), яка утворює з скребками 2 вивантажувального транспортера тупий кут α , величина якого знаходиться в межах $90^\circ < \alpha < 180^\circ$ (Патент СРСР № 1653593). Для виключення зацімлення коренів, при їх переміщенні в бункері 5, бокові щитки 6 встановлені під кутом β до поперечного транспортера 1, розхил якого спрямований в бік руху полотна.

З метою зменшення пошкоджень коренеплодів, при роботі подвійних пруткових елеваторів (рис.3.27.б) верхня шарнірна ланка 1 закріплена з можливістю зміни початкового положення відносно нижньої ланки 2 за допомогою гвинтового механізму регулювання 3 (Патент України № 525). При високій врожайності необхідно збільшити зазор, утворений між ланками транспортера, в зоні захоплення продукту, що забезпечить менші зусилля стискання коренеплодів при їх транспортуванні.

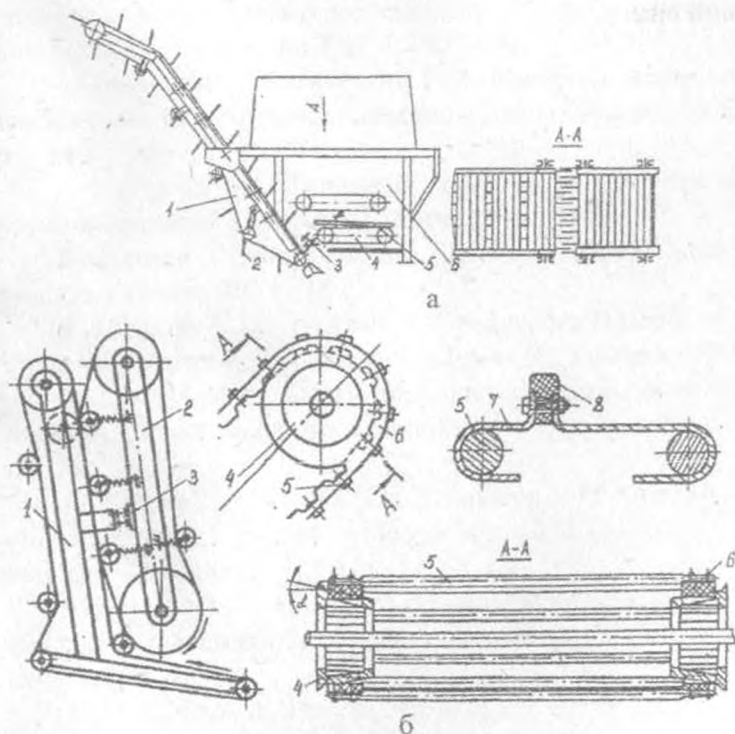


Рис.3.27-Транспортно-очисні пристрої

Для підвищення площі контакту між барабаном і несучими елементами пруткового транспортера робочі поверхні барабана 4 виконані у вигляді зрізаних конусів, менші діаметри яких встановлені один навпроти одного (Патент України № 9707А). В процесі роботи, при збільшенні навантаження на полотно, його несучі прутки 5 прогинаються, що спричиняє повертання зубчастих еластичних стрічок 6 і відповідно збільшення площі контакту між тяговими елементами.

Зменшення ступеня пошкоджень коренеплодів, при їх переміщенні, забезпечується виконанням активізуючих елементів пруткових транспортерів у вигляді механічно закріплених двох охоплюючих суміжні прутки 5 пластин 6, між верхніми зустрічно направленими кінцями яких розташовані еластичні елементи 8 (А.С. СРСР № 1724064).

Застосування запропонованих конструктивних вдосконалень робочих органів бурякозбиральних машин дозволить підвищити їх технічний рівень.

ЛІТЕРАТУРА

1. Босой Е.С., Верняев О.В., Смирнов И.И. и др. Теория, конструкция и расчет сельхозмашин. - М.: Машиностроение, 1978.- 567 с.

2. Булгаков В.М. Совершенствование технологического процесса и машин для уборки корнеплодов свеклы: Автореф. дис... д-ра техн. наук в форме научного доклада: 05.20.01, 05.20.04/ АО ВИСХОМ.- М., 1993.- 61 с.

3. Вибрация в технике. - Справочник. В 6-ти т./Под ред. Э.Э. Лавенделла.- М.: Машиностроение, 1989.- 420 с.

4. Гевко Р.Б. Викопувально-очисні пристрої бурякозбиральних машин. Конструювання і розрахунок.- Тернопіль: Поліграфіст, 1997.- 120 с.

5. Гевко Р.Б. Дослідження розподілу контактних напружень на робочих поверхнях дискових копачів бурякозбиральних машин // Вісник Тернопільського державного технічного університету ім. Івана Пулюя. - Тернопіль: ТДТУ, 1997.- №3.- С.98-105.

6. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин.- Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1989.- 175 с.

7. Козіброда Я.І. Тенденції розвитку машин для збирання цукрових буряків.- Тернопіль.: Збруч, 1996.- 91 с.

8. Машини бурякозбиральні. ДСТУ 2258-93- Київ. :Держстандарт України, 1993.- 18 с.

9. Нагорняк С.Г., Луцив И.В. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования.- К.: Техніка.-1992.- 71 с.

10. Папцов А.Г. Организационно-экономические проблемы механизации свекловодства в странах ЕС// Сах.свекла.- 1994.- №2.- С.25-26.

11. Петров Г.Д., Орлов П.Е., Стариков В.М. Перспективы развития техники для уборки сахарной свеклы // Тракторы и сельхозмашины.- 1994.- №11.- С.7-11.

12. Погорелый Л.В. Повышение эксплуатационно-технологической эффективности сельскохозяйственной техники.- К.: Техніка, 1990.- 176 с.

13. Погорілий Л., Рева Д., Смакоуз Г. та ін. Бурякозбиральна техніка: концепція та напрямки сучасного розвитку і прогноз на перспективу // Техніка АПК.-1987.-№2.-С.15-18.

- 14.Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва: Дис... докт. техн. наук: 05.20.01/05.05.05.-К., 1997.-502 с.
- 15.Сарапулов А.К. Исследование процесса очистки корней от земли при уборке сахарной свеклы: Автореф. дис...канд. техн. наук: 05.20.01/ УСХА.- К., 1965.- 20 с.
- 16.Сарапулов А.К., Волоха Н.П. Технологический процесс выкапывания корнеплодов сахарной свеклы дисковыми копачами // Тракторы и сельхозмашины 1984.- №2.- С.19-21.
- 17.Свеклоуборочные машины: (Конструирование и расчет) / Л.В.Погорелый, Н.В.Татьянко, В.В.Брей и др.; Под общ.ред. Л.В.Погорелого.- К.: Техніка, 1983.- 168 с.
- 18.Серебряков И.Н., Ковтун Ю.И., Татьяна Н.В. и др. Комплексы машин для промышленных технологий производства сахарной свеклы и кукурузы.-К.: Урожай.-1988.-136 с.
- 19.Синий С.В. Тенденції розвитку технології видалення гички // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Луцьк; ВВ ІАУ, 1995.- с. 148-157.
- 20.Татьянко Н.В., Грозубинский В.А., Борщевская Э.Б., и др. Исследование процесса выкопки корней сахарной свеклы дисковыми копачами // Тракторы и сельхозмашины.- 1981.- №9.- С.19-21.
- 21.Хайлис Г.А. Механика растительных материалов. – К.: УААН, 1994.- 332 с.
- 22.Хелемендик М.М., Лоскутов Я.Я. Збирання цукрових буряків без втрат.- Львів: Каменяр, 1984. - 47 с.
- 23.Хелемский М.З. Об определении технологических качеств свеклы// Сах.свекла.- 1995.- №1.- С.12-13.
- 24.Хог Э., Арора Я. Прикладное оптимальное проектирование механических систем и конструкций.- М.: Мир,1997.-478 с.
- 25.Цурпал И.А. Расчет элементов конструкции из нелинейно упругих материалов. К.: Техніка, 1976.-176 с.
- 26.Mindlin R.D., Mason W.P., Osmer T.E., Derisiewicz H. Effects of an oscillating tangential force on the contact surfaces of elastic spheres. Proc. First. Nat. Cong. Appl. Mech. Chicago.- 1951. - P. 203-208.

ЗМІСТ

Вступ.....	3
Розділ 1. Основні тенденції і напрямки розвитку буряко- збиральної техніки.....	5
1.1. Особливості умов роботи бурякозбиральної техніки та вимоги, що до неї висуваються.....	5
1.2. Агрофізичні характеристики коренеплодів цукрових бу- ряків в період збирання.....	7
1.3. Технології збирання цукрових буряків та машини для їх реалізації.....	8
1.4. Умови експлуатації та особливості роботи коренезби- ральних машин.....	18
1.5. Аналіз конструкцій гичковидаляючих механізмів (ГВМ)..	21
1.6. Особливості конструкцій викопувальних робочих органів	36
1.7. Особливості конструкцій очисних робочих органів.....	49
Розділ 2. Теоретичне обґрунтування конструктивно-техно- логічних параметрів робочих органів коренезби- ральних машин.....	58
2.1. Формалізований опис викопувальних дисків.....	58
2.2. Дослідження розподілу контактних напружень при ро- боті дискових копачів.....	67
2.3. Визначення енерго-силових параметрів при роботі дис- кових копачів.....	76
2.4. Визначення оптимальних конструктивно-технологічних параметрів дискових копачів.....	84
2.5. Параметрична оптимізація просівних поверхонь викопу- вальних дисків.....	93
2.6. Дослідження динаміки очищення коренеплодів у сепару- ючих пристроях.....	100
2.7. Обґрунтування конструктивних параметрів сепаруючих поверхонь із умови непошкодження коренеплодів.....	107

Розділ 3. Вдосконалені робочі органи коренезбиральних машин та результати їх випробувань.....	117
3.1. Конструктивні схеми вдосконалених робочих органів....	117
3.2. Компоновки викопувально-очисних пристроїв та схеми їх агрегування з коренезбиральними машинами.....	133
3.3. Оцінка функціональних параметрів викопувально-очисних пристроїв коренезбиральних машин.....	144
3.4. Методика вибору типу викопувально-очисних пристроїв в залежності від умов експлуатації.....	151
3.5. Конструктивно-технологічні параметри робочих органів викопувально-очисних пристроїв.....	154
3.6. Перспективні напрямки вдосконалення робочих органів коренезбиральних машин.....	159
Література.....	165

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ
ЛУЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Р.Б.Гевко, кандидат технических наук
И.Г.Ткаченко, кандидат технических наук
С.В.Синий, кандидат технических наук
В.М.Булгаков, доктор технических наук
Р.М.Рогатынский, доктор технических наук
О.Б.Павелчак, инженер

**НАПРАВЛЕНИЯ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ
СВЕКЛОУБОРОЧНОЙ ТЕХНИКИ**

В монографии проанализировано тенденции развития ботво- и корнеуборочных машин и технологий, предложено принципиально новые и модернизированные конструкции рабочих органов и устройств свеклоуборочных машин, изложено результаты их теоретических и экспериментальных исследований и рекомендации к инженерному расчету.

Рассмотренные конструкции защищены соответствующими охранными документами, большинство из них внедрено в серийное производство.

Монография рассчитана на инженерно-технических, научных работников, преподавателей и студентов вузов соответствующих специальностей.

MINISTRY OF EDUCATION OF UKRAINE
LUTSK STATE TECHNICAL UNIVERSITY

R.B.Gevko, Candidate of Science, eng.
I.G.Tkachenko, Candidate of Science, eng.
S.V.Syniy, Candidate of Science, eng.
V.M.Bulgakov, Doctor of Science, eng.
R.M.Rogatinskyi, Doctor of Science, eng.
O.B.Pavelchak, eng.

TRENDS OF IMPROVEMENT OF BEET HARVESTING MACHINERY

Tendencies of the development of beet-top harvesters and beet-root pulpers as well as harvesting technologies are analyzed in the monograph. Entirely new and modernized designs of beet harvester working organs and devices are offered, the results of theoretical and practical investigations are presented, engineering calculations are given.

The above mentioned devices are protected by corresponding documents, the majority of them have gone into quantity production.

The monograph is destined to engineers, researchers as well as to high schools teachers and students of corresponding specialities.

Гевко Роман Богданович, канд. техн. наук
Ткаченко Ігор Григорович, канд. техн. наук
Синій Сергій Васильович, канд. техн. наук
Булгаков Володимир Михайлович, д-р. техн. наук
Рогатинський Роман Михайлович, д-р. техн. наук
Павелчак Ольга Богданівна, інженер

НАПРЯМКИ ВДОСКОНАЛЕННЯ БУРЯКОЗБИРАЛЬНОЇ
ТЕХНІКИ

Редактори: Р.Б.Гевко, І.Г.Ткаченко, С.В.Синій
Комп'ютерний набір та верстка: В.В.Климук
Коректор: О.О.Герасимчук

Здано на виробництво 08.09.99. Підписано до друку 30.09.99. Папір офсетний. Друк офсетний. Гарнітура Times New Roman Cug. Формат А5. Ум.друк.арк. 10,5. Наклад 500 пр.

ЛДГУ, 43018, м.Луцьк, вул.Львівська, 75.

