Відкрите акціонерне товариство
“ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ КОМБАЙНОВИЙ ЗАВОД”

На правах рукопису

ГЕВКО Роман Богданович

УДК 631.356.2

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

05.05.11 – сільськогосподарські машини

ДИСЕРТАЦІЯ
на здобуття наукового ступеня доктора
технічних наук

Науковий консультант
БУЛГАКОВ Володимир Михайлович
доктор технічних наук, професор

Тернопіль - 1999

З М І С Т

стр.

ВСТУП.....5

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ І ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН.....12

1.1. Аналіз засобів механізації для збирання цукрових буряків та основні вимоги, що висуваються до коренезбиральних машин.....12

1.2. Аналіз теоретичних та експериментальних досліджень параметрів викопувально-очисних робочих органів....20

1.3. Огляд відомих конструкцій викопувальних робочих органів.....34

1.4. Аналіз очисників коренеплодів.....49

1.5. Компонувальні схеми коренезбиральних машин.....59

1.6. Висновки та напрямки проведення досліджень.....66

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИСКОВИХ КОПАЧІВ.....70

2.1. Формалізований опис викопувальних дисків.....70

2.2. Дослідження розподілу контактних напружень при роботі дискових копачів.....81

2.3. Визначення енерго-силових параметрів при роботі дискових копачів.....90

2.4. Визначення конструктивно-технологічних параметрів копачів з активним вертикальним диском.....98

2.5. Параметрична оптимізація просівних поверхонь викопувальних дисків.....103

2.6. Висновки.....110

РОЗДІЛ.3 ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ОЧИСНИКІВ КОРЕНЕПЛОДІВ.....111
3.1. Дослідження динаміки очищення коренеплодів в сепарующих пристроях.....111
3.2 Вплив зони взаємодії робочого органу очисника на кутову швидкість обертання коренеплоду.....120
3.3 Обгрунтування конструктивних параметрів сепарующих поверхонь із умови непошкодження коренеплодів.....130
3.4. Дослідження характеру руху коренеплодів по робочих поверхнях лопаток підбирача.....146
3.5. Висновки.....156

РОЗДІЛ 4 ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....158
4.1. Програма та методика експериментальних досліджень..158
4.1.1. Конструктивні схеми вдосконалених робочих органів..160
4.1.2. Компоновки викопувально-очисних пристроїв та схеми їх агрегатування з експериментальними коренезбиральними машинами.....179
4.1.3. Методика досліджень і випробовувань робочих органів бурякозбиральних машин.....192
4.1.4. Методика досліджень пружно-захисних пристроїв і їх демпфуючих властивостей при ударних взаємодіях коренеплодів з бітерними валами копачів.....201
4.2. Результати експериментальних досліджень.....208
4.2.1. Визначення силових та енергетичних параметрів при викопуванні та сепарації коренеплодів.....208
4.2.2. Вплив конструктивно-технологічних параметрів робочих органів на ступінь пошкодження коренеплодів....220
4.2.3. Результати досліджень процесу демпфування ударних

взаємодій коренеплодів з пружними бітерними валами та методика їх оцінки.....225
4.2.4. Результати експериментальних досліджень транспортно-сепаруючих вузлів трирядкової бункерної коренезбиральної машини.....230
4.2.5. Результати експериментальних досліджень захисних пристроїв робочих органів бурякозбиральних машин...233
4.3. Висновки.....236

РОЗДІЛ 5 ОПТИМІЗАЦІЯ ДИСКОВИХ КОПАЧІВ, РЕЗУЛЬТАТИ ВИРОБНИЧИХ ВИПРОБОВУВАНЬ І РЕКОМЕНДАЦІЇ ДЛЯ ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ ТА ТИПІВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН....238
5.1. Оптимізація конструктивно-технологічних параметрів дискових копачів.....238
5.2. Визначення функціональних параметрів викопувально-очисних пристроїв коренезбиральних машин.....249
5.3. Рекомендації для вибору викопувально-очисних пристроїв коренезбиральних машин.....256
5.4. Конструктивно-технологічні параметри робочих органів викопувально-очисних пристроїв.....261
5.5. Методи підвищення експлуатаційної ефективності робочих органів бурякозбиральних машин.....265
5.6. Перспективні напрямки вдосконалення робочих органів коренезбиральних машин.....277
5.7. Розрахунок економічної ефективності коренезбиральних машин.....283

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ.....287
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК.....292
ДОДАТКИ.....317

В С Т У П

Збирання коренеплодів цукрових буряків є однією з найбільш ресурсовитратних операцій в сільському господарстві. Різке скорочення виробництва цукру в Україні в значній мірі пов'язане з падінням технічного рівня вітчизняних механізованих комплексів для вирощування і збирання коренеплодів цукрових буряків, експлуатаційні показники яких не відповідають сучасним вимогам. Враховуючи те, що Україна належить до найбільших бурякосіючих країн Європи і цукор є одним з її стратегічних продуктів вітчизняній промисловості необхідно у стислі строки модернізувати шестирядні комбайни із використанням бункерів значної місткості, а також в зв'язку з переходом на різні форми ведення господарств, налагодити серійне виготовлення, простих за конструкцією і надійних в експлуатації навісних, причіпних, одно-, дво-, три- і чотирирядних коренезбиральних машин, функціональні та експлуатаційні показники яких, відповідали б світовим стандартам.

Викопувальні та очисні робочі органи є основними складовими технологічних вузлів коренезбиральних машин. Від їх компонувальних схем, вибору конструктивних та кінематичних параметрів у відповідності до грунтово-кліматичних умов, в значній мірі залежить якість викопування коренеплодів, їх пошкодження та втрати.

Особливо великі труднощі виникають при несприятливих умовах збирання, коли через підвищену вологість (26...30%),або твердість (3,5...4,5 Мпа) грунту знижується технологічна і технічна надійність машин, зменшується їх продуктивність. В таких умовах роботи серійні бурякозбиральні машини допускають значні пошкодження коренеплодів (до 60%), а їх фізична забрудненість сягає 40% і більше. Невідповідність агровимогам, щодо допустимих втрат коренеплодів, пов'язана як з конструктивною недосконалістю робочих орга-

нів, так і з порушенням умов експлуатації коренезбиральних машин.

Тому проблема зниження питомих ресурсовитрат при збиранні коренеплодів цукрових буряків, яка пов'язана із зменшенням їх втрат, пошкоджень і забрудненості, підвищенні надійності робочих органів, зниженні матеріаломісткості, конструктивної складності вузлів машин та енерговитрат на виконання технологічного процесу є особливо актуальною на сучасному рівні розвитку вітчизняної бурякозбиральної техніки.

Вирішення даної проблеми повинно базуватись на науково-обгрунтованому підході при розробці та проектуванні робочих органів коренезбиральних машин, виборі їх оптимальних конструктивно-кінематичних параметрів у відповідності до агрофізичних характеристик плантацій, технології збирання та схеми компоновки бурякозбирального комплексу.

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

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

Мета роботи.

Зниження питомих ресурсозатрат при механізованому збиранні коренеплодів цукрових буряків на основі системного підходу при виборі оптимальних і раціональних конструктивно-технологічних параметрів викопувально-очисних пристроїв шляхом розробки та реалі-

зації моделей системи: робоче середовище - робочі органи.

Завдання досліджень.

Провести системний аналіз робочих органів бурякозбиральних машин і розробити наукову концепцію їх розвитку.

На основі комплексних теоретичних і експериментальних досліджень визначити оптимальні конструктивно-технологічні параметри дискових копачів.

Розробити математичну модель процесу сепарації вороху коренеплодів, як дисперсного середовища, із визначенням впливу параметрів і режимів роботи очисних систем на ступінь сепарації коренеплодів.

Провести комплекс досліджень з визначенням раціональних параметрів процесів взаємодії робочих органів з коренеплодами для зменшення рівня їх втрат і пошкоджень.

Здійснити науково-виробничу перевірку та впровадження розроблених робочих органів і компонувальних схем бурякозбиральних машин у виробництво.

Наукова новизна одержаних результатів.

Обгрунтуванно закономірності зміни силових факторів на привідних дисках копачів від їх конструктивних і технологічних параметрів з врахуванням розподілу контактних напружень на поверхнях копачів від впливу напружено-деформованого стану грунту в міждисковому просторі.

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

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

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

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

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

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

Практичне значення одержаних результатів.

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

Впроваджені у виробництво:

вдосконалені конструкції дискових копачів (КС-6Б, КС-6Б-02), які забезпечують підвищену сепарацію вороху коренеплодів на стадії викопування і його рівномірне завантаження по поверхні шнекового очисника;

компоновки лемішних і коливних копачів з горизонтально-роторним підбирачем (КС-6В, МКП-4, МКП-6), які забезпечують гарантований підбір викопаних коренеплодів і подачу вороху на сепаруючий пристрій;

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

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

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

розроблене технологічне та стендове обладнання для серійного виробництва вузлів викопувально-сепаруючих пристроїв коренезбиральних машин, яке забезпечило підвищення точності та продуктивності виготовлення і складання робочих органів.

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

машини.

Особистий внесок здобувача.

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

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

Апробація роботи. На засіданнях науково-технічної ради ВАТ "ТеКЗ" (1988-1999рр.); на другій науково-технічній конференції "Технология - производству" (Таганрог - 1991р.); на першій та другій науково-технічній конференціях ТПІ "Прогресивні техноло-

гії і обладнання в машино- і приладобудуванні" (Тернопіль - 1992-1993рр.); на міжнародній науково-практичній конференції "Проблемы и перспективы создания свеклоуборочной техники" (Вінниця - 1996р.); на міжнародній науково-технічній конференції "Перспективи розвитку механізації, електрифікації, автоматизації та технічного сервісу сільськогосподарського виробництва" (Глеваха-996р.); на Всеросійській науково-практичній конференції "Пути азвития эффективности свеклосахарного производства России в усовиях рыночной экономики" (Рамонь- 1996р.); на 3-му міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові(1997р); міжкафедральному та фаховому наукових семінарах Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя (1997р.); міжкафедральному науковому семінарі Національного аграрного іверситету (Київ-1997р.); на розширеному засіданні відділу мезації Інституту цукрових буряків УААН (Київ - 1997р.); на наово-практичних конференціях факультету механізації Національного аграрного університету (1997-1999рр.).

Публікації. По темі дисертації опубліковано 90 друкованих ць, з яких дві монографії та 45 авторських свідоцтв та патена винаходи.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ І ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

1.1. Аналіз засобів механізації для збирання цукрових буряків та основні вимоги, що висуваються до коренезбиральних машин

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

Вибір технології та компонувальної схеми машини переважно залежить від розмірів плантацій і грунтово-кліматичних умов. За кордоном найбільш розповсюдженими способами механізованого збирання коренеплодів є одно-, дво- та трифазний (за кількістю проходів машин, що застосовуються в процесі видалення гички та викопування коренеплодів) [2; 38; 43; 104; 111; 130; 162; 134; 261].

При однофазній технології збирання цукрових буряків за один прохід виконують: зрізання гички з її розкиданням на поле, або завантаженням в транспортний засіб; викопування коренеплодів, їх очищення і завантаження в бункер машини або в транспортні засоби. Такий спосіб здійснюється самохідними комбайнами різної рядності і типу [111]. В цьому випадку гичковидаляючий і доочисний пристрої переважно встановлюють попереду трактора або самохідного шасі; викопувальні пристрої - під енергетичним засобом, а бункер -

ззаду. Дана компоновка забезпечує оптимальний розподіл навантаження на енергетичний засіб, а також сприяє зменшенню ущільнення грунту.

При двофазній технології, за перший прохід видаляють гичку та викопують коренеплоди, вкладаючи їх у валок. За другий - підбирають валки, очищують коренеплоди від грунту та завантажують у транспортні засоби, що рухаються поруч, або в бункер. Гичковидаляючий і очисний пристрої закріплюють попереду, а кореневикопуючий з валкоукладачем - позаду трактора, або під енергетичним засобом. На підбиранні валків коренеплодів застосовуються спеціальні підбирачі-навантажувачі, які обладнані бункерами великої ємкості (до 12 куб.м.).

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 західно-європейських країнах (Німеччина, Франція, Великобританія, Данія, Італія, Нідерланди та ін.) і США, оскільки дозволив підвищити показники якості виконання технологічного процесу (зниження домішок грунту і рослинних залишків у воросі зібраних коренеплодів, ущільнення грунту та зменшення транспортних витрат [111, 134]).

При трифазній технології кожна операція (видалення гички, викопування коренеплодів і вкладання їх у валок, підбір валків і завантаження їх у транспортні засоби) виконується окремою машиною: гичкозбиральною, коренезбиральною та підбирачем-завантажувачем. Машини, призначені для цього способу, характеризуються більш високими показниками за продуктивністю та якістю виконання технологічного процесу, однак є металомісткими, потребують додаткових транспортних засобів і збільшують ущільнення грунту.

В Україні випускаються бурякозбиральні комплекси, технологічні операції в яких розподіляються наступним чином: збирання гички (машинами БМ-6Б, МБС-6, МГШ-6, МГР-6); доочищення голівок коренеплодів від залишків гички (машинами ОГД-6, ОГД-6А); викопування, очищення і завантаження коренів у транспортні засоби (бурякозбиральними машинами КС-6Б, КС-6В, РКМ-6). При потоковій або потоково-перевалочній технології збирання завантаження коренеплодів з кагатів здійснюють буряконавантажувачами типу СПС-4,2А.

Такі комплекси є енерго- і металомісткими, що призводить до значних ресурсовитрат і ущільнення грунту [43; 205]. Основним їх недоліком є двофазне видалення гички, яке виконується за два окремих проходи машин (БМ-6Б та ОГД-6А).

В західно-європейських країнах застосування тієї чи іншої технології збирання цукрових буряків і засобів механізації в основному залежить від розмірів плантацій [111]. 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 за 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 куб.м.

Вибір конструкції робочих органів та компонувальних схем коренезбиральних машин в значній мірі визначається типом грунту, його вологістю, а також врожайністю коренеплодів.

Значні зміни умов роботи бурякозбиральних машин і недостатне пристосування існуючих конструкцій гичкозрізувальних, викопувальних і очисних робочих органів до цих змін не дозволяють отримати постійних агротехнічних показників, особливо при високих врожаях, сухому та вологому грунті, нерівномірному розташуванні коренеплодів в рядку, незадовільному стані гички, забур'яненості поля [231; 134].

При збиранні високих врожаїв (500...700 ц/га) знижується якість зрізання гички та збирання коренеплодів. Втрати коренів на поверхні грунту досягають 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 грунту до 24...28%, особливо в кінці агротерміну збирання [26; 205].

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

При підвищеній (більш 24%) вологості грунту ефективність процесу викопування коренів копачами всіх типів суттєво знижується внаслідок зменшення сил підпору, а на середніх і важких суглинках - внаслідок налипання на коренеплоди грунту та забивання копачів [205].

Застосування активних дискових і вилкових копачів дозволило зменшити кількість грунту у ворості коренеплодів в 1,5...2 рази та забезпечити можливість їх функціонування в більш широких грунтово-кліматичних умовах [168]. Поряд з цим, різко зросла конструктивна складність і металомісткість таких копачів, що призвело до зниження їх експлуатаційної надійності. У більшості випадків коефіцієнт надійності виконання технологічного процесу коренезби-

ральною машиною, в нормальних умовах роботи, не перевищує 0,7... 0,9, а в екстримальних - зменшується в 2...5 разів [26].

Застосування в конструктивних схемах коренезбиральних машин сепарувчих пристроїв з жорсткими очисними поверхнями (спіралі шнеків, кулачки) з однієї сторони підвищило ступінь сепарації коренеплодів, а з іншої призвело до їх інтенсивного пошкодження. Відомо, що загальна залежність зменшення виходу цукру Qвих від кількості пошкоджених коренеплодів Кп описується емпіричною залежністю: Qвих = 0,0104 + 0,00095 Кп [205].

Викопувальні робочі органи є основними складовими технологічних вузлів коренезбиральних машин. Від їх компонувальної схеми, взаємозв'язку з очисними пристроями, вибору конструктивних і технологічних параметрів, у відповідності до грунтово-кліматичних умов, в значній мірі залежить якість викопування коренеплодів, їх пошкодження та втрати.

У відповідності з агротехнічними вимогами міжнародної системи машин (МСМ) допустимі втрати невикопаних і втрачених коренів цукрових буряків при виконанні технологічного процесу не повинні перевищувати 1,5% від їх врожайності. Забрудненість коренеплодів грунтом і рослинними залишками допускається до 8%, а доля максимально допустимих легких (до глибини 5 мм) і важких (глибина більше 5 мм) пошкоджень відповідно складає 20% і 5% [43].

Аналогічні показники відмічені у ДСТУ 2258-93 [127], однак загальна забрудненість зібраних коренеплодів не повинна перевищувати 9%, що вказує на менш жорсткі вимоги в Україні до вітчизняних коренезбиральних машин в порівнянні з вимогами, які висуваються до зарубіжних машин. Це пояснюється більш тривалим часом зберігання коренеплодів в кагатах на цукрових заводах перед їх переробкою.

В дійсності загальні втрати, які виникають під час збирання,

в 2-3 рази перевищують допустимі норми і складають 3...5%, а інколи перевищують 10% (важкі умови роботи).

Основними причинами втрат коренеплодів є конструктивна недосконалість робочих органів, неправильний вибір типу копача для конкретних умов, а також стан плантації, тобто розташування коренеплодів в рядках.

До втрат, які виникають в процесі викопування коренеплодів, можна віднести: невикопані корені; коренеплоди, що впали на поле перед входом на очисні пристрої; обрив хвостової частини, розрізання або дроблення коренів цукрових буряків. Такі втрати виникають в результаті наступних причин: недостатнє заглиблення копачів для даного стану грунту або надмірне заглиблення коренеплодів у грунті; відхилення центральної осі копача від лінії рядків; натуральне відхилення окремих коренів від лінії рядка або відхилення внаслідок розсування буряків колесами трактора перед викопуванням; скупчення грунту та коренеплодів у технологічному руслі копача; надто велика відстань між складовими елементами викопувального пристрою по відношенню до розмірів коренеплодів; неправильна конструктивна схема переходу з копача на очисний пристрій; розташування коренеплодів в заглибленнях поля.

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 подається разом з коренеплодами.

Варто підкреслити, що розміри втрат при застосуванні окремих типів робочих органів можуть залежати від рядності викопувального пристрою, способу його з'єднання з рамою, від конструкції сепарувчого вузла, робочої швидкості машини, типу і вологості грунту.

Втрати, що викликані технологічним процесом очищення коренеплодів робочими органами шнекового, роторного, бітерного та ку-

лачкового типів, в основному виникають за рахунок пошкоджень коренів при відділенні від них налиплого грунту та рослинних залишків. В процесі сепарації відбуваються ударні взаємодії коренів з робочими поверхнями очисників, що призводить до обривання хвостів, локальних відривів частинок коренів, їх дроблення.

Іншим видом пошкоджень, що виникає при роботі шнекових сепараторів, вали яких обертаються в зустрічному напрямку (особливо при невисоких кутових швидкостях гвинтових валів), є защемлення коренеплодів між очисними валами, що спричиняє їх зминання.

Із збільшенням часу перебування коренів в робочому руслі сепарувчого пристрою збільшується ймовірність їх пошкодження. Тому ступінь агресивності шнеків, який визначається висотою та частотою навивання рифів, а також час перебування на них вороху коренеплодів обмежується, що в свою чергу веде до зниження сепарувчої здатності таких робочих органів.

Для забезпечення надійного та якісного виконання технологічного процесу 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;

високу технологічну надійність (не нище 0,95) і агротехнічну ефективність (при різних врожайностях, параметрах насаджень, фізичному стані грунту та коренеплодів, забрудненості полів), в тому числі і в екстремальних умовах (при вологості грунту 26-30% або твердості до 4 МПа і врожайності 45-70 т/га);

необхідну універсальність при модульному принципі агрегатування робочих органів з метою застосування різних варіантів механізованих процесів збирання коренеплодів в залежності від природньо-виробничих умов;

високу надійність і довговічність, яка 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 пропускної здатності коренезбиральних машин, а також зменшення їх конструктивної складності, метало- і енергомісткості.

Враховуючи широкий діапазон фізичного стану та типів вітчизняних грунтів, рельєфу полів і їх розмірів, характеристик врожайності та агрофізичних властивостей коренеплодів, технологій їх збирання практично неможливим є створення універсальних робочих органів з оптимальною компонувальною схемою бурякозбиральної машини. При цьому, як свідчать відомі дослідження [25; 111; 166; 204; 214], вітчизняні коренезбиральні машини мають низьку експлуатаційну надійність, допускають значні втрати та пошкодження коренів цукрових буряків, а їх забрудненість, при роботі комплексів в екстремальних умовах, може досягати 50-60%.

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

Вирішення даної проблеми повинно базуватись на науково-обгрунтованому підході при розробці та проектуванні робочих органів коренезбиральних машин, виборі їх оптимальних конструктивно-технологічних параметрів у відповідності з агрофізичними характеристиками плантацій, технологією збирання та компонувальною схемою механізованого комплексу.

1.2. Аналіз теоретичних та експериментальних досліджень параметрів викопувально-очисних робочих органів

Підвищення якісних показників процесів збирання коренеплодів і експлуатаційних параметрів бурякозбиральних машин представляє собою комплексну науково-технічну проблему, вирішення якої повинно базуватись на теоретичному дослідженні системи: робоче середовище - робочі органи з метою синтезу оптимальних конструктивних і технологічних параметрів робочих органів і компонувальних схем коренезбиральних машин.

Фундаментальні основи з розробки та дослідження робочих органів, технологічних процесів викопування та сепарації коренеплодів цукрових буряків викладені в працях відомих вчених П.М.Василенка, Л.В.Погорілого, М.В.Татьянка, В.С.Глуховського, О.О.Василенка, В.В.Брея, Б.П.Шабельника, В.М.Булгакова, Ю.Б.Аванесова, С.А.Топоровського, І.М.Серебрякова, Г.Д.Петрова, В.А.Хвостова, А.Г.Цимбала, А.К.Сарапулова, М.М.Зуєва, П.В.Савича, П.І.Сичова, М.М.Хелемендика, В.В.Герасимчука, А.М.Мазуренка, Ю.Р.Брусиловського, 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.Г.Кузьмінов, Г.М.Смакоуз, Ф.Л.Роденко, М.Г.Данильченко,Я.І.Ковзіброда, Б.М.Гевко, М.А.Мішин, В.А.Грозубінський, А.А.Покуса, А.П.Гурченко, Р.М. Рогатинський, В.В.Дудка, Я.А.Павлов, В.М.Осуховський, І.Г.Ткаченко, П.Ю.Зиков,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 матема-

тичні моделі взаємодії вороху коренеплодів з робочими органами.

Для викопувальних пристроїв вирішення цих завдань необхідно проводити з врахуванням ймовірносних характеристик коренеплодів і їх розташування в рядку, механічних властивостей грунту і т.п. Згідно досліджень Л.В.Погорілого та В.В.Брея [24; 205] критерієм якості виконання технологічного процесу викопувальним пристроєм є повнота збирання коренів, що визначається як ймовірність того, що вертикальна складова витягуючої сили Рв перевищує сили опору Pz коренеплода до його вертикального переміщення

$$P(P_B \cos\delta_z \geq m\ddot{Z} + P_z + Q), \qquad (1.1)$$

а ступінь пошкодження коренеплодів, визначається як ймовірність того, що діюча в горизонтальному напрямку сила перевищить допустиму силу опору [Px] їх згинання

$$P(P_B \cos\delta_x \geq m\ddot{X} + [P_x]), \qquad (1.2)$$

де δ_x ; δ_z - кути між силою витягування P_B і відповідними осями координат;

m і Q - відповідно маса і вага коренеплоду.

Сила Рв визначається через параметри копачів, коренеплоду та грунту при допущенні, що останній при стисканні має властивості лінійно-деформованого тіла, а сам процес проходить при вільному боковому розширенні. При цьому, сили, що діють на коренеплід у вертикальному $P_z^в$ і горизонтальному $P_x^в$ напрямках, визначаються за відомими залежностями [205]

$$P_z^в = \pi p h \operatorname{tg}\gamma (d_к - h\operatorname{tg}\gamma)\cos\delta_z, \qquad (1.3)$$

$$P_x^в = p(d_к - h\operatorname{tg}\gamma)\, h\cos\delta_x,$$

а питомий тиск, який виникає на поверхні коренеплоду

$$\rho = \frac{E_{гр} \Delta S}{S_{\varphi}}, \qquad (1.4)$$

де $E_{гр}$ - модуль деформації грунту (визначається експериментально);

ΔS - деформація шару грунту між поверхнями копача і кореня;

S_{φ} - початкова товщина шару грунту до моменту стискання;

$d_к, \delta$ - відповідно діаметр і кут конусності коренеплоду.

Наведені залежності дають можливість оцінити лише середні значення питомого тиску на поверхні коренеплоду, що ускладнює можливість визначення граничних зон напруження і відносно них проводити розрахунки. Однак, дані залежності можуть бути застосовані для попередньої оцінки силових факторів, які виникають на поверхнях робочих органів в процесі викопування коренеплодів.

Визначенню основних конструктивних і силових параметрів дискових і лемішних копачів присвячені роботи Л.В. Погорілого, Ю.Б.Аванесова, В.В.Брея, М.В.Татьянка [2; 24; 167; 205; 217]. Для дискових копачів наведені розрахункові залежності для визначення товщини шару стискання грунту, його деформації ΔS в залежності від кута провороту диска φ і вектора абсолютної швидкості переміщення точки їх перетину

$$\Delta S = \frac{z}{V_в \sin[\arccos(\sin\alpha \sin\beta)]} \int_0^{\varphi} V_в \cos(\hat{V_n V_в})\, d\varphi, \qquad (1.5)$$

де α, β - відповідно кут атаки і кут розвалу дисків;

Vb - поступальна швидкість копача;

cos ($\hat{Vn\ Vb}$) - функція кута провороту між нормаллю до поверхні диска і вектором абсолютної швидкості точки їх перетину.

Дані залежності можуть використовуватись для визначення величини деформації шару грунту в розхилі копача, яка з врахуванням

реологічних властивостей грунту є основою для розрахунку розподілу напружень на робочих поверхнях викопувальних дисків.

Напруження в небезпечному перетині, що виникають при згині коренеплоду, визначаються залежностями, наведеними в роботах Л.В.Погорілого, В.В.Брея, М.В.Татьянка М.В. [24; 250 стор.86]

$$\sigma = 32[(M[\sigma] - M_p)]/[\pi(d_h - 2l_x tg\gamma)^3];$$

$$M[\sigma] = [\sigma](d_n - 2l_z tg\gamma)l_x/2 + 2l_z^3 tg\gamma/3;$$

$$M_p = \rho_x[d_h h(0{,}5h + l_z) + h^2 tg\gamma(2h/3 + l_z)]; \qquad (1.6)$$

$$l_z = l_n - h - z, \quad d_h = d_k - 2h tg\gamma.$$

Виконані по приведених залежностях розрахунки показали, що при роботі копачів з дисками діаметром 710 мм на коренеплоди середніх розмірів витягуюче зусилля досягає максимального значення відповідно при кутах розвалу і атаки дисків $\alpha = 12^\circ$ і $\beta = 81^\circ$. Якщо $\alpha = 10^\circ...11^\circ$ і $\beta = 79^\circ...80^\circ$, то на коренеплід діють менші дотичні зусилля. Однак вертикальна складова Pz в цьому випадку не досягає максимальної величини, а як відомо [205], якщо сила Pz більша сили опору коренеплоду вертикальному переміщенню, то він витягується без пошкоджень, якщо менша - то можливі пошкодження ріжучими кромками копача.

Аналогічно, як і в попередніх випадках, приведені залежності направлені виключно на визначення силових факторів, що виникають на поверхні тіла коренеплоду і не дають можливості оцінити характер зміни лобового зусилля, крутного моменту на привід активного органа з метою визначення оптимальних конструктивно-технологічних параметрів дискових копачів з умови мінімізації енерговитрат при копанні.

В дисертаційній роботі Ю.Р.Брусиловського [25], яка присвя-

чена дослідженню технологічних процесів викопування коренеплодів дисковими копачами, приведені аналітичні залежності, що пов'язують їх основні конструктивно-технологічні параметри

$$D = \frac{h}{\cos 0{,}5\beta} + \frac{0{,}25\cos 0{,}5\beta\,(2a-c)^2}{4h\sin^2 0{,}5\gamma}, \qquad (1.7)$$

а також витискаюче зусилля, яке діє на коренеплід

$$P = 2S_{n.k.}\rho\sin\beta'\cos(\varphi+0{,}5\gamma), \qquad (1.8)$$

де D і h – відповідно діаметр диска та глибина підкопування;

β і γ – відповідно кути розташування дисків;

a і c – відповідно максимальна і мінімальна відстані між кромками дисків на рівні поверхні грунту;

P – питомий тиск грунту на поверхню коренеплоду при куті зовнішнього тертя φ;

β' – кут сколювання шару грунту;

$S_{n.k.}$ – площа проекції коренеплоду на вертикальну площину.

Автором даної роботи, з умови рівномірного розподілу тиску на коренеплід поверхнею диску запропоновані оптимальні параметри копачів: D = 600 мм; $\gamma = 30^\circ...35^\circ$; $\beta = 30^\circ...32^\circ$.

Дисертаційна робота А.М.Мазуренка [122] присвячена дослідженню робочого органу, який, після розрихлення рядка підкопуючою лапою, витягує коренеплід обертовими підпружиненими дисками з прутковим ободом. На основі проведених досліджень встановлено, що запропонований робочий орган дозволяє зменшити вміст грунту у воросі в 3...6 разів в порівнянні з лемішними та дисковими копачами, а також значно зменшити пошкодження коренеплодів. Однак, на нашу думку у важких умовах роботи відбувається деформація пружних елементів копача, що може призводити до втрат коренеплодів.

У висновках кандидатських дисертацій В.В.Герасимчука [66] і В.А.Хвостова [225], які присвячені дослідженню процесів роботи дискових копачів, зазначено, що як при викопуванні цукрових буряків, так і моркви їх мінімальні пошкодження досягаються при співвідношенні колової та поступальної швидкостей дисків рівним 1,7...1,8.

В той же час, V.Vavra [253] і I.Prochaska [254] на основі проведених досліджень стверджують, що найбільш висока ефективність роботи активних дискових копачів досягається при співвідношенні колової і поступальної швидкостей рівним 3.

Дослідженню і розробці механізованого процесу викопуванню коренів цукрових буряків присвячена дисертаційна робота В.В.Брея [24]. Автором досліджені основні фізико-механічні властивості коренеплодів цукрових буряків та їх зв'язки з грунтом. Виведені кореляційні залежності між розмірними характеристиками коренеплодів. Дослідження показали, коренеплоди при згині характеризуються властивостями пружного тіла. Властивості грунту є неоднорідними, як по довжині рядка, так і глибині залягання коренеплоду. Щільність грунту підвищується по мірі наближення до тіла коренеплода. Зроблена математична формалізація процесу витягування коренеплодів з грунту дисковими копачами. Приведені графічні залежності впливу конструктивних і кінематичних параметрів дискових копачів на ступінь кришіння грунту в момент викопування та його сепарації через вікна дисків.

В праці М.В.Татьянка та А.А.Грозубінського [217] досліджено процеси викопування коренеплодів цукрових буряків дисковими копачами на спеціальній установці, в якій викопані корені вкладались на стрічку по всій довжині експериментальної ділянки. Встановлено, що суттєва зміна кількості пошкоджених коренів наступає при збільшенні глибини ходу h копачів до 8,5 - 9 см. Так, кількість

слабо пошкоджених хвостових частин коренів при їх відхиленні від осі копача не менш ніж на 3 см зменшується з 22,5% при h = 8 см до 8% при h = 9,5 см. Також встановлено, що значний вплив на кількість сильно пошкоджених коренеплодів має їх відхилення від осі копача. Так, із збільшенням відхилення від 0 до 0,5 і 1 см, глибині ходу копачів (8 см) і врожайності коренеплодів 300 ц/га кількість сильно пошкоджених коренів зростає в момент викопування з 0,4 до 3,65 і 4,8%. При збільшенні глибини ходу дисків інтенсивність їх дії на корені зменшується завдяки шару грунту між коренями і лопатками бітера. Однак, при цьому зростає ймовірність забивання дискового копача і, як наслідок, пониження його технологічної надійності.

Згідно досліджень І.М.Серебрякова [207] застосування об'ємного гідроприводу дискових копачів дозволяє значно спростити їх кінематику і зменшити масу викопувального-очисного пристрою на 20%. Однак дана схема приводу не знайшла застосування в серійному виробництві в зв'язку з ненадійністю роботи копачів при підвищених навантаженнях, що виникають при значних заглибленнях дисків. При цьому, варто відмітити, що даний напрямок досліджень є досить перспективний, оскільки дозволяє синхронізувати обертання привідних дисків з поступальною швидкістю машини.

Результати експериментальних досліджень викопувального пристрою з коливним активним диском викладено в роботі А.К.Сарапулова, М.П.Волохи [204]. Показники визначались при швидкості руху експериментальної установки 2 м/с, частоті обертання привідного диску 2 $с^{-1}$, куті розташування точки сходження дисків 24° і глибині ходу копача 0,1 м. Встановлено, що найменше число сильно пошкоджених коренеплодів отримано при торцевому битті диска 0,022 м.

В праці Г.С.Алферова і М.М.Лутхова [5] проведені теоретичні дослідження взаємодії дискового підкопуючого органу з грунтом.

1,6...1,8 м/с у лемішних.

Синтезу коливних копачів присвячені праці П.М.Василенка, Л.В.Погорілого, В.В.Брея, В.М.Булгакова та ін. [24; 26; 167;205]. Встановлено, що при розхитуванні коренеплоду горизонтальною силою, або знакоперемінними ударними навантаженнями, зв'язок його з грунтом інтенсивно руйнується. При багаторазовому прикладанні знакозмінних імпульсних навантажень коренеплід починає переміщатись у вертикальному напрямку.

Дослідженнями доведено [24; 26], що максимальний ефект викопування та мінімальні пошкодження коренеплодів при імпульсному розхитуванні досягаються при поступовому зростанні навантаження, яке прикладається до коренеплоду. Робота, що виконується при порушенні зв'язку коренеплоду з грунтом імпульсним навантаженням в 4...5 разів менша роботи викопування лемехом або розрихлювачем, які рухаються зі швидкістю 1,5 м/с.

Базуючись на дослідженнях процесу переміщення коренеплоду під дією прикладеної горизонтальної знакоперемінної сили S(t), для розрахунку сил, що діють на коренеплід рекомендується застосовувати наступні залежності

$$R_z = Qg^{-1}l_c\tau^2 + S(t)\sin\tau - Q\cos\tau;$$

$$R_y = S(t)\cos\tau - (c_k l_c - Q)\sin\tau - Qg^{-1}l_c\ddot{\tau}, \qquad (1.10)$$

де Rz; Ry – відповідно вертикальна та горизонтальна складові, що діють на коренеплід в точці закріплення;

Q ; lc – відповідно вага та координата центру ваги кореня;

$\tau = f(\varphi)$ – траекторія руху коренеплодів під дією сили S(t).

На відміну від лемішних, дискових і вилкових копачів наявність грунту в робочому руслі коливного копача не є основною умо-

вою для створення витягуючого зусилля [205]. В цьому заключається суттєва перевага такого копача іншими типами. В процесі роботи даних викопувальних пристроїв пошкоджується 6...8% коренеплодів. Однак із збільшенням частоти коливань більш як 22 Гц кількість пошкоджень зростає до 14%. При цьому спостерігається обламування хвостової частини коренеплодів. Доцільно відмітити, що в екстремальних умовах роботи при високій твердості або вологості грунту якість роботи коливних копачів різко знижується, внаслідок забивання технологічного русла викопування та підвищення енерговитрат.

Розрахункові залежності для визначення енергосилових параметрів процесу роботи пасивних дисків наведені в роботі А.М.Панченка [145].

Дослідженню процесів очищення коренеплодів та вибору оптимальних конструктивно-технологічних параметрів шнекових, кулачкових, роторних та бітерних очисників присвячені роботи О.О.Василенка, Л.В.Погорілого, Б.М.Гевка, Р.М.Рогатинського, М.В.Татьянка, М.М.Хелемендика, А.К.Сарапулова та ін.

Так, в працях [203; 205] приведені аналітичні залежності для визначення швидкості переміщення коренеплоду по поверхні шнекового очисника, швидкості транспортування вороху коренеплодів, а також умова непошкодження коренів в процесі очищення

$$\varepsilon^3 \frac{E^2 q[R+C]\sin\alpha(1+2f\cos\alpha\sin\alpha)(f\cos\beta\sin\beta+1)}{z_B^2} \le [\sigma]^3, \quad (1.11)$$

де ε - коефіцієнт, який залежить від відношення кривизни контактуючих поверхонь і вибирається за відповідними таблицями курсу опору матеріалів [205].

Однак, приведені розрахункові залежності відображають лише основні закономірності процесів і взаємозв'язку між параметрами

шнеків, а остаточний розрахунок параметрів робочих органів, як правило, уточнюється з врахуванням результатів експериментальних досліджень.

В працях Б.М.Гевка і Р.М.Рогатинського [41; 42; 198] визначено вплив конструктивних і технологічних параметрів еліпсних шнекових очисників на осцилюючий рух коренеплодів при їх переміщенні в руслі сепаратора. Виведені залежності для визначення коефіцієнтів динамічності, що характеризують якість очищення і залежать від величини ексцентриситетів валів, їх середніх діаметрів, розмірів коренеплодів, кутових швидкостей і схеми очищення. Встановлені залежності для визначення кінематичних і динамічних характеристик коренеплодів.

Р.М.Рогатинським встановлено, що найтіснішим кореляційним зв'язком (r = 0,7...0,9) пошкодження коренебульбоплодів зв'язане із максимальними напруженнями, які при центральному пружному ударі в жорстку стінку пропорційні величинам, що включають модуль зсуву $G_T^{1,07}$, масу $m^{0,2}$, швидкість ударного зіткнення $V_c^{0,4}$, кривизну поверхні коренебульбоплоду $k^{0,47}$, коефіцієнт Пуасона $(1-V^2)^{-0,5}$ [198]. Для загального випадку взаємодії встановлені параметри ударного зіткнення, які приводять до травмування коренебульбоплодів різних реологічних моделей. При цьому ступінь пошкодження залежить від співвідношення глибини жорсткого зближення (Δh) та радіусу кривизни в точці контакту (r), а саме $e = \Delta h/r$.

В дисертаційній роботі Б.П.Шабельника [237] розглядаються питання пов'язані з підвищенням технічного рівня кулачкових очисників. Ним виведені залежності для визначення кутової швидкості кулачків з умови безвідривного руху компонентів вороху по поверхнях робочого органу

$$\omega = \frac{1}{a+h}\left[\sqrt{V_M^2\cos^2(\varphi_0+\tau) - g(a+h)\cos\varphi_0} + V_M\cos(\varphi_0+\tau)\right], \quad (1.12)$$

де a - величина ексцентриситету лопатки кулачка;

h - половина висоти компонентів вороху;

Vм - швидкість компонентів вороху на початку руху, які направлена під кутом τ до горизонту;

φ_0 - кут, який визначає початкове положення лопатки кулачка.

Виконання даної умови забезпечує мінімальне пошкодження коренеплодів, яке не перевищує 5%. Розроблені методи розрахунку геометричних і кінематичних параметрів кулачкового конвейера-очисника, а також методика визначення економічної ефективності очисника від зниження механічних пошкоджень коренеплодів під час їх збирання в перерахунку на 1 га.

Сепарацію коренеплодів від землі за допомогою ударних взаємодій розглянуто Г.Д.Петровим, В.А.Хвостовим, М.І.Верещагіним, Д.С. Абусеідовим та ін. [1; 35; 161; 164]. Ними визначені основні закономірності характеру пошкодження коренеплодів в залежності від типу робочих органів, їх технологічних параметрів, швидкості коренеплоду в момент удару. За результатами проведених досліджень встановлені зони найбільших механічних пошкоджень коренеплодів, якими є переходи між сепараторами, піднімальними і вивантажувальними транспортерами, а також критичні значення висоти перепаду вороху коренебульбоплодів у бункер машини.

Дослідженням барабанно-шнекових очисників коренеплодів цукрових буряків присвячені роботи М.М.Хелемендика, В.М.Доманькова, В.П.Мармалюкова та ін. [81; 230]. Ними встановлені оптимальні конструктивно-технологічні параметри робочих органів в зв'язку з енерговитратами на виконання технологічного процесу.

В роботах В.М.Булгакова [26-30] приведені основні закономірності розподілу енерговитрат в процесі збирання цукрових і кормових буряків на робочі органи коренезбиральної машини в залежності від швидкості її руху та глибини ходу в грунті викопувальних

пристроїв. Визначена питома енергомісткість процесу збирання коренеплодів. Аналіз енергосилових і агротехнічних характеристик вилкових, дискових і вібраційних викопувальних робочих органів коренезбиральних машин показав [26], що загальна потужність коренезбиральної машини, обумовлена головним чином величиною заглиблення робочих органів і змінюється в процесі роботи в межах 42,00...73,76 кВт. При цьому, найбільше значення потужності (29,85 кВт) припадає на подолання тягових зусиль, що складає фактично 56% всіх енерговитрат. На роботу викопувальних пристроїв витрачається 9,6 кВт, а разом з очисниками коренеплодів-16,4 кВт, що складає 31% всіх енерговитрат.

В дослідженнях проведених Л.В.Погорілим і В.П.Максимчуком [205] наведені залежності зміни енергобалансу (відношення потужності, необхідної для приводу робочих органів, до тягової потужності) бурякозбиральних машин від їх поступальної швидкості. Аналіз структури тягових і привідних процесів різних типів машин дозволив виявити закономірності співвідношення складових енергобалансу: при відносно малих швидкостях відношення потужності на привід до тягової потужності досить велике, а при збільшенні швидкості та подачі технологічної маси різко зменшується. Однак, приведені результати досліджень не враховують глибини копання, фізичного стану грунту, зміни конкретних конструктивних параметрів робочих органів, частоти їх обертання, що не дає повного уявлення про характер впливу того чи іншого параметру на величину зміни енерговитрат при виконанні технологічного процесу.

Підвищенню надійності викопувальних та очисних пристроїв коренезбиральних машин присвячені роботи І.П.Сичова [214; 215]. Розроблена теорія прискорених випробовувань бурякозбиральних машин, на основі якої отримані загальні умови подібності стендових і експлуатаційних досліджень та умови для лінійної моделі приско-

рених випробовувань. Обгрунтований метод розрахунку робочих органів для різних випадків конструктивного виконання з врахуванням наплавленого шару змінної товщини.

Методика визначення миттєвого коефіцієнту тертя коренеплоду по робочих поверхнях наведена в праці Л.І.Манпіля [124].

З проведеного аналізу результатів теоретичних і експериментальних досліджень можна зробити висновок, що основна їх частина направлена на визначення параметрів технологічних процесів і робочих органів для зменшення пошкодження та втрат коренеплодів при їх викопуванні. При цьому, для визначення оптимальних конструктивно-кінематичних параметрів активних дискових копачів, з умови мінімізації енерговитрат на виконання ними технологічного процесу, фундаментальні дослідження не проводились. На нашу думку, напрямок таких досліджень є особливо актуальним, оскільки, як показала практика, активні дискові робочі органи є найбільш енергомісткими, однак є універсальними і ефективно виконують технологічний процес у важких умовах роботи (висока вологість, в'язкість або твердість грунту), яким відповідають значні грунтово-кліматичні зони України.

В теоретичних роботах мало уваги приділено питанням зменшення втрат і пошкоджень коренеплодів, а ступінь їх сепарації здебільш визначається статистичними методами, які можуть адекватно відображати процеси лише для конкретних конструктивних схем робочих органів. Відсутність фундаментальних теорій руху потоку вороху коренеплодів в технологічних зонах сепараторів в значній мірі гальмує розвиток бурякозбиральної техніки, оскільки проведення комплексу експериментальних досліджень є надзвичайно тривалим і дорогим, а також не дає цілісної картини, яким чином зміна тих чи інших параметрів базових вузлів коренезбиральних машин впливає на ступінь сепарації та пошкодження коренеплодів цукрових буряків.

1.3. Огляд відомих конструкцій викопувальних робочих органів

Велика кількість створених конструкцій робочих органів, вузлів та компонувальних схем коренезбиральних машин потребує диференційованого підходу при виборі, розрахунку, проектуванні, дослідженні та впровадженні нових розробок у виробництво. Тому класифікований підхід з врахуванням 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 забезпечують зрізання шару грунту разом з коренеплодами і переміщують їх в зону очисних пристроїв для сепарації від землі і рослинних залишок. За конструктивною схемою виконання копачі поділяються на такі основні типи: лемішні, вилкові, ротаційні, вібраційні та комбіновані (рис.1.1).

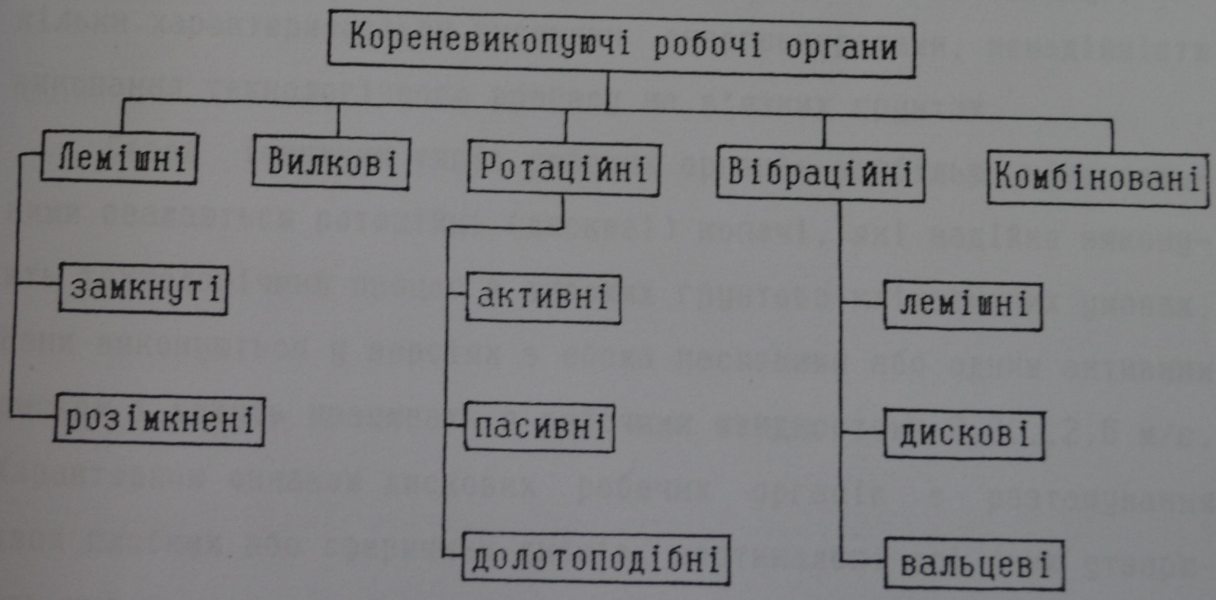


Рис.1.1 Класифікація кореневикопуючих робочих органів

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

Характер виконання технологічного процесу лемішними та пасивними вилковими робочими органами полягає у підрізанні шару грунту лезом клина або поверхнею вилки на глибині підкопування і його переміщенні по руслі копача. Лемешні копачі з від'ємним кутом атаки і граничною робочою швидкістю до 1,8 м/с, при роботі на легких грунтах, 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.

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 грунтах.

Серед існуючих типів робочих органів найбільш універсальними вважаються ротаційні (дискові) копачі, які надійно виконують технологічний процес в широких грунтово-кліматичних умовах. Вони виконуються у версіях з обома пасивними або одним активним диском і можуть працювати з робочими швидкостями 2,2...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 порівнян-

ні з лемішними або вилковими, мають більш високу подрібнювальну властивість, краще очищують коренеплоди від землі, не забиваються при роботі на ділянках поля з підвищеною забрудненістю. При одних і тих же відхиленнях коренеплодів від осі рядка збиральна машина з дисками може працювати при більшій поступальній швидкості ніж машина з лемішними або вилковими копачами при одинакових якісних показниках роботи [219].

Однак дискові копачі мають ряд недоліків: серед існуючих типів робочих органів вони є найбільш енергомісткими, на важких грунтах погано заглиблюються, допускають попадання грудок землі в купи зібраних коренеплодів, обривають хвости коренів; на вологих грунтах коренеплоди сильно забруднені землею. Маючи постійну величину розхилу дисків, копачі пошкоджують великі корені, а дрібні втрачають. Тому вони потребують регулювання найменшої відстані між дисками у відповідності з розмірами коренів і дуже точного водіння по рядках. Копачі з одним привідним диском забезпечують менші забруднення коренів землею і можуть працювати в більш важких умовах ніж копачі з пасивними дисками. Однак, складне розташування дисків по відношенню до рядків коренеплодів, привело до ускладнення елементів їх приводу. Так, в дискових пристроях, які забезпечують викопування і очищення коренеплодів від землі доля 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 наступає тоді, коли защемлена дисками голівка коренеплоду захоплюється в напрямку результуючої швидкості дисків, а нижня його частина все ще зв'язана з грунтом. При цьому на коренеплід діють значні напруження згину і зсуву за напрямом руху машини, що

призводить до обривання його хвостової частини (особливо при високій твердості грунту). Окрім того, вирізаний дисками шар грунту разом з викопаними коренеплодами, по мірі переміщення, стискається в розхилі між дисками і піднімається вверх 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 , КРС-6, РКМ-6-05, МКР-2-3, КСП-2 (Україна), так і в коренезбиральних машинах зарубіжних фірм "Garford Victor" (Англія), "Tim", "Thyregod" (Данія), "WKM" (ФРН), "Juko" (Фінляндія) та ін.

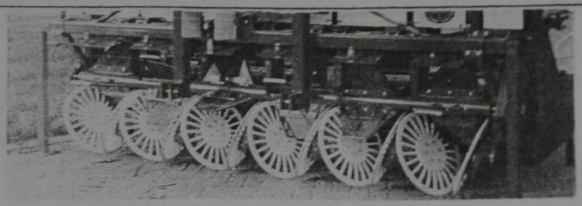
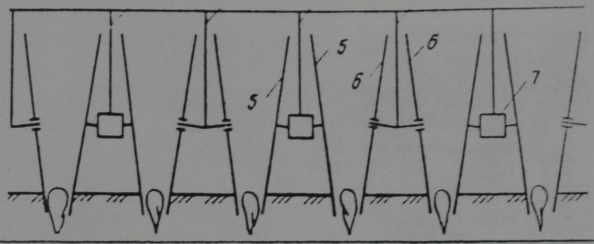
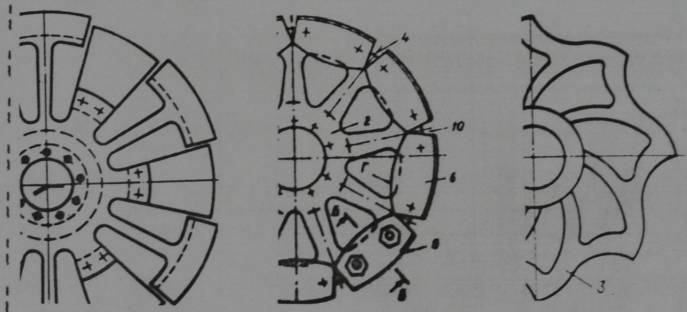
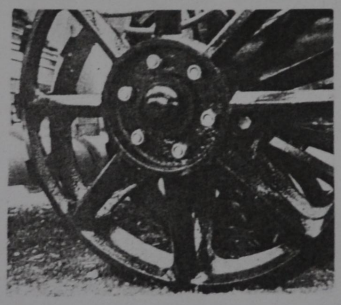
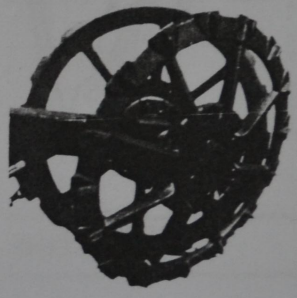
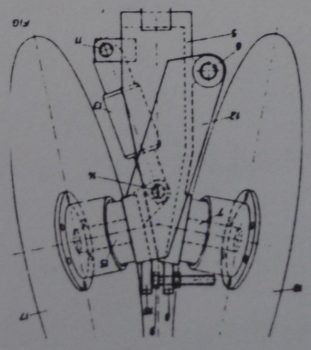
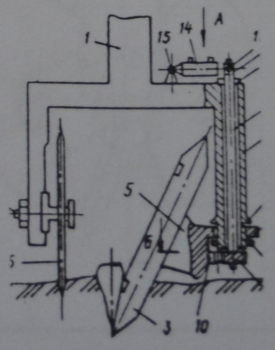
Типові конструктивні схеми активних дискових копачів зображені в таблиці 1.1. На відміну від традиційного приводу одного диску кожного копача, у викопувально-очисному пристрою фірми "WKM" (ФРН) застосований привід обох дисків, що з однієї сторони підвищує технологічну надійність коренезбиральної машини, а з іншої ускладнює конструктивну схему пристою в цілому. В технічному рішенні по А.С. N 1335161 запропоновано одночасно приводити в обертовий рух диски двох сусідніх копачів, від одного редуктора. Однак, як конструктивно, так і технологічно виконати такий тип приводу є досить складно, в зв'язку з обмеженою відстанню між дисками сусідніх копачів.

Застосування робочих органів по А.С. N 1426489 з секторними пелюстками 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 грунтах, можливі втрати коренів цукрових буряків внаслідок низької жорсткості еластичних елементів диска.

Підвищення жорсткості і покращення зчеплення з грунтом за-

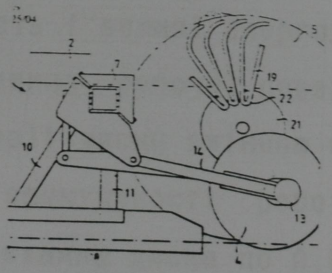
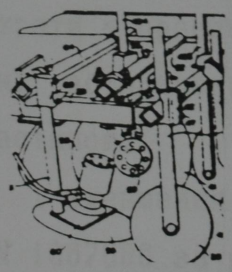
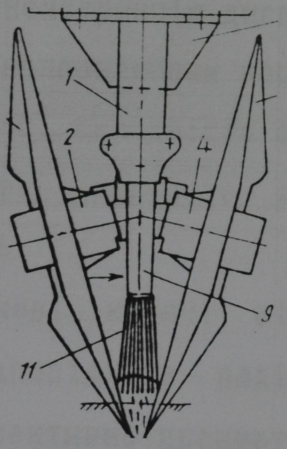
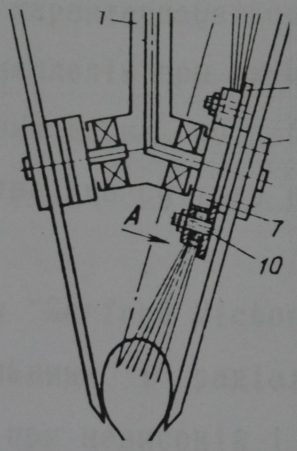
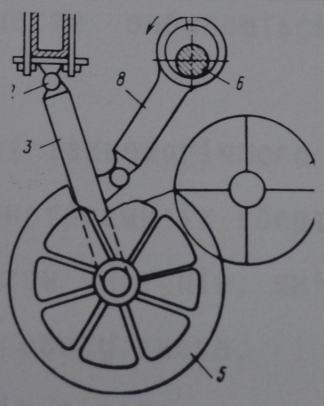
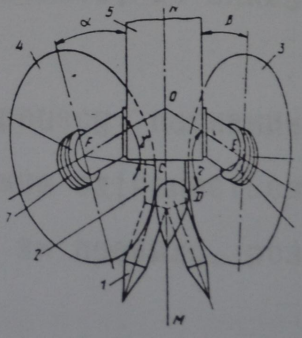
Таблиця 1.1

Конструктивні схеми дискових копачів

Назва	Схема	Джерело інформації
Компонувальні схеми дискових копачів		
Двопривідні диски		Копач фірми "WKM" (ФРН)
Однопривідні диски		А.С. СРСР N 1335161
Викопувальні диски		
Диск з секторними пелюстками Диск із змінними пластинами Диск з циклоідальними шприхами		А.С. СРСР N 1426489 А.С. СРСР N 1382422 А.С. СРСР N 1667686
Пасивні дискові копачі		
Диск з радіальними грунтозачепами		Копач фірми "Garford Victor"(Англія)
Диск з радіально-боковими грунтозачепами		Копач фірми "Tim"(Данія)
Копачі з регулюваним положенням дисків		
Гідравлічне регулювання положення диска		Патент Великобританії N 2165733
Механічне регулювання положення диска		А.С. СРСР N 1386084

Таблиця 1.1

Конструктивні схеми дискових копачів

Дисково-лемішні копачі		
Пасивний підкопувальний диск		Копач фірми "Tim"(Данія)
Копач з направленням коренеплодів вертикальним прутковим диском		Патент Великобританії N 2182232
Копач з направленням коренеплодів суцільним диском		Патент США N 4828039
Копачі з доочисниками голівок коренеплодів		
Копач з центральним пасивним доочисником		А.С. СРСР N 1676495
Копач з боковим активним доочисником		
Комбіновані копачі		
Дисково-вібраційний копач		А.С. СРСР N 1107729
Дисково-вилковий копач		А.С. СРСР N 1591849

безпечує диск копача коренеплодів із змінними пластинами, запропонований в А.С. N 1382422. В процесі взаємодії копача з грунтом, впадини, які утворені по периферії диска замінюють процес різання ковзанням на різання фрезеруванням грунту, тим самим підвищуючи його подрібнення і перерізання рослинних залишків. При зношенні пластин їх можна замінити, таким чином підвищити 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 диску змінною пластиною.

Підвищення ефективності роботи і зменшення енерговитрат забезпечує використання диска по А.С.N 1667686 за рахунок того, що його шприхи виконані циклоїдальної форми, а периферія ободу S-подібною. Така конструкція диска характеризується кращим врізанням в грунт і направленням коренеплодів при їх переміщенні в руслі копача. Однак, складність форми диска потребує виготовлення його методом стального литва, що суттєво підвищує його матеріаломісткість.

Пасивні дискові копачі фірм "Garford Victor" (Англія) і "Tim" (Данія), відповідно з радіальними і радіально-боковими грунтозачепами, ефективно працюють при невисокій і середній вологості грунту. На в'язких і вологих грунтах 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 зачеплення з грунтом виступів, які, як правило, розташовують з неробочої сторони ободу диска.

Захист копачів від поломок, які виникають в результаті по-

пападання каменів, шляхом зміни положення диска, кінематично зв'язаного з гідроциліндром системи захисту, запропоновано в патенті Великобританії N2165733. 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.N1386084) похилий диск, обертаючись, здійснює зворотньо-обертові рухи відносно вертикальної осі рами, тим самим розхитує коренеплоди і витягує їх з грунту. При всій своїй конструктивній простоті дана схема не забезпечує гарантованої подачі коренів на очисні пристрої.

Пасивні дисково-лемішні копачі ефективно працюють на легких грунтах і знайшли широке застосування в країнах Західної Європи. В табл.1.1 (продовження) зображено копачі коренезбиральної машин фірми "Tim" (Данія). Аналогічними робочими органами комплектуються коренезбиральні машини фірм "Herriau","Matro", "Moreau" (Франція). При цьому підбирання коренеплодів здійснюється роторними сепаруючими пристроями.

Інтенсифікація направлення потоку викопаних коренеплодів на очисні пристрої забезпечується за рахунок вертикальних активних дисків, встановлених в зоні пасивних копачів (Патент США N 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 N 2182232.

Дисковово-лемішні підкопуючі пристрої мають обмежене застосування і при роботі на в'язких грунтах, а також з глибоко розташованими в грунті коренеплодами, якість виконання ними

технологічного процесу значно знижується.

Забезпечення доочищення голівок коренеплодів від залишків гички пасивними і активними еластичними щітками, розташованих в розхилі копачів, може забезпечуватись при застосуванні відповідних технічних рішень згідно А.С. NN 1676495 і 1690558. Не зважаючи 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 по А.С.N 1107729. Такий напрям розвитку викопувальних робочих органів є прогресивним, проте дана конструктивна схема, з врахуванням напрямків рухів, призводить до значного підвищення енерговитрат на постійне заглиблення дисків в процесі викопування.

Варіант виконання дисково-вилкового копача, диски в якому застосовуються в якості коренезабірника, наведений в А.С. N1591849. Регулювання кутів нахилу дисків здійснюється шляхом провертання косих шайб.

З метою зменшення енергомісткості процесу, шляхом порушення зв'язку коренеплодів з грунтом, розроблений робочий орган (А.С. N1079203), 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 витягуючого зусилля і розриву зв'язку коренеплоду з грунтом 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

коренезабірника відбувається за рахунок додаткового витягуючого зусилля, яке забезпечується обертовими вилками.

Вилкові копачі знайшли застосуванння при роботі коренезбиральних машин на легких та середніх грунтах при поступальній швидкості 1,4...1,8 м/с. Однак, у більш важких умовах роботи, вони призводять до великого забруднення коренів землею, при великих швидкостях обламують кінців коренів, а при високій вологості і в'язкості грунту якість викопування різко знижується, в зв'язку із забиванням робочих органів землею.

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

Характерною ознакою вилкових копачів є розташування активних конусоподібних вилок під певним кутом до горизонту з утворенням кута розхилу між їх центральними осями.

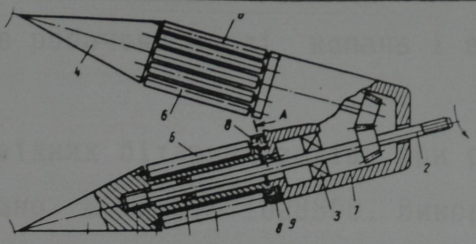
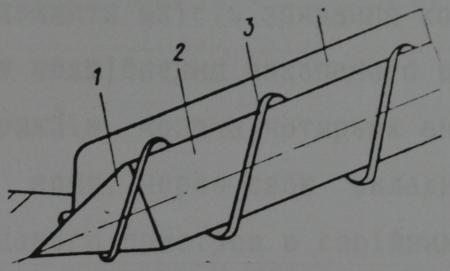
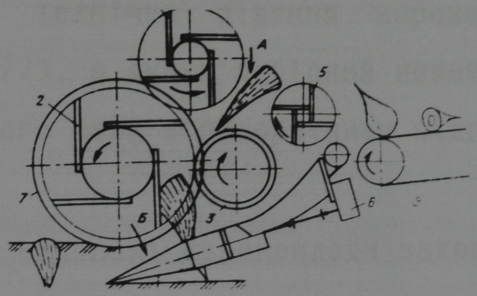
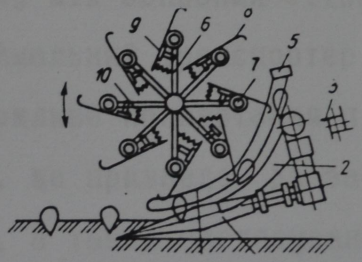
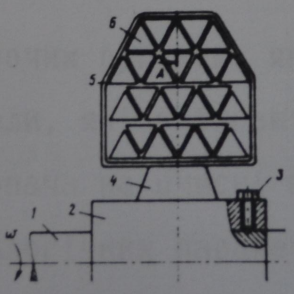
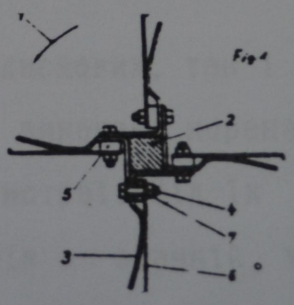
Конструктивні схеми вилкових копачів наведені в табл.1.2.

Активізацію відділення грунту безпосередньо в процесі викопування забезпечує копач (А.С.N 1650025), в якому циліндрична частина вилок утворена активними роликами. Незважаючи на беззаперечний технологічний ефект, який досягається при викопуванні коренеплодів, дане рішення є конструктивно складним, а також ненадійним в 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 скачкоподібного переходу від однієї операції до іншої забезпечує копач коренеплодів, конструктивна схема якого наведена в А.С.N1318193. Прогресивним в даному технічному рішенні є об'єднання в одному робочому органі активної вилки з її переходом у спірально-вальцевий очисник. Переміщення викопаних коренеплодів здійснюється між повздовжніми активними

Таблиця 1.2

Конструктивні схеми вилкових копачів

Назва	Схема	Джерело інформації
Вилково-роликовий копач		А.С. СРСР N 1650025
Вилково-шнековий копач		А.С. СРСР N 1318193
Вилково-бітерний копач		А.С. СРСР N 1029868
Вилково-роторний копач		А.С. СРСР N 1450777
Бітерні вали копачів		
Бітер з еластичною решітчатою лопаткою	 	А.С. СРСР N 1681756
Бітер з демпферною прокладкою		Патент ФРН N 3008609

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 A.C.N 1029868. Використання такого пристрою дозволить підвищити якість збирання коренеплодів шляхом підвищення ступеня подрібнення викопаного шару грунту. Однак, введення в конструкцію копача чотирьох активних бітерних валів в технологічну зону, через свою складність, практично виключає застосування даного пристрою в серійних машинах.

Заслуговує уваги технічне рішення кореневикопувального пристрою (A.C. N 1450777), в якому забірний механізм виконаний у вигляді горизонтального валу з поворотними підпружиненими лопатками.

В процесі роботи викопані коренеплоди захоплюються лопатками і по руслу, утвореному між боковими стінками направляючих пластин, подаються на приймальний транспортер. Однак при підвищенні вологості грунту можливе провертання підпружинених лопаток відносно коренеплодів, що призведе до забивання копачів і роздріблення коренеплодів, а також застосування суцільних кореназабірних 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 в значній мірі залежить ступінь пошкодження і забруднення коренеплодів.

В А.С. N 1681756 наявність вікон на робочих лопатках бітерів сприяє кращій сепарації грунту при переході коренів на очисні пристрої. Застосування гумової прокладки попереду металевої лопатки (патент ФРН N 3008609) забезпечує зниження ступеня пошкодження коренів при їх виході з технологічної зони.

Коливні копачі знайшли широке застосування в машинах зарубіжних фірм "Stoll", "Kleine"(ФРН), "Mathat", "Herriau" (Франція) та ін. Принцип їх роботи заключається в розрізанні грунту вібруючою різальною кромкою, розхитуванні коренеплоду і переміщенні його у вертикальному напрямку. Привідний коливний копач може працювати зі швидкістю до 2,5 м/с. Застосування таких робочих органів призводить до відносно малих втрат коренеплодів, навіть при їх збиранні на важких грунтах.

В процесі роботи коливних копачів пошкоджується 6...8% коренеплодів, однак із збільшенням частоти коливань більш як 22 Гц, кількість пошкоджень зростає до 14% [219]. При такому способі викопування за рахунок надання коренеплодам значних прискорень у вертикальному напрямку, вони інтенсивно очищуються від домішок грунту.

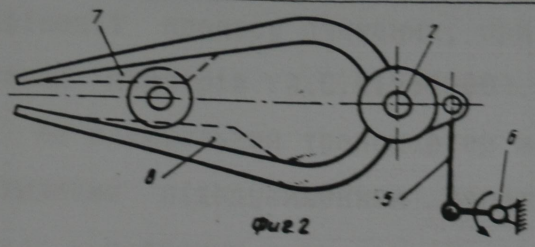
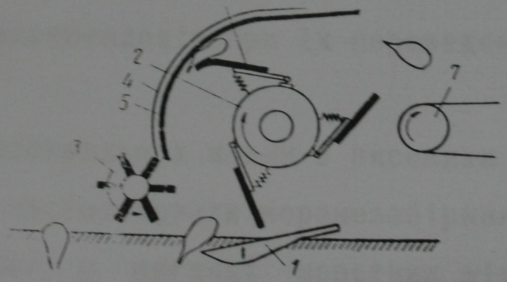
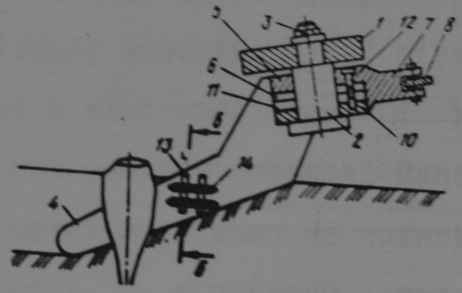
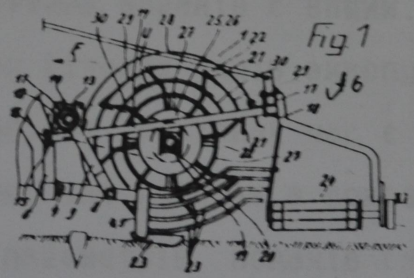
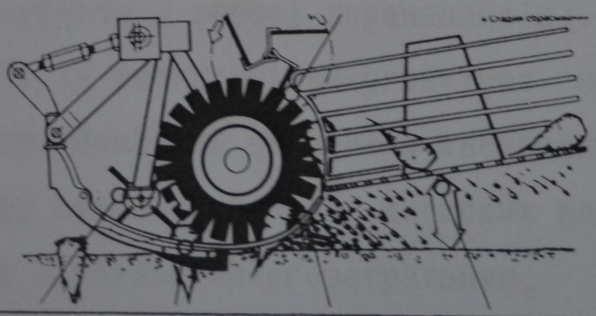
Характерною особливістю коливних копачів є надання двом фігурним пластинам, які встановлені одна відносно одної під кутом розхилу, коливних рухів в повздовжньому і поперечному напрямках.

Конструктивні схеми типових коливних копачів приведені в таблиці 1.3.

Для покращення подрібнення землі на лопатках копача виконані похилі приливи 7 і 8 (А.С.N 1521342) або розрихлювачі грунту 14 (А.С.N 1287768). При поступальному переміщенні робочого органу шар грунту з коренеплодами охоплюється з двох боків, а зміщені один відносно одного приливи, або розрихлювачі,

Таблиця 1.3

Конструктивні схеми вібраційних копачів

Назва	Схема	Джерело інформації
Віброкопач з боковими коливними рухами	 Фиг 2	А.С. СРСР N 1521342
Віброкопач з бітерною системою завантаження коренеплодів		А.С. СРСР N 1584800
Віброкопач з розрихлювачем на лопатці		А.С. СРСР N 1287768
Віброкопач з ротаційно-прутковою системою завантаження коренів	 Fig 1	Патент ФРН N 2618570
Віброкопач з ротаційною дисково-еластичною системою завантаження коренеплодів		Віброкопач системи "Rotalift" фірми "Stoll" ФРН

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 пристрій (А.С.N1584800), який забезпечує подачу буряків на приймальний транспортер за допомогою бітерного валу з еластичними підпружиненими лопатками. Однак, обертання бітерного валу в напрямку руху машини призводить до зменшення пошкоджень коренеплодів при їх переведенні на транспортер.

При роботі коренезбиральних машин з високими поступальними швидкостями доцільно застосовувати коренезабірники (Патент ФРН N2618570), які виконані у вигляді жорстких фігурних шприх і ефективно завантажують коренеплоди на поперечний транспортер. У копачі "Rotalift" причіпного комбайна 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 коренів є вищим.

З проведеного аналізу відомих типів викопувальних пристроїв можна зробити висновок, що на даний час є не вирішеним основне технічне протиріччя, яке полягає в покращенні, з однієї сторони, функціональних параметрів копачів (зменшення втрат, пошкоджень та вмісту грунту у воросі коренеплодів), а з іншої - спрощенні конструкції та зменшенні енерговитрат на виконання технологічного процесу. Проблема зменшення енерговитрат при викопуванні є особливо актуальною для дискових копачів, які є універсальними, однак найбільш енергозатратними.

1.4. Аналіз очисників коренеплодів

В технологічному процесі збирання цукрових буряків наступною операцією після викопування є очищення (сепарація) коренеплодів від грунту та рослинних залишків та подача їх на повздовжні елеватори. Конструктивна різноманітність таких робочих органів є невеликою і 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 рівнонаправлене навивання спіралей, що забезпечує розведення вороху коренеплодів по периферії очисного пристрою. Друга частина відрізняється від першої лише оберненим напрямком навивання спіралей і зводить потік в зону повздовжнього елеватора. 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, РКС-6 (Україна), KR6II ("Klene", ФРН) та ін.

Повздовжні шнекові сепаратори забезпечують очищення і транспортування коренеплодів в напрямку осі обертання і характеризуються протилежним напрямком навивання 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 землі та рослинних залишків. Однак при роботі бурякозбиральної машини на вологих грунтах (вологість > 24%) шнеки залипають землею, що призводить до підвищеного пошкодження коренеплодів і зменшення ступеня їх очищення.

При збільшенні часу перебування в робочому руслі ступінь сепарації коренеплодів підвищується, але одночасно збільшується ймовірність їх пошкодження. Тому ступінь агресивності шнеків визначається висотою і частотою навивання рифів, і час перебування на них вороху коренеплодів обмежується [219].

Типові конструктивні схеми робочих органів гвинтових сепараторів зображені в таблиці 1.4.

З метою самоочищення спіралей від налипання землі, а також підвищення інтенсивності обертання коренеплодів при їх сепарації розроблений шнековий очисник (А.С.N 1685292), який виконаний у вигляді привідного валу 1 із закріпленими по боках торцевими дисками 2. На дисках встановлені вальці 3 кінематично зв'язані з привідним валом за допомогою внутрішніх і зовнішніх зубчатих зачеплень. В роботі вальці отримують складний обертовий рух, що активізує процес сепарації коренеплодів.

Дана схема робочого органу очисника є як конструктивно, так і технологічно складною, а відкриті зубчаті передачі при роботі в агресивних 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 обертовий рух окремими механізмами, причому частота їх обертання є різною (Патент ФРН N2239783).

Для демпфування ударних взаємодій, гвинтову спіраль можна встановлювати з зазором по відношенні до очисного валу і кон-

функцій очищення і транспортування, задовільна якість сепарації коренеплодів від землі та рослинних залишків. Однак при роботі бурякозбиральної машини на вологих грунтах (вологість > 24%) шнеки залипають землею, що призводить до підвищеного пошкодження коренеплодів і зменшення ступеня їх очищення.

При збільшенні часу перебування в робочому руслі ступінь сепарації коренеплодів підвищується, але одночасно збільшується ймовірність їх пошкодження. Тому ступінь агресивності шнеків визначається висотою і частотою навивання рифів, і час перебування на них вороху коренеплодів обмежується [219].

Типові конструктивні схеми робочих органів гвинтових сепараторів зображені в таблиці 1.4.

З метою самоочищення спіралей від налипання землі, а також підвищення інтенсивності обертання коренеплодів при їх сепарації розроблений шнековий очисник (А.С.N 1685292), який виконаний у вигляді привідного валу 1 із закріпленими по боках торцевими дисками 2. На дисках встановлені вальці 3 кінематично зв'язані з привідним валом за допомогою внутрішніх і зовнішніх зубчатих зачеплень. В роботі вальці отримують складний обертовий рух, що активізує процес сепарації коренеплодів.

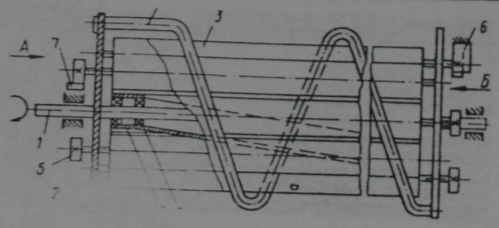
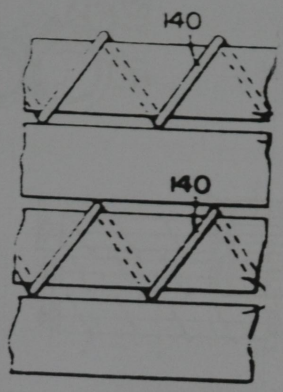
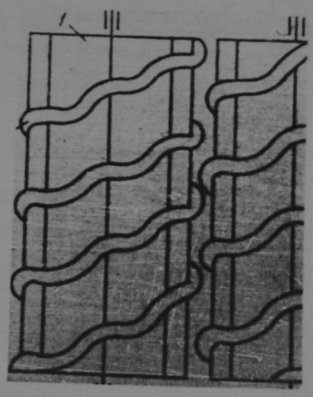
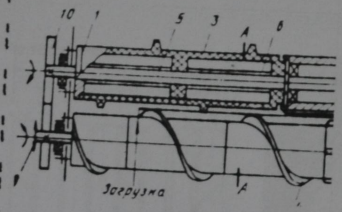
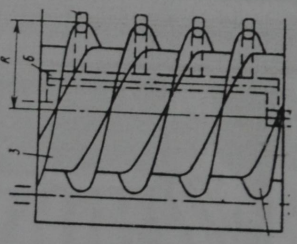
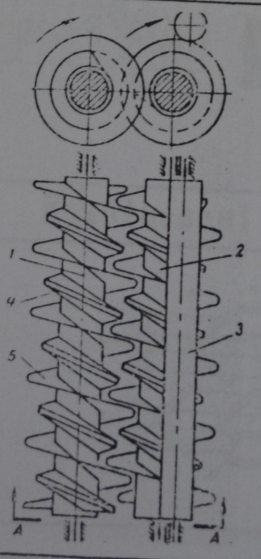
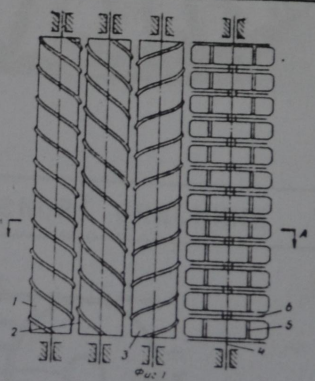
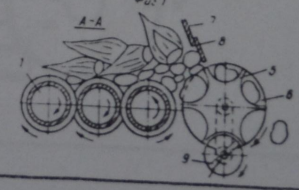
Дана схема робочого органу очисника є як конструктивно, так і технологічно складною, а відкриті зубчаті передачі при роботі в агресивних середовищах - недовговічні.

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 обертовий рух окремими механізмами, причому частота їх обертання є різною (Патент ФРН N2239783).

Для демпфування ударних взаємодій, гвинтову спіраль можна встановлювати з зазором по відношенні до очисного валу і кон-

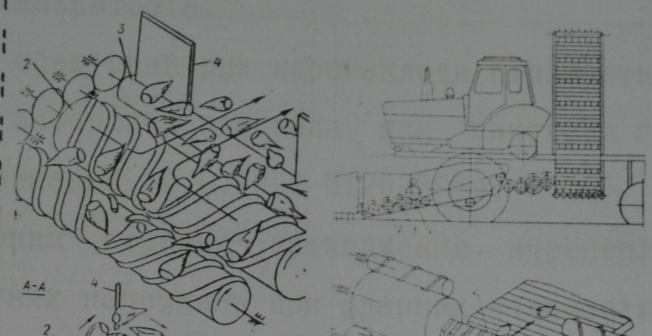
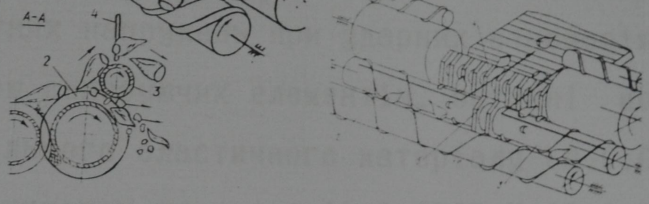
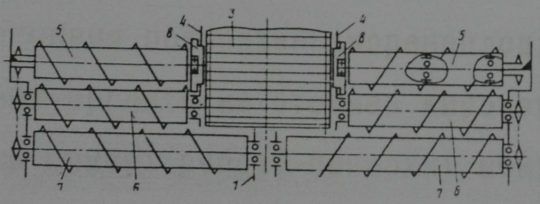
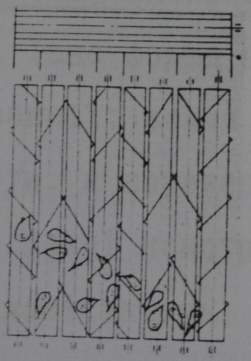
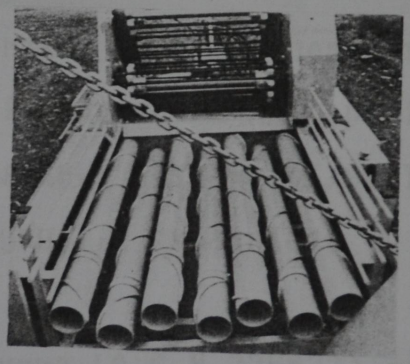
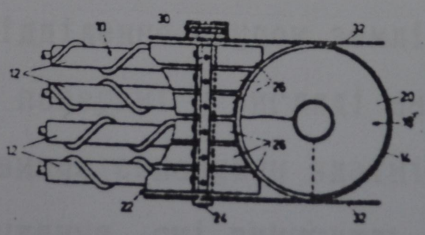
Таблиця 1.4

Конструктивні схеми шнекових очисників

Назва	Схема	Джерело інформації
Шнекові очисники з прутковою несучою поверхнею		
Очисник з активними проміжними вальцями		А.С. СРСР N 1685292
Очисник з суцільною прутковою поверхнею	 	Патент ФРН N 2239783
Очисник з гофрованою прутковою поверхнею		А.С. СРСР N 1202506
Шнекові очисники з еластичною несучою поверхнею		
Очисник з суцільною еластичною поверхнею	 	А.С. СРСР N 1556567
Очисник з перервною еластичною поверхнею		А.С. СРСР N 1653945
Очисники коренеплодів від землі і каміння		
Очисник з двозахідною різновисокою спіраллю	 	А.С. СРСР N 275573
Очисник з відбірним кулачковим валом		А.С. СРСР N 275572

Таблиця 1.4

Конструктивні схеми шнекових очисників

Поперечні шнекові очисники		
Шнековий очисник з пасивними боковими щитками		А.С. СРСР N 321034
Шнековий очисник з активними боковими вальцями		А.С. СРСР N 738547
Шнековий очисник з консольними гвинтовими валами		А.С. СРСР N 1547751
Повздовжні шнекові очисники		
Шнековий очисник з горизонтальними валами		А.С. СРСР N 740182
Шнековий очисник з різновисоким розташуванням валів		Копач фірми "Garford Victor"(Англія)
Комбіновані шнекові очисники		
Шнеково-роторний очисник		Патент ФРН N 2421369

сольно закріплювати (А.С. СРСР N 843826).

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

Додатковий обертовий рух коренеплоди отримують при взаємодії з гвинтовою поверхнею очисника, яка виконана гофрованою по всій довжині навивання (А.С.СРСР N1202506).

Для зменшення ступеня пошкодження коренеплодів шляхом зниження контактних напружень при ударних взаємодіях продукту з робочою поверхнею сепаруючих елементів, останні можуть виконуватись як з суцільного еластичного матеріалу (А.С.СРСРN1556567), так і з окремих гумових накладок (А.С.СРСР N1653945). При суттєвому зменшенні ступеня пошкоджень коренеплодів, такий напрямок виконання робочих органів не отримав широкого застосування в практиці, оскільки гумові робочі поверхні швидко зношуються в процесі експлуатації.

Також відомий гвинтовий сепаратор коренеплодів від землі і гички (А.С.N 275573), активні шнеки якого виконані двозахідними і різної висоти. Така форма витків дозволяє поділяти ворох коренеплодів на фракції: земля і залишки гички переміщаються витками меншої висоти, а коренеплоди - витками більшої висоти. Основним недоліком даної конструкції є складність у виготовленні і висока матеріаломісткість.

Компонувальну схему очисника (А.С.N 275572) доцільно застосовувати лише при збиранні коренеплодів на кам'янистих грунтах, де додаткова сепарація кулачковим вальцем 5 з повздовжніми комірками 6 здійснює відділення грудок землі і каміння.

Виконання робочої поверхні у вигляді набору кулачкових дисків (А.С.N1304772) підвищує сепарувчу здатність очисника, однак високі контактні напруження, які виникають при взаємодії робо-

чих поверхонь з коренями, призводять до їх глибоких пошкоджень.

Типові компонувальні схеми блоку звідних поперечних шнеків представлені в табл.1.4 (продовження). Характерною їх особливістю є розташування в зоні завантаження повздовжнього елеватора обмежувальних пластин або консольних гвинтових валів. В першому випадку (А.С. N321034) при зустрічно направленому 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.N 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.N 740182 і шнековий очисник причіпної коренезбиральної машини фірми "Garford Victor") можуть ефективно застосовуватись на кінцевій стадії доочищення коренеплодів, коли основна маса домішок землі і рослинних залишків вже відсіяна, оскільки вони характеризуються більш високими швидкостями переміщення коренеплодів відносно робочих органів порівняно з поперечними транспортерами.

Подібна конструктивна схема очисного пристрою наведена в Патенті ФРН N 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 землі застосовують кулачкові очисники, які представляють собою набір паралельно розташованих кулачкових валів з одинаковим напрямком обертання. Типова компонувальна схема комбінованого роторно-кулачкового очисника застосована в сепаруючому пристрої коренезбиральної машини "Holmer" (ФРН). Викопані корені подаються на роторний сепаруючий пристрій, звідки поступають на кулачковий очисник для доочищення.

Роторні сепаруючі пристрої знайшли широке застосування при роботі коренезбиральних машин на суглинках та пісчаних грунтах. Конструктивною особливістю таких сепараторів є розташування під кутом 8...12 град. до горизонтальної поверхні роторів, на яких рівномірно по колу, жорстко закріплені радіальні прутки. З метою підвищення транспортуючих властивостей на радіальних прутках з певним кроком закріплюють активізуючі прутки (Табл.1.5, Патент Франції N 26223401), або сепаруючі елементи виконують у вигляді вертикально розташованих спарених прутків (Патент Франції N 2363977). Перший варіант знайшов широке застосування в серійних коренезбиральних машинах західно-європейських фірм, в зв'язку з простотою 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 N 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. N 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 направляючі решітки (Патент Франції N 22168971), а також розташовані по периферії активні консольні шнеки, напрямок подачі продукту яких співпадає з напрямком обертання сепаруючого ротора. Однак введення в компонувальну 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 викопувально-очисних пристроїв бурякозбиральних машин фірм "Herriau", "Moreau", "Mathat" зображені в табл.1.5.

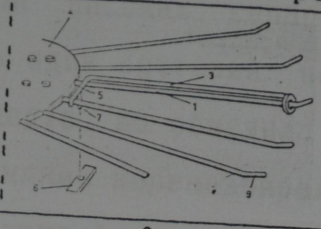
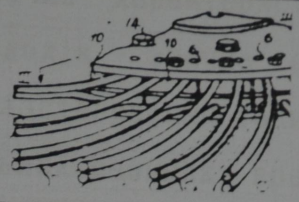
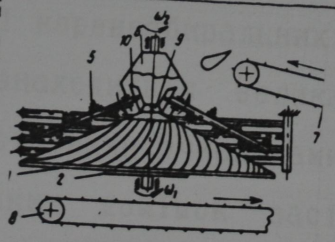
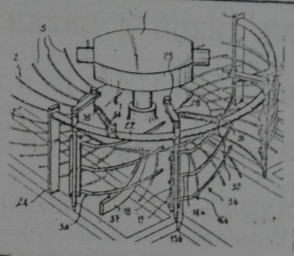
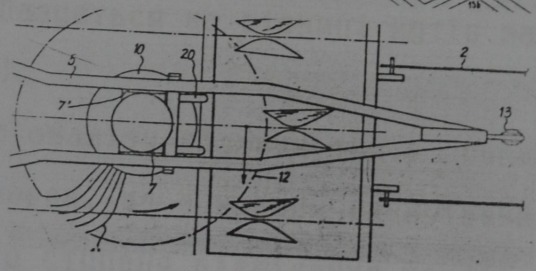
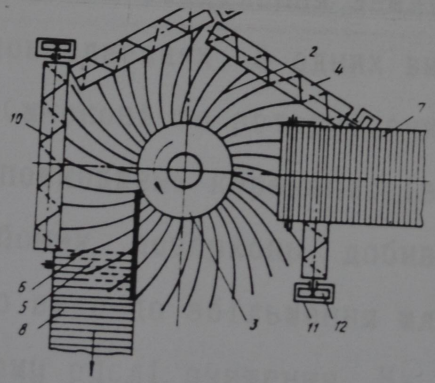
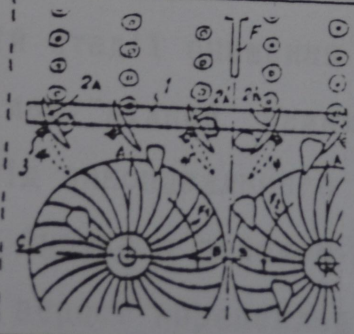
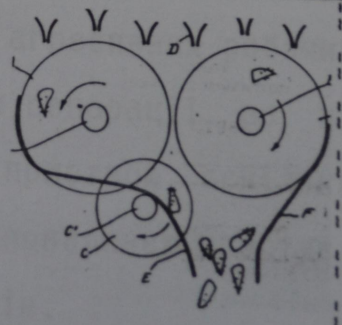
В процесі роботи, встановлені під кутом активні ротори, заглиблюються в землю, підбирають викопані пасивними дисками або віброкопачами коренеплоди і, очищуючи їх від домішок землі, транспортують в зону вивантаження. Сепаруючий ефект в таких пристроях досягається за рахунок просівання землі через решітчату поверхню диска і направляючих бокових решіток, а також під впливом відцентрових сил, що діють на частинки землі.

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

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

Таблиця 1.5

Конструктивні схеми роторних очисників

Назва	Схема	Джерело інформації
Робочі органи роторних очисників		
Однопрутковий ротор		Патент Франції N26223401
Двопрутковий ротор		Патент Франції N2363977
Однороторні очисники		
Очисник з бітерним валом		А.С. СРСР N 1759289
Очисник з вібронаправлячими		Патент Франції N22168971
Однороторний підбирач коренеплодів		Патент Франції N2344212
Очисник з шнековими боковими направлячими		А.С. СРСР N 1724067
Багатороторні очисники		
Двороторний очисник		ЕВП N 0158763
Триороторний очисник		Патент Франції N2344212

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

Однак при високих сепаруючих характеристиках, роторні очисники мають один суттєвий недолік - значна ступінь пошкодження 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 ворості знаходиться велика кількість грудок землі, які шнековими та роторними очисниками не відділяються. Для очищення вороху від таких домішок застосовуються грудкоподрібнювачі, принцип дії яких базується на різниці кутів защімлення грудок і коренеплодів [219].

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 землі у ворості коренеплодів.

1.5. Компонувальні схеми коренезбиральних машин

В розвинутих країнах світу (Німеччині, Франції, Великобританії та ін), культивуючих цукрові буряки в великому об'ємі, поряд з машинами для двофазної валкової технології, найбільш ефективно і широко застосовуються шестирядні самохідні бункерні бурякозбиральні комбайни [162]. За один прохід вони виконують всі операції по видаленню гички, дообрізуванню голівок коренеплодів від її залишків, викопуванню, збиранні буряків в бункери і завантаженню їх в транспортні засоби. При цьому, порівняно з іншими способами збирання, скорочується число проходів по полю, економиться 30-40% палива, зменшується ущільнення грунту ходовими системами і в 3-4 рази знижуються затрати праці механізаторів на одиницю виробленої продукції [111].

Виготовляти комбайни даного типу в останні роки почали ведучі зарубіжні фірми: "Moreau", "Herriau", "Matro" (Франція), "Klein", "Holmer" і "Stol" (Німеччина) та ін. На рис. 1.2 (а,б, в,г) зображені самохідні бурякозбиральні комбайни фірм:"Kleine" (рис.1.2.а), "Moreau" (рис.1.2.б), "WKM" (рис.1.2.в), "Holmer" (рис.1.2.г), основні технічні характеристики яких, та інших подібних машин, представлені в таблиці 1.6.

В основному такі типи комбайнів мають однотипні 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, леміхи, коливні копачі) робочих органів ворох коренеплодів поступає до приймальних шнекових вальців з різносторонньою спіральною навивкою, які забезпечують переміщення їх до центру

ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ САМОХІДНИХ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

Таблиця 1.6

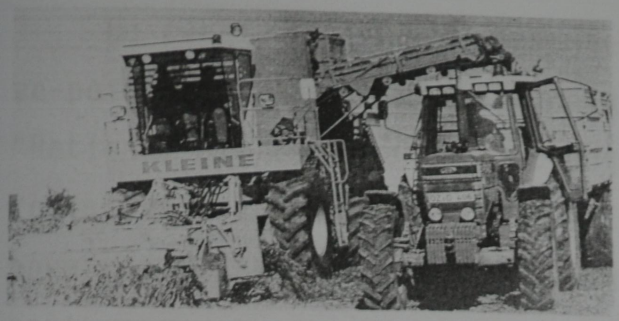
Назва показника	ФІРМИ							
	"HERRIAU"	"MAREAU"	"MATROT"	"SVC"	"KLEINE"	"HOLMER"	"STOLL"	"RIECAM"
Модель	NON STOP	GR-4	M-41	INTEGRAL 3012	SF-10	HOLMER	BETAKING 3000	RBV-300
Потужність двигуна,квт	118	180	180	165	169	242	184	220
Емкість бункера, куб.м	2,8	4	4,5	13	12	24	13	18
Тип викопувальних робочих органів	пасивний диск і леміш віброкопачі				вібролемішні диски			
Тип очисного пристрою	роторний				шнековий	шнеково-роторний	роторний	
Кількість очисників	4	4/5	5	3/4	4/5	4/3	6/3	1
Довжина, мм	11620	11000	10550	11300	10000	11350	10550	12000
Ширина, мм	3870	3350	4000	4150	3800	3900	4000	2200
Висота, мм	3450	3350	3200	3000	3150	3000	3000	3000
Маса, кг	13960	12120	14800	13000	13500	16000	14860	14000

машини. Далі буряки попадають на сепарувчі органи, розташовані між колесами. В якості сепараторів використовуються пруткові вертикальні ротори, кулачкові очисники ("Holmer"), повздовжні і поперечні елеватори. Відокремлені від землі корені підйомним транспортером завантажуються в бункер з рухомим дном об'ємом 3...25 куб.м.

В компонувальній схемі коренезбиральної машини SF-10 фірми "Kleine" (рис.1.2.а) для викопування коренеплодів використовують лемішні та коливні копачі. Сепарація, звуження потоку вороху коренеплодів і вкладання їх у валок здійснюється очисним пристроєм, який складається з чотирьох валків зі спіральною навивкою, з подальшою передачею коренеплодів на роторний сепаратор.

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 домішок грунту та рослинних залишків в таких машинах здійснюється прутковими роторними робочими органами, з подальшою передачею їх на поперечні транспортери, які завантажують бункери відповідно з ємкістю: "Gilles" - (RB 200 - 22 куб.м; RB 300 - 30 куб.м) і "De Wulf" - (R 600T - 10т; R 800T - 20т) (рис.1.2.д).

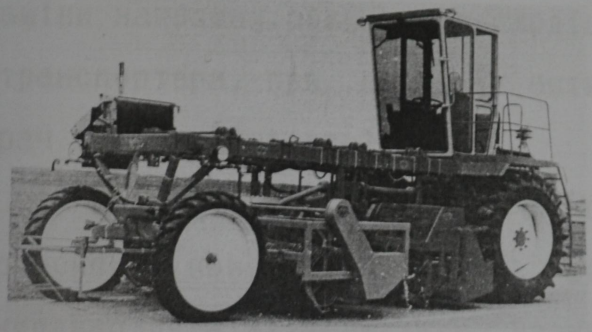
Незважаючи на подібність конструктивних схем машин, найбільш цікавими є блочно-модульні навантажувачі фірми "Gilles". Навантажувач RB- 200 (рис.1.2.е) сам підбирає корені з валків (10-15 га в день), відвозить їх на край поля і утворює тимчасові купи коренеплодів висотою до 3...3,5 м. Вивантаження здійснюється за 15 с. Всі колеса привідні, оснащенні широкопрофільними шинами. Завдяки невеликому тиску на грунт машина добре працює навіть в умовах високої вологості. Після завершення зби-



а



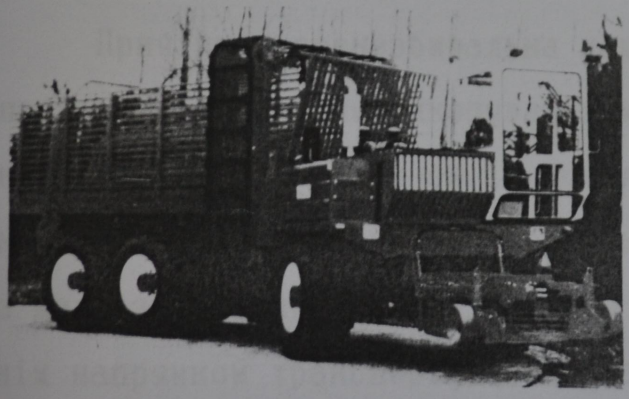
б



в



г



д



е

Рис.І.2. СамохІдні бурякозбиральні комбайни та пІдбирачі

рання цукрових буряків енергомодулі звільняються і можуть використовуватись для перевезень вантажів на інших роботах, що значно підвищує їх техніко-економічні показники.

На рис.1.3 (а,б,д,е) зображені компонувальні схеми прутково-роторних підбирачів відповідно фірм "Thyregod", "Stoll", "Rational" і "Bleinroth". Застосування системи роторних сепараторів, як паказала практика, є особливо ефективним, оскільки вони характеризуються найбільшими очисними властивостями. Однак дані типи сепараторів суттєво пошкоджують коренеплоди і потребують їх швидкої переробки на цукрових заводах.

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

На рис.1.3.в зображена компонувальна схема викопувально-очисного пристрою "Rotalift" фірми "Stoll" (ФРН). Викопування коренеплодів здійснюється двома парами коливних копачів, а активні гумові коренезабірники подають їх на роторний очисник, який обертається з регульованою частотою в залежності від умов роботи.

Причіпна коренезбиральна машина фірми "Garford Victor" з пасивними дисковими викопувальними робочими органами зображена на рис.1.3.ж. Харатерною її особливістю є те, що викопані коренеплоди, разом з грунтом, 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 в традиційних коренезбиральних машинах, а після їх транспортування підйомним прутковим елеватором. Оригінальним технічним рішенням є застосування безпосередньо перед копачем активних ме-

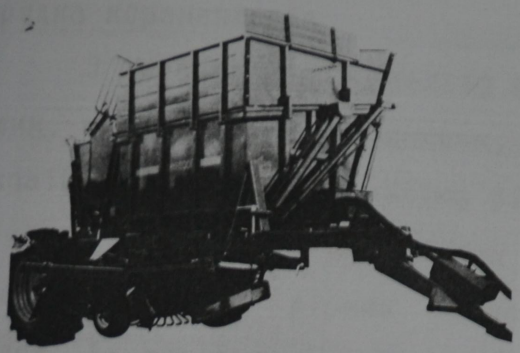
рання цукрових буряків енергомодулі звільняються і можуть використовуватись для перевезень вантажів на інших роботах, що значно підвищує їх техніко-економічні показники.

На рис.1.3 (а,б,д,е) зображені компонувальні схеми прутково-роторних підбирачів відповідно фірм "Thyregod", "Stoll", "Rational" і "Bleinroth". Застосування системи роторних сепараторів, як паказала практика, є особливо ефективним, оскільки вони характеризуються найбільшими очисними властивостями. Однак дані типи сепараторів суттєво пошкоджують коренеплоди і потребують їх швидкої переробки на цукрових заводах.

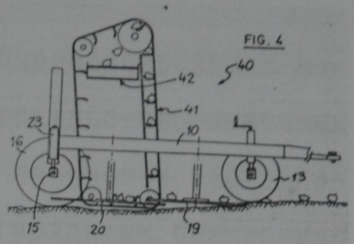
Ротаційні пруткові сепаратори широко застосовуються для зміни напрямку руху коренеплодів з повздовжнього на поперечний транспортери, при цьому їх активно очищуючи (рис.1.3.г, підбирач фірми "Rational").

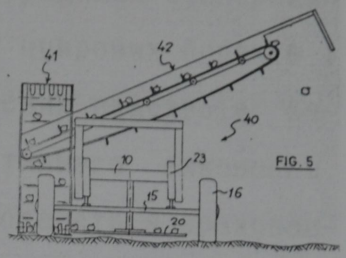
На рис.1.3.в зображена компонувальна схема викопувально-очисного пристрою "Rotalift" фірми "Stoll" (ФРН). Викопування коренеплодів здійснюється двома парами коливних копачів, а активні гумові коренезабірники подають їх на роторний очисник, який обертається з регульованою частотою в залежності від умов роботи.

Причіпна коренезбиральна машина фірми "Garford Victor" з пасивними дисковими викопувальними робочими органами зображена на рис.1.3.ж. Харатерною її особливістю є те, що викопані коренеплоди, разом з грунтом, 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 в традиційних коренезбиральних машинах, а після їх транспортування підйомним прутковим елеватором. Оригінальним технічним рішенням є застосування безпосередньо перед копачем активних ме-

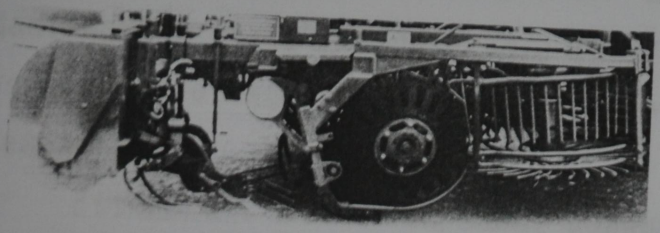


а

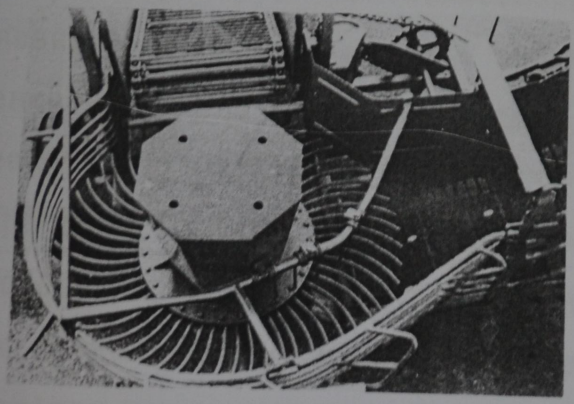




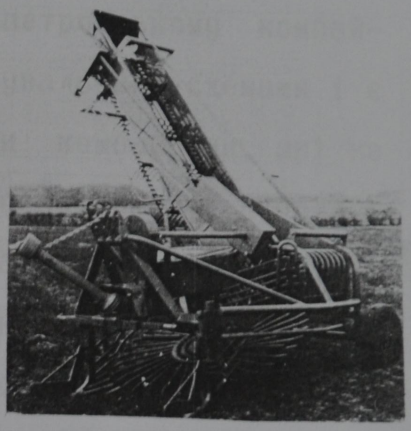
б



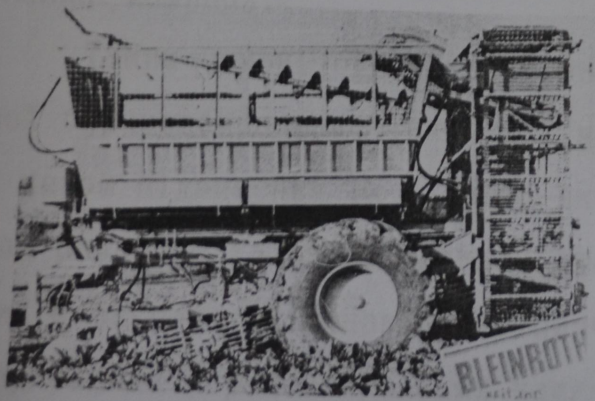
в



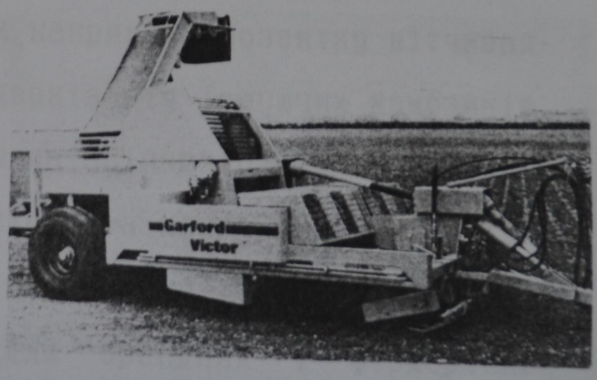
г



д



е



ж

Рис.І.3 ПричІпнІ коренезбиральнІ машини та пІдбирачІ

талевих дискових очисників, з автономним копіюванням кожного рядка коренеплодів.

З проведеного аналізу відомих типів бурякозбиральних машин, можна зробити висновок, що на ринку західно-європейських країн пропонується техніка різного типажу, починаючи від однорядних причіпних і закінчуючи потужними шестирядними бункерними комбайнами, для різних технологій збирання цукрових буряків і площ їх вирощування. Схеми викопувально-очисних пристроїв характеризуються широким спектром їх конструктивного виконання. Дані машини можуть задовільнити вимоги господарств з врахуванням грунтово-кліматичних умов, площ вирощування та збирання коренеплодів.

Вітчизняні коренезбиральні машини, які в СНД монопольно виготовлялись на Тернопільському та Дніпропетровському комбайнових заводах подібні між собою за компонувальними схемами і є енерговитратними шестирядними самохідними комбайнами, які не можуть задовільнити зростаючі вимоги господарств, особливо орендних і фермерських, яким необхідні малогабаритні причіпні коренезбиральні машини. На низькому технічному рівні знаходяться гичкозбиральні машини, процес зрізування гички і доочищення голівок коренеплодів від її залишків розділений в окремих причіпних машинах.

Таким чином, одним з основних напрямків розвитку вітчизняної бурякозбиральної техніки є модернізація існуючих комбайнів, з метою підвищення їх техніко-експлуатаційних параметрів, а також розробка та виготовлення простих за конструкцією і надійних в експлуатації навісних, причіпних, одно-, дво-, три- і чотирирядних коренезбиральних машин для орендних і фермерських господарств, функціональні і експлуатаційні показники яких, відповідали б світовим стандартам.

1.6. Висновки та напрямки проведення досліджень

Виходячи з проведеного аналізу відомих теоретичних і експериментальних досліджень, патентної інформації, протоколів випробовувань коренезбиральних машин можна зробити наступні висновки.

Теоретичні дослідження копачів в основному пов'язані з визначенням їх конструктивних і кінематичних параметрів, які б забезпечували викопування коренеплодів з їх мінімальними пошкодженнями. В той же час, питання перерозподілу енерговитрат між тяговим опором машини і потужністю на привід активних робочих органів не достатньо вивчено. В першу чергу це стосується дискових копачів, які можуть виконувати технологічних процес в широких грунтово-кліматичних умовах, однак є найбільш енерговитратними, в порівнянні з іншими типами копачів. Тому, в дисертаційній роботі представлені результати комплексу теоретичних і експериментальних досліджень направлених на вирішення даної проблеми.

В теоретичних дослідженнях мало уваги приділено питанням зменшенню втрат та пошкоджень коренеплодів, а ступінь їх сепарації здебільш визначається статистичними методами, які можуть адекватно відображати процеси лише для конкретних конструктивних схем робочих органів. Відсутність загальних динамічних моделей сепарації вороху коренеплодів в значній мірі гальмує розвиток бурякозбиральної техніки, оскільки проведення комплексу експериментальних досліджень є надзвичайно тривалим і дорогим, а також не дає цілісної картини яким чином зміна тих чи інших параметрів базових вузлів коренезбиральних машин буде впливати на ступінь сепарації і пошкодження коренів цукрових буряків.

Невирішеним питанням є забезпечення високого ступеня від-

ділення домішок від коренеплодів при їх мінімальних пошкодженнях. В одних випадках процес сепарації вороху є інтенсивним (шнекові та роторні очисники), що призводить до суттєвих пошкоджень коренеплодів, а в інших - виконанням робочих поверхонь еластичними, пошкодження знижуються, однак для забезпечення необхідної сепарації коренів необхідно збільшити шлях і час їх переміщення в технологічному руслі очищення, що веде до зростання габаритних розмірів і металомісткості даних робочих органів. Вирішити дану проблему можна шляхом розробки і дослідження моделей ударної взаємодії системи: коренеплід - робочий орган, з визначенням оптимальних конструктивно-кінематичних параметрів очисників, які б забезпечували високий ступінь сепарації вороху коренеплодів при низькому їх рівні пошкоджень.

Для вирішення поставлених завдань досліджень прийняті наступні наукові гіпотези:

при викопуванні коренеплодів допустимим є використання залежностей, які описують деформацію грунту, як ізотропного суцільного середовища. При цьому, характер зміни напружень по контактних поверхнях залежить від співвідношення пружних та пластичних властивостей грунту, а величина контактних зусиль практично не змінюється при заміні біжучих контактних напружень їх середніми значеннями;

в процесі сепарації коренеплід переміщується у воросі як в дисперсному середовищі з врахуванням зовнішньої контактної дії робочих органів і до нього можна застосувати відповідні диференціальні рівняння руху, які включають сили інерції, виштовхування, приєднану до коренеплодів масу вороху, дисипативні сили, сили миттєвої взаємодії коренеплодів з робочими поверхнями;

пошкодження коренеплодів пов'язано тісним кореляційним зв'язком із ударним контактним навантаженням, а саме з макси-

мальними контактними напруженнями. При цьому, зміна миттєвих ударних навантажень у коренеплоді для швидкостей взасмодії, які не перевищують 5 м/с відповідас умовам пружного (в'язко-пружного) контакту і для даної моделі можливе застосування контактної теорії Герца.

Проблема, яка піднімається і частково вирішується в дисертаційній роботі, полягас в зниженні питомих ресурсозатрат при збиранні коренеплодів цукрових буряків. В загальному випадку, питомі русурсозатрати можуть бути вираженні косфіцієнтом Кр, який визначається з наступної залежності

$$K_P = \frac{P}{З} = \frac{P_n + K_M f[(M-\Delta M);(K-\Delta K);(H+\Delta H)] + C_e f(E_e - \Delta E_e) + C_c f(E_c - \Delta E_c)}{B_n - (T-\Delta T) - (П-\Delta П)}, \quad (1.13)$$

де Р – загальні ресурсозатрати на вирощування, збирання, перевезення і доочищення коренеплодів;

З – маса очищених коренеплодів на цукровому заводі перед їх переробкою;

Рп – ресурсозатрати на вирощування цукрових буряків до їх збирання;

Км – ресурсозатрати, пов'язані з виготовленням та експлуатацією бурякозбиральної машини, які функціонально залежать від: металомісткості машини (М), її конструктивної складності (К), а також коефіцієнту надійності (готовності) (Н), який визначається з відношення часу ефективної роботи машини до часу простоїв, при виникненні відмов.

Се(Ее) – енерговитрати на виконання технологічного процесу коренезбиральною машиною;

Сс(Ес) – ресурсовитрати на транспортування та доочищення коренеплодів перед їх переробкою;

Вп – повний врожай в полі;

Т – втрати коренеплодів, що залишились на полі;

П – втрати коренеплодів від пошкоджень, які включають в себе як незворотні втрати, так і долю коренеплодів, що зігнили в кагатах перед переробкою на цукрових заводах.

Таким чином, в дисертаційній роботі, на основі теоретичних та експериментальних досліджень вирішується коплекс питань пов'язаних із зниженням втрат (ΔТ) та пошкоджень (ΔП) коренеплодів, ресурсовитрат на виговлення бурякозбиральних машин (ΔМ; ΔК), енерговитрат на виконання технологічного процесу машиною та додаткове очищення продукту (ΔЕе; ΔЕс), підвищенням надійності робочих органів (ΔН), що забезпечить зниження питомих ресурсозатрат при збиранні цукрових буряків.

Отже, концепція дисертаційної роботи полягає у виборі науково обгрунтованих шляхів розробки та проектування викопувально-очисних пристроїв, що комплексно вирішують питання покращення вказаних характеристик (ΔТ, ΔП, ΔМ, ΔК, ΔЕе, ΔЕс, ΔН).

РОЗДІЛ 2
ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИСКОВИХ КОПАЧІВ

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 універсальнии і ефективно викопують коренеплоди в широкому діапазоні грунтово-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 [45; 134]. Пасивний диск є дзеркальним відображенням активного відносно осі ОХ. Формалізований опис робочої поверхні диска у власній системі координат можна представити як поверхню сфери, обмежену площиною із утворенням робочої кромки у вигляді кола. Нехай власна система координат диска Oxyz вибрана таким чином, що центр координат розташований в центрі кола утвореного кромкою диска копача. Вісь Oy співпадає з віссю обертання диска, а вісь Ox направлена паралельно землі. Тоді вісь Oz також перетинає кромку

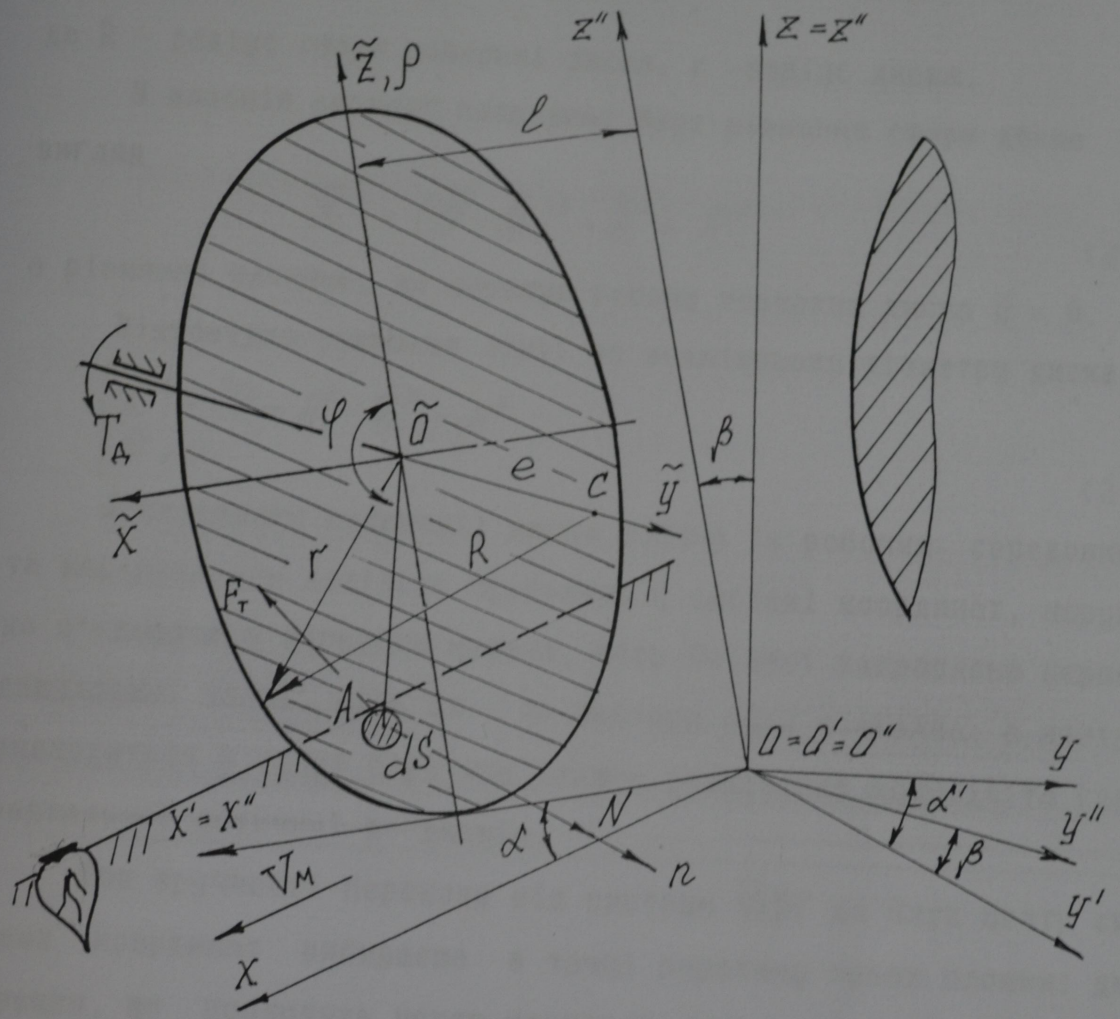


Рис.2.I Схема для визначення конструктивно-силових параметрів дискового копача

диска (тобто коло, утворене зовнішньою кромкою лежить у площині $\tilde{x}\tilde{O}\tilde{z}$), а центр сфери С лежить на осі $\tilde{O}\tilde{y}$ на певній віддалі e від центру координат

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

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

У власній системі координат Oxyz рівняння сфери диска має вигляд

$$\tilde{X}^2 + (\tilde{y} - \tilde{y}_c)^2 + \tilde{Z}^2 = R^2, \qquad (2.1)$$

а рівняння площини, що обмежує робочу поверхню диска $\tilde{y} = 0$.

Відповідно рівняння лінії по зовнішньому діаметру диска

$$\begin{cases} \tilde{X}^2 + \tilde{Z}^2 = R^2 - \tilde{y}_c^2 = r^2 \\ \tilde{y} = 0 \end{cases} \qquad (2.2)$$

Дослідження взаємодії диска копача із робочим середовищем та коренеплодом доцільно проводити у системі координат, нерухомо з'єднаною з корпусом копача, вісь Oz якої направлена перпендикулярно 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 (при початковому вертикальному розташуванні) розвернуті одна відносно одної на кут атаки α і нахилені до горизонту під кутом роз-

валу ($90 - \beta$), 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 $O'x'y'z'$, проворотом 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 $O''x''y''z''$

$$\begin{cases} X'' = \tilde{X} + \ell; \\ Y'' = \tilde{Y}; \\ Z'' = \tilde{Z} + \ell, \end{cases} \qquad (2.3)$$

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 $O'x'y'z'$

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

Відповідно для системи $O'x'y'z'$ і $Oxyz$

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

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

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

При необхідності зворотніх перетворень рівняння зв'язку матиме вигляд

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

Отже, в системі координат копача Oxyz сферична поверхня диска опишеться рівнянням

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

Координати центра сфери C в системі Oxyz запишуться у вигляді

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

Таким чином рівняння (3.1.8) 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

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

В приведених залежностях величини R, r, та ℓ і кути α та задаються конструктивно, причому ℓ задасться 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 |Yк|, до площини Oxz, де |Yк| = C.

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

Дана площина задається нормаллю $\bar{n} = \bar{r}_{O\tilde{y}} \times \bar{r}_{O4} = \sin\bar{i} - \cos\beta\sin\alpha\bar{k}$. Враховуючи, що $\bar{r}_{Oy} = \{0,1,0\}, \bar{r}_{O\tilde{y}} = \{0,1,0\} = \{\cos\beta\times\sin\alpha; \cos\beta\cos\alpha; \sin\beta\}$, то

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

Отже рівняння площини, що проходить через т. O та т. K: $(X-X_{\tilde{o}})\sin\alpha - (Z-Z_{\tilde{o}})\sin\alpha\cos\beta = 0$ або, з врахуванням значень $x_{\tilde{o}}$, $z_{\tilde{o}}$

$$X\sin\alpha - Z\sin\alpha\cos\beta + z\sin\alpha(\sin\beta\sin\alpha + \cos^2\beta) - \frac{\ell}{2}\sin 2\alpha. \qquad (2.12)$$

Відповідно параметр шукається із сумісного рішення рівнянь (2.11) та (2.12), де $y_к = c$, а $x_к, z_к$ та ℓ - невідомі.

Якщо в системі координат Oxyz початкова швидкість вороху,

що попадає на копач рівна 0, і викопуючий робочий орган (тобто система Oxyz) рухається із швидкістю комбайна Vк, то в системі Oxyz початкова швидкість вороху рівна - Vк.

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 $\tilde{O}\rho\varphi$, де вісь $\tilde{O}\rho$ співпадає з віссю Oz, як показано на рис.2.1, тобто площини $\tilde{O}\rho\varphi$ та Oxz співпадають, тоді всі інші точки поверхні диска опишуться параметрами $\rho\varphi$ та $\tilde{y}$, зв'язаними залежностями

$$r = \tilde{y} = \sqrt{R^2 - z^2} - \sqrt{R^2 - \rho^2}. \qquad (2.13)$$

При розгляді деяких енергосилових параметрів процесу викопування, в першому наближенні, можна вважати, що диск розташований в площині $\tilde{O}\tilde{x}\tilde{z}$, 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 грунту можна визначити як добуток середнього тиску на активну площину його дії. Якщо розглянути проекції 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 проекції активних зон Syoz і Sxoz є одинаковими як для сферичного так і для плоского дисків. Сферичність диску суттєво впливає на зусилля його заглиблення, оскільки горизонтальна проеція його активної площі Sxoy більша від аналогічної проеції плоского диску на величину S^c_{xoy}.

Оскільки, питання визначення зусиль заглиблення дисків в даній роботі не ставиться, то для спрощення математичних моделей при визначенні крутного моменту на активному диску перейде-

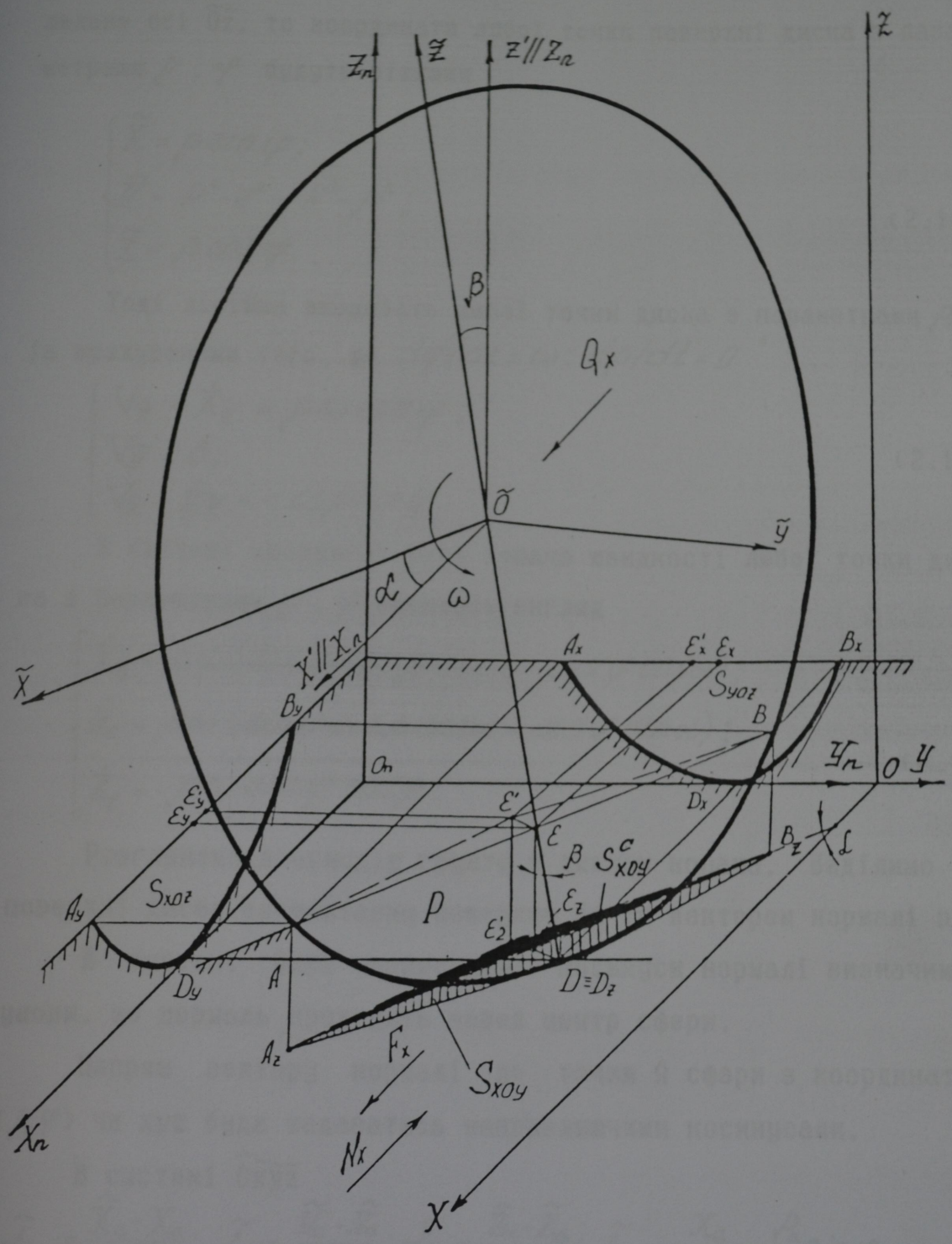


Рис.2.2 Схема для визначення проекцій активних площ сферичного та плоского дисків

мо від розгляду сферичного диску до плоского.

Якщо приймемо, що початкове значення напрямку осі паралельно осі $\tilde{O}\tilde{z}$, то координати любої точки поверхні диска з параметрами ρ, φ будуть рівними

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

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

$$\begin{cases} V_{\tilde{x}} = \dot{X}_{\tilde{t}} = \rho\omega\cos\varphi ; \\ V_{\tilde{y}} = 0; \\ V_{\tilde{z}} = \dot{Z}_{\tilde{t}} = -\omega\rho\sin\varphi. \end{cases} \qquad (2.15)$$

В системі координат Oxyz копача швидкості любої точки диска з параметрами ρ, φ матимуть вигляд

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

Розглянемо взаємодію грунту 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.

Напрям вектору нормалі до точки A сфери з координатами $(\rho;\varphi)$ чи xyz буде задаватись направляючими косинусами.

В системі $\tilde{O}\tilde{x}\tilde{y}\tilde{z}$

$$\tilde{\alpha}_{n1} = \frac{\tilde{X}_c - X_a}{R}; \tilde{\alpha}_{n2} = \frac{\tilde{Y}_c - \tilde{Y}_a}{R}; \tilde{\alpha}_{n3} = \frac{\tilde{Z}_c - \tilde{Z}_a}{R}; \tilde{\alpha}_{n1} = -\frac{X_a}{R} = -\frac{\rho_a}{R}\sin\varphi_a;$$

$$\tilde{\alpha}_{n2} = \frac{\sqrt{R^2 - z^2} - y_a}{R} = \sqrt{1 - \frac{\rho_a^2}{R^2}}; \quad \tilde{\alpha}_{n3} = -\frac{z_a}{R} = -\frac{\rho_a}{R}\cos\varphi_a. \qquad (2.17)$$

В системі Oxyz напрям нормалі до поверхні сфери

$$\alpha_{n1} = (X_c - X_a)/R;$$
$$\alpha_{n2} = (Y_c - Y_a)/R; \qquad (2.18)$$
$$\alpha_{n3} = (Z_c - Z_a)/R.$$

Координати центру $x_c\, y_c\, z_c$ описуємо залежностями (2.9), а точки А – залежностями (2.6) при $\tilde{X} = \tilde{X}_a$; $\tilde{Y} = \tilde{Y}_a$; $\tilde{Z} = \tilde{Z}_a$. Тоді направляючі косинуси нормалі визначаються

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

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

$$dS_{\tilde{x}\tilde{O}\tilde{z}} = \tilde{\alpha}_{n3}\, dS;$$
$$dS_{\tilde{y}\tilde{O}\tilde{z}} = \tilde{\alpha}_{n1}\, dS; \qquad (2.20)$$
$$dS_{\tilde{x}\tilde{O}\tilde{y}} = \tilde{\alpha}_{n2}\, dS,$$

а на координатні площини системи Oxyz

$$dX\,dY = dS_{XOY} = \alpha_{n3}\, dS;$$
$$dS_{YOZ} = \alpha_{n1} dS;\ dS_{XOZ} = \alpha_{n2} dS.$$

На поверхню копачів в точці А 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

$$\bar{N} = \iint\limits_S \rho_{xyz}\, \bar{n}_{xyz}\, dS, \tag{2.21}$$

а її проекції на координатні осі будуть рівні

$$N_x = \alpha_{n_1} N = \iint\limits_S \rho \alpha_{n_1}\, dS = \iint\limits_{S_{yoz}} \rho\, dS_{yoz} = \iint\limits_{S_{yoz}} \rho\, dy\, dz;$$

$$N_y = \alpha_{n_2} N = \iint\limits_{S_{xoz}} \rho\, dx\, dz; \tag{2.22}$$

$$N_z = \alpha_{n_3} N \iint\limits_{S_{xoy}} \rho\, dx\, dy.$$

Для плоских дисків їх поверхня співпадає з координатною площиною 0 x z і нормаль до поверхні диска в любій точці має один напрямок із направляючими косинусами

$$\tilde{\alpha}_1 = \tilde{\alpha}_3 = 0; \quad \tilde{\alpha}_2 = 1;$$

$$\alpha_{n_1} = \cos\beta \sin\alpha;$$

$$\alpha_{n_2} = \cos\alpha \cos\beta;$$

$$\alpha_{n_3} = \sin\beta.$$

В цьому випадку рівнодійна нормальних складових буде мати вигляд

$$N = \rho_{cp} S \ , \text{де } \rho_{cp} = \frac{\iint\limits_S \rho\, dS}{S}. \tag{2.23}$$

2.2. Дослідження розподілу контактних напружень при роботі дискових копачів

Згідно результатів, отриманих в попередньому розділі (2.22) і (2.23), для визначення енергосилових параметрів дискових копачів потрібно знайти розподіл контактних напружень по зоні деформації грунту та його середнє значення. В зв'язку із складністю спільного розв'язку рівнянь рівноваги, сумісності деформацій та зв'язку напружень 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 грунту, як ізотропного тіла з опосердкованими 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 елементу змінної товщини (рис.2.4) при рівномірній деформації прийме вигляд [54; 234]

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

де $t = t_{xy}$ – біжуча довжина виділеного шару грунту 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.

Розглянемо процес деформації грунту дисковими копачами

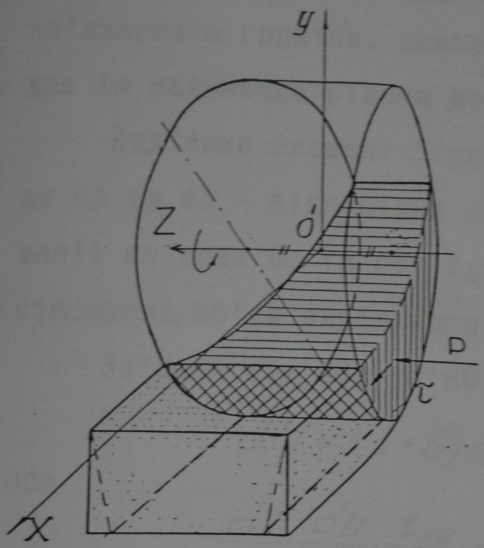


Рис.2.3 Схема взасмодII дискових копачIв з грунтом

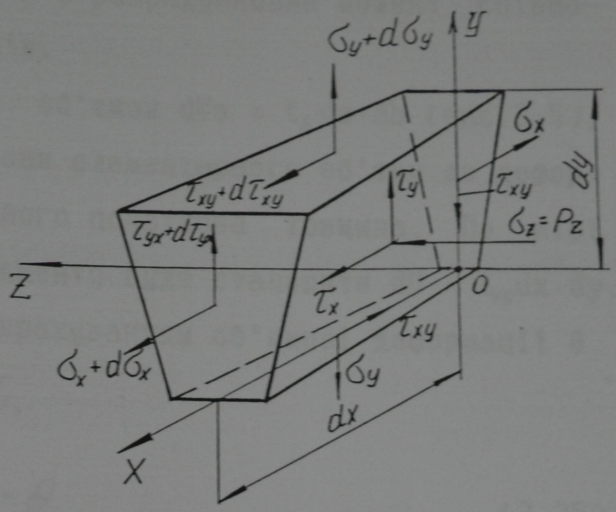


Рис.2.4 Схема напруженого стану елементу грунту змIнноI товщини

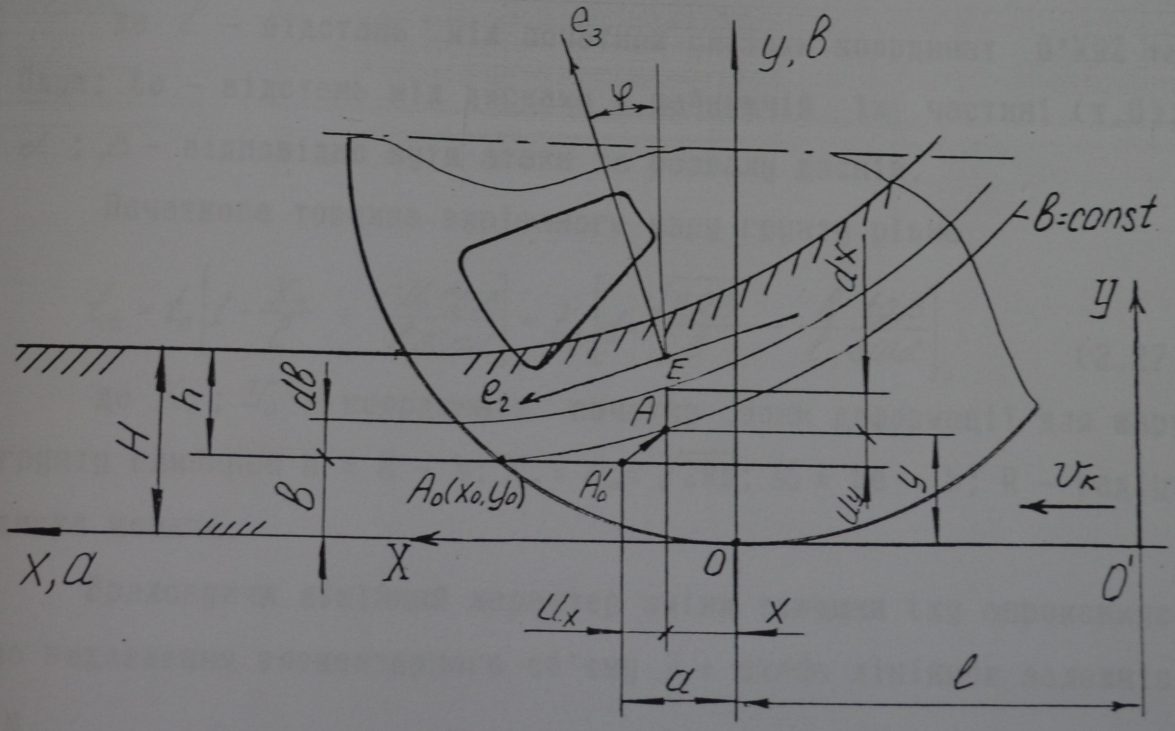


Рис.2.5 Розрахункова схема для визначення деформацII грунту в розхилI копачIв

(рис.2.3) в нерухомій системі координат O'XYZ, прив'язаній до кронштейна диска та в рухомих - декартовій Oxyz і супутній Oab, зв'язаних з грунтом, центр яких в розрахунковий момент співпадає із найнижчим рівнем копачів.

Виділимо елемент грунту об'ємом $dV_o = t_h\,da \cdot db$ (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 стискання, об'єм виділеного елементу буде становити $dV = t_{xy}dx \cdot dy$.

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

$$dV = (1+\theta)dV_o,$$

або

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

Товщина шару грунту між дисками визначається за залежністю [55]

$$t_{xy} = |2z| = 2X\,tg\alpha + \frac{y\,tg\beta}{\cos\alpha} = t_o\left[1+\frac{X}{\ell}+\frac{y\,tg\beta}{\ell\sin\alpha}\right], \qquad (2.26)$$

де ℓ - відстань між початком системи координат O'XYZ та Oxyz; to - відстань між дисками в найнижчій їх частині (т.0); α ; β - відповідно кути атаки та розвалу дисків.

Початкова товщина вирізаного шару грунту рівна

$$t_h = t_o\left[1+\frac{X_o}{\ell}+\frac{y_o\,tg\beta}{\ell\sin\alpha}\right] = t_o\left[1+\frac{\sqrt{2Rb}}{\ell}+\frac{b}{\ell}\frac{tg\beta}{\sin\alpha}\right], \qquad (2.27)$$

де X_o ; y_o - координати початку зони деформації для шару грунту глибиною h = H - b; $X_o = a_o = \sqrt{2Rb}$; y_o = bo = b; R - радіус диска копача.

Враховуючи лінійний характер зміни товщини txy апроксимуємо видовження елементарного об'єму λ = dx/da лінійною залежністю

$$\frac{dx}{da} = 1 + kX_o - kX, \qquad (2.28)$$

де k - коефіцієнт, що визначає ступінь видовження шару грунту.

В загальному випадку коефіцієнт k може змінюватись по глибині пласту, що враховуємо функцією

$$k = C(\delta - b), \tag{2.29}$$

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 $a_o = X_o = \sqrt{2rb}$ отримаємо залежність x = x(a)

$$X = \frac{1 + kX_o - e^{k(X_o - a)}}{k}. \tag{2.30}$$

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

$$\lambda = \frac{dX}{da} = e^{k(X_o - a)}. \tag{2.31}$$

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

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

Визначимо складові кутових переміщень dx/db та dy/da

$$\frac{dX}{db} = \frac{R}{X_o}\left[1 - e^{k(X_o - a)}\right] - \frac{C}{k^2}\left[1 - k(X_o - a)\right]e^{k(X_o - a)}. \tag{2.33}$$

У випадку k = const, із (2.30)

$$\frac{dX}{db} = \frac{R}{X_o}\left[1 - e^{k(X_o - a)}\right]. \tag{2.34}$$

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

$$\frac{dy}{da} = \frac{t_h X_o (1+\theta)}{t_{xy}\left[R\ 1 - e^{k(X_o - a)}\right]}. \tag{2.35}$$

Траєкторія довільної точки грунту в процесі вирізання шару грунту визначається із диференціального рівняння

$$\frac{dy}{dX} = (1+\theta) t_h X_o / \left(t_{xy} R e^{k(X_o - a)}\left[1 - e^{k(X_o - a)}\right]\right). \tag{2.36}$$

Переходячи від супутньої системи координат Oав до декартової Oxy маємо

$$\frac{dy}{dx} = \frac{(1+\theta)X_0 t_k}{k R t_{xy}(X_0 - X)[1 - k(X_0 - X)]} . \qquad (2.37)$$

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

$$\frac{t_k}{t_{xy}} = \frac{\left[1 + \frac{X_0}{\ell}\right]\left[1 + \frac{y_0 tg\beta}{\ell \sin\alpha}\right]}{\left[1 + \frac{X}{\ell}\right]\left[1 + \frac{y tg\beta}{\ell \sin\alpha}\right]} . \qquad (2.38)$$

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

$$\int \frac{y + \frac{\ell\cos\alpha}{tg\beta}}{y_0 + \frac{\ell\cos\alpha}{tg\beta}} dy = \int \frac{(1+\theta)X_0 (1 + X_0)\, dX}{k R (X_0 - X)[1 - k(X_0 - X)](1 + X)} + C . \qquad (2.39)$$

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

$$\varepsilon_x = \partial u_x/\partial a = (\partial X/\partial a) - 1;\ \varepsilon_y = \partial u_y/\partial b = (\partial y/\partial b) - 1;$$
$$\varepsilon_z = (t_{xy}/t_k) - 1;\ \gamma_{xy} = \partial y/\partial a + \partial X/\partial b - 2, \qquad (2.40)$$

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

$$\sigma_1 = 2G\left(\varepsilon_1 + \frac{\nu\theta}{1-\nu}\right);\ \tau_{xy} = G\gamma_{xy} . \qquad (2.41)$$

де G і ν – відповідно модуль зсуву та коефіцієнт Пуассона для грунту.

Для випадку моделі, що розглядається і великих переміщень більш доцільно замість (2.40) використовувати логарифмічні де-

формації $\varepsilon_i = \ln(\partial x_i / \partial a_i)$.

Тоді

$$\varepsilon_x = k(X_0 - a);$$
$$\varepsilon_y = \theta - (X - X_0)/l - tg\beta(Y - Y_0)/l\sin\alpha - k(X_0 - a); \qquad (2.42)$$
$$\varepsilon_z = (X - X_0)/l + tg\beta(Y - Y_0)/l\sin\alpha.$$

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 грунт ущільнюється і в міждисковому просторі більш прийнятна модель Мізеса, для якої існує зв'язок між напруженнями та швидкостями деформації

$$\frac{P - \sigma_x}{\dot\varepsilon_z - \dot\varepsilon_x} = \frac{P - \sigma_y}{\dot\varepsilon_z - \dot\varepsilon_y} = \frac{2\tau_{xy}}{\dot\gamma_{xy}}. \qquad (2.43)$$

При швидкості руху копачів відносно грунту Vк зв'язок системи координат Oab із нерухомою системою O'XYZ

$$a = l - V_к t, \quad \Rightarrow \frac{da}{dt} = -V_к.$$

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

$$\dot\varepsilon_x = -V_к \frac{\partial^2 X}{\partial a^2} = V_к k e^{k(X_0 - a)};$$
$$\dot\varepsilon_y = -V_к \frac{\partial^2 Y}{\partial a \partial b} = \left[V_к k + \frac{t_h}{t_{xy}}\dot\varepsilon_z\right]\frac{t_h}{t_{xy}} e^{-k(X_0 - a)};$$
$$\dot\varepsilon_z = -V_к \frac{\partial(t_{xy}/t_h)}{\partial a} = \frac{-V_к}{t_h}\left[e^{k(X_0 - a)}\frac{1}{l} + \frac{t_h X_0(1+\theta)}{t_{xy}R(1 - e^{k(X_0 - a)})}\frac{tg\beta}{l\sin\alpha}\right]; \qquad (2.44)$$
$$\dot\gamma_{xy} = -V_к\left[\frac{kR}{X_0} e^{k(X_0 - a)} - \frac{t_h X_0 k e^{k(X_0 - a)}}{t_{xy}R(1 - e^{k(X_0 - a)})}\right].$$

Побудована деформаційна модель грунту дозволяє проводити її ефективну перевірку експериментальним шляхом. Так, задаючи змінним a та b супутньої системи координат дискретні значення,

що відповідають параметрам координатної сітки a_n та b_n 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 грунту, 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 (σ_1, σ_2, σ_3) (рис.2.5). Для копачів, у яких обидва привідних диски обертаються з одинаковою кутовою швидкістю w 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_2, σ_3)

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

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

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

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

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

$$X = X_E + e_2\cos\varphi - e_3\sin\varphi;$$
$$Y = Y_E + e_2\sin\varphi + e_3\cos\varphi,$$

де Xe, Ye – координати точки E в системі Oxyz.

Бічуча товщина між копачами в системі Oe e e

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

де te – товщина шару грунту в т.E, ki та k2 – коефіцієнти лінійного полінома

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

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

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

$$\frac{d\sigma_3}{de_3} + \frac{(\sigma_3 - p)k_3}{t_E + k_2 e_2 + k_3 e_3} = 0. \qquad (2.49)$$

Для випадку реалізації Мізеса

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

і розв'язок диференціального рівняння має вигляд

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

де C_σ – постійна інтегрування; σ_s – дійсна границя текучості.

Відповідно закон розподілу контактного напруження в напрямку координати Oe_3 буде наступним

$$p_z = \sigma_3\left[1 + \ln\left(e_3 + \frac{k_2 e_2 + t_E}{k_3}\right) + C_\sigma\right] \qquad (2.52)$$

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 коорди-

наті Oe із граничним значенням на поверхні грунту

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

Для випадку пружної моделі грунту

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

де γ_{xy} визначають за залежностями (2.35), (2.37), (2.40). Аналогічними чином визначаються напруження ρ_z для реологічних моделей із ущільненням та зміцненням.

Аналіз (2.52) показує, що для випадку викопування пасивними копачами контактні напруження на диску будуть розподілятись за логарифмічним законом і їх збільшення в глибину мару 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 відрізнятись від рівномірного при взаємодії з грунтом

$$\rho_z = \frac{\tau_{xy}}{\mu} = \frac{\sigma_S}{2\mu} = \frac{\sigma_{т.о.}}{2\mu}\left(1 + k_n \ln \frac{t_h}{t_{xy}}\right), \qquad (2.54)$$

де kn - коефіцієнт, що враховує зміцнення грунту при ущільненні; $\sigma_{т.о}$ - екстрапольована границя текучості грунту.

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

$$\rho_{cz} = \frac{\rho_{z0} + \rho_{z.min}}{2} = \frac{\sigma_{т.о.}}{2\mu}\left(2 + k_n \ln \frac{t_{H/2}}{2C}\right), \qquad (2.55)$$

де $t_{H/2}$ - початкова товщина мару грунту 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 грунту в розхилі копачів та розподілу контактних напружень визначимо основні енерго-силові параметри при роботі дискових копачів.

Дійсна площа зони контакту грунту з дисками важко піддається розрахунку через те, що ворох піднімається копачами та частково просипається через отвори дисків.

Тому, як розрахункову, приймемо площу заглибленої на величину Δh_o в грунт частини дисків копачів. Це буде сегмент радіусом r та висотою $\Delta h = \Delta h_o / \cos\beta$, площа якого рівна

$$S = \frac{1}{2}\left[r\ell - c(r - \Delta\ell)\right], \qquad (2.56)$$

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

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

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

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

Згідно (2.26) та (2.6) проекція рівнодійної від контактних напружень на осі визначається

$$N_x = 1{,}3\, p_{cp} \cos\beta \sin\alpha \sqrt{2r\Delta h_o^3/\cos^3\beta}\,;$$
$$N_y = 1{,}3\, p_{cp} \cos\alpha \cos\beta \sqrt{2r\Delta h_o^3/\cos^3\beta}\,; \qquad (2.58)$$
$$N_z = 1{,}3\, p_{cp} \sin\beta \sqrt{2r\Delta h_o^3/\cos^3\beta}.$$

При активному робочому диску його поверхня завжди випереджує грунт (Vд > Vм). Тому сили тертя будуть направлені протилежно вектору відносної швидкості точки поверхні копача відносно грунту.

Швидкість вороху, до його підйому у вертикальному напрямку в розхилі копачів, у системі Oxyz

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

Після контакту з дисками проходить об'ємне стискання грунту та його піднімання в руслі копача і |Vo| = |Vt|. Тоді в системі Oxyz:

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

де ξ - текучий кут підйому мару грунту відносно горизонтальної площини.

Відносна швидкість копача буде рівною

$$\begin{aligned} V_{\tilde{x}} &= \tilde{\dot{X}}_t - \tilde{\dot{X}}_{tp} = \rho\omega\cos\varphi + V_k\cos\xi; \\ V_{\tilde{z}} &= \tilde{\dot{Z}}_t - \tilde{\dot{Z}}_{tp} = -\rho\omega\sin\varphi - V_k\sin\xi. \end{aligned} \qquad (2.61)$$

Відповідно дотичні напруження від сил тертя для довільної точки зони деформації з координатами $\rho(\tilde{X};\tilde{Z})$; $\varphi(\tilde{X};\tilde{Z})$ визначаються

$$\begin{aligned} \tilde{\tau}_x &= -\frac{\mu\rho V_{\tilde{x}}}{V_o}; \\ \tilde{\tau}_z &= -\frac{\mu\rho V_{\tilde{x}}}{V_o}, \end{aligned} \qquad (2.62)$$

де $V_o = \sqrt{V_{\tilde{x}}^2 + V_{\tilde{z}}^2}$ - абсолютна величина швидкості довільної точки A $(\tilde{X}, \tilde{Y}_1)$ відносно грунту; μ - коефіцієнт тертя копача

до грунту.

Тоді

$$\tilde{\tau}_x = -\frac{\mu p(\omega\rho\cos\varphi + V_k\cos\alpha)}{\sqrt{(\rho^2\omega^2 + V_k^2 + 2\rho\omega V_k\cos(\varphi+\alpha))}};$$
$$\tilde{\tau}_z = -\frac{\mu p(\omega\rho\sin\varphi + V_k\sin\alpha)}{\sqrt{(\rho^2\omega^2 + V_k^2 + 2\rho\omega V_k\cos(\varphi+\alpha)}}. \qquad (2.63)$$

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

$$\tilde{\tau}_x \approx -\mu p\cos\varphi;$$
$$\tilde{\tau}_z \approx \mu p\sin\varphi. \qquad (2.64)$$

Відповідно в системі координат $\tilde{O}\tilde{x}\tilde{y}\tilde{z}$ проекції зусилля тертя $\tilde{F}x$ та $\tilde{F}z$ будуть рівні

$$\tilde{F}_x = \iint_S \tilde{\tau}_x dS = -\mu p \iint_S \cos\varphi\rho d\rho d\varphi =$$
$$= -\mu p \int_{\varphi}^{2\pi-\varphi}\cos\varphi\left(\int_{\frac{z-\Delta h}{-\cos\varphi}}^{z}\rho d\rho\right)d\varphi = \mu p \times \qquad (2.65)$$
$$\left[z^2\sin\varphi - ((z-\Delta h)/2)^2 \ln\frac{1+\sin\varphi}{1-\sin\varphi}\right] \approx k_c\mu p S_c,$$

де Sc – площа сегмента диска заглибленого в грунт; kc – коефіцієнт, що відрізняє приведену розрахункову площу від площі сегменту, згідно (2.56) kc = 0,975...0,95 при Δh = 0,4...0,8.

Враховуючи (2.57) сила тертя визначається

$$\tilde{F}_x = k_c\cdot 1{,}3\mu p\sqrt{\frac{2z\Delta h_o^3}{\cos^3\beta}} = 1{,}27\mu p\sqrt{\frac{2z\Delta h_o^3}{\cos^3\beta}}. \qquad (2.66)$$

Аналогічно

$$\tilde{F}_z = \iint_S \tilde{\tau}_{\tilde{z}} dS = \mu p\iint\sin\varphi\rho d\rho d\varphi = \qquad (2.67)$$
$$\mu p\int_{\varphi}^{2\pi-\varphi}\sin\varphi\left(\int_{\frac{z-\Delta h}{-\cos\varphi}}^{z}\rho d\rho\right)d\varphi = 0,$$

оскільки напрямок Fz при заглибленні копача протилежний до напрямку Fz при виході копача з грунту.

Враховуючи те, що сили тертя в координатах копача Fx рівні

$$F_x = F_{\tilde{x}} \cos\alpha - F_{\tilde{z}} \sin\alpha = F_{\tilde{x}} \cos\alpha, \qquad (2.68)$$

то у випадку $\omega\rho > V_м$ проекція зусилля тертя в кінцевому вигляді виразиться

$$F_x = k_x \mu P \sqrt{\frac{2 z \Delta h_o^3}{\cos^3\beta}} \cos\alpha, \qquad (2.69)$$

де kx – коефіцієнт приведення, kx = 1,25.

При проведенні теоретичних розрахунків дотичних напружень і сил тертя, які виникають на робочих поверхнях дисків приймалась умова, що Vд > Vм. Однак, одним з основних показників, який впливає на величину даних силових факторів є залежність відношення поступальної швидкості машини Vм до лінійної швидкості периферійної зони диску Vд. Очевидним є те, що при мінімальній швидкості руху машини (Vм → 0), зусилля на обертання робочих органів є також мінімальними і рівні крутному моменту холостого ходу на привід копачів, оскільки відсутня лобова сила і відпорідно сладові тиску на робочі поверхні дисків. При цьому швидкість ковзання периферійної зони диску відносно грунту є максимальною. При поступовому збільшенні Vм швидкість ковзання дисків відносно грунту зменшується, однак починає зростати лобова сила і контактні напруження на поверхні робочого органу.

Незначною буде величина крутного моменту і в тому випадку, коли Vм = Vд, оскільки не відбуватиметься ковзання робочих поверхонь відносно землі, що призведе до падіння дотичних напружень і сил теря на поверхні диску (режим роботи пасивних дискових копачів). В цьому випадку, зміщення викопаного шару грунту

відносно дисків є незначними і спостерігаються лише на участках об'ємної деформації вирізаного клину грунту з коренеплодами.

При цьому, як засвідчують експериментальні дослідження [43; 205], 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 Kv, який апроксимується квадратною залежністю

$$k_v = \frac{V_м}{V_д}\left(1 - \frac{V_м}{V_д}\right). \qquad (2.70)$$

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

$$F_x = k_v\, k_x\, \rho_{ср}\, \mu \sqrt{\frac{2z(\Delta h_0)^3}{\cos^3\beta}}\, \cos\alpha \qquad (2.71)$$

Таким чином в напрямку осі Ox будуть діяти сили N_x та F_x. Нехтуючи складовими від різання грунту, які направлені в основному по осі Oz, запишемо рівняння всіх сил, що діють на копач по осі Ox

$$-2N_x + \eta F_x + Q_x = 0, \qquad (2.72)$$

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

$$2\rho_{ср}\cos\beta\sin\alpha\sqrt{2z(\Delta h_0)^3/\cos^3\beta} + \eta\, k_x k_v \mu \rho_{ср}\cos\alpha\sqrt{2z(\Delta h_0)^3/\cos^3\beta} + Q_x = 0. \qquad (2.73)$$

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

$$Q = p_{cp}\sqrt{2z(\Delta h_o)^3/\cos^3\beta\,(2\cos\beta\sin\alpha - 2k_v k_x \cos\alpha)}. \quad (2.74)$$

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

$$T = F_x \rho_{np} = (V_H/V_A)(1 - V_H/V_A)\, k_x \mu p_{cp} \times$$
$$\sqrt{2z(\Delta h_o)^3/\cos^3\beta}\cdot\cos\alpha\,(z - \Delta h_o/2\cos\beta) + T_o. \quad (2.75)$$

де ρ_{np} – радіус прикладання зусиль тертя Fx, To – 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 зміну величини крутного моменту на їх привід (рис.2.6).

Аналіз даних графічних залежностей показує.

Збільшення кутів атаки α та розвалу β не призводить до суттєвої зміни величини крутного моменту. При аналізі впливу даних факторів інші параметри мали наступні значення (T = f(α) при Vм = 1,5 м/с; Vд = 3 м/с; r = 0,34 м; Δho = 0,1 м; β = 7 град.; μ = 0,3; Pcp = 0,35 МПа; T = f(β) при Vм = 1,5 м/с; Vд = 3 м/с; r = 0,34 м; Δho = 0,08 м; α = 10 град.; μ = 0,3; Pcp = 0,35 МПа).

При збільшенні радіусу диска r крутний момент зростає по лінійній залежності і його абсолютні значення (рис.2.6) дійсні при наступних незмінних величинах інших параметрів: Vм = 1,5 м/с; Vд = 3 м/с; Δho = 0,08 м; α = 10 град.; β = 7 град.; μ = 0,3; Pcp = 0,35 МПа).

При збільшенні глибини копання, у вказаних межах, також

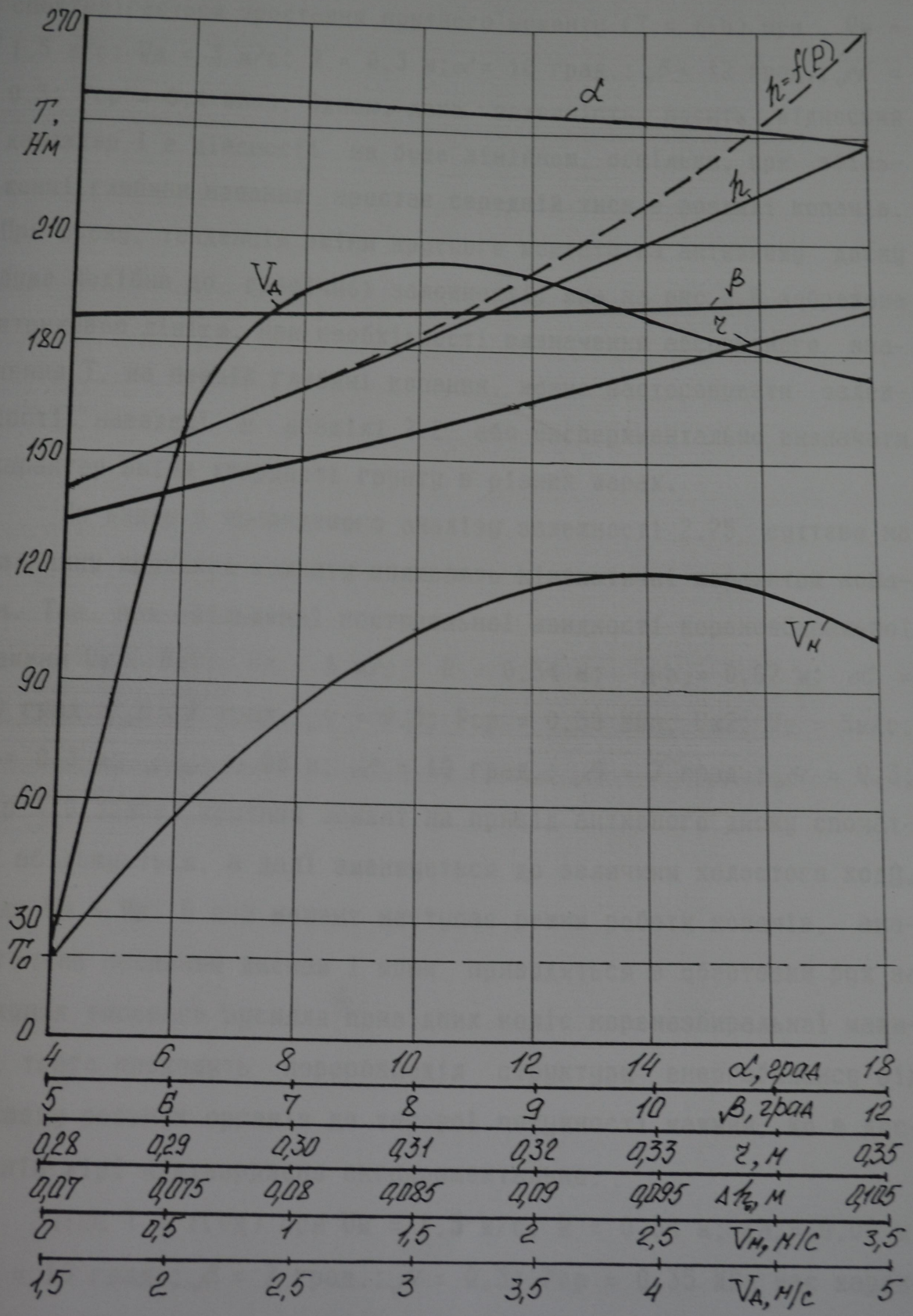


Рис.2.6 Залежності зміни крутного моменту на привід активних дисків від їх конструктивних і кінематичних параметрів

спостерігається зростання крутного моменту (T = f(h) при Vм = 1,5 м/с; Vд = 3 м/с; R = 0,3 м; α = 18 град.; β = 12 град.; μ = 0,3; Pср = 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 грунту 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 Vм (Vм1: Vд = 3 м/с; R = 0,34 м; Δh_o = 0,07 м; α = 10 град.; β = 7 град.; μ = 0,3; Pср = 0,36 МПа; Vм2: Vд = 5м/с; R = 0,3 м; Δh_o = 0,06 м; α = 10 град.; β = 7 град.; μ = 0,3; Pср = 0,35МПа) крутний момент на привід активного диску спочатку збільшується, а далі зменшується до величини холостого ходу, коли Vм = Vд. В цей момент наступає 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(Vд) при Vм = 1,5 м/с; R = 0,34 м; Δh_o = 0,08 м; α = 10 град.; β = 7 град.; μ = 0,3; Pср = 0,35 МПа має характерну особливість, яка заключається в тому, що при досягненні максимуму, аналогічно до попереднього випадку, далі крутний момент плавно спадає при різкому збільшенні Vд.

2.4. Визначення конструктивно-технологічних параметрів копачів з активним вертикальним диском

З метою спрощення приводу дискових копачів, доля вартості і конструктивної складності яких в компоновках викопувально-очисних пристроїв сягає 40...45% [46] запропонована принципово нова ідея розташування активних дисків сусідніх копачів один навпроти одного у вертикальній площині. Принципова та розрахункові схеми даного типу робочого органу зображені на рис.2.7.

Для надійного виконання технологічного процесу таким копачем необхідно, щоб величини зон врізання дисків в землю H_D і найменшого зазору Δ_K між ними відповідали агровимогам: H_D = 150...180 мм; Δ_K = 36...40 мм.

При визначенні взаємозв'язку між конструктивними та технологічними параметрами активного і пасивного дисків, розглянемо схему, зображену на рис.2.7.б. У випадку коли кут атаки α', який утворений шляхом провертання диска відносно власної осі, рівний нулю (граничні значення кутів α' проставлені по периферії схеми) кут розвалу β у проекції на фронтальну площину OXY є максимальним. При провертанні диска, радіусом R, відносно осі OX на певний кут α', умовна точка периферії диска, в проекції на площину OXY, зміститься в сторону його центру на величину Z, яка визначається з умови

$$Z = R\,(1-\cos\alpha'). \qquad (2.76)$$

Таким чином, із збільшенням кута α' відстань K' між диском і вертикальною площиною S-S буде змінюватись за залежністю

$$K' = R\,(1-\cos\alpha')\sin\beta. \qquad (2.77)$$

Співвідношення між абсолютними та бічучими величинами, зображеними на рис.2.7.б, при провертанні диска на кут α' визна-

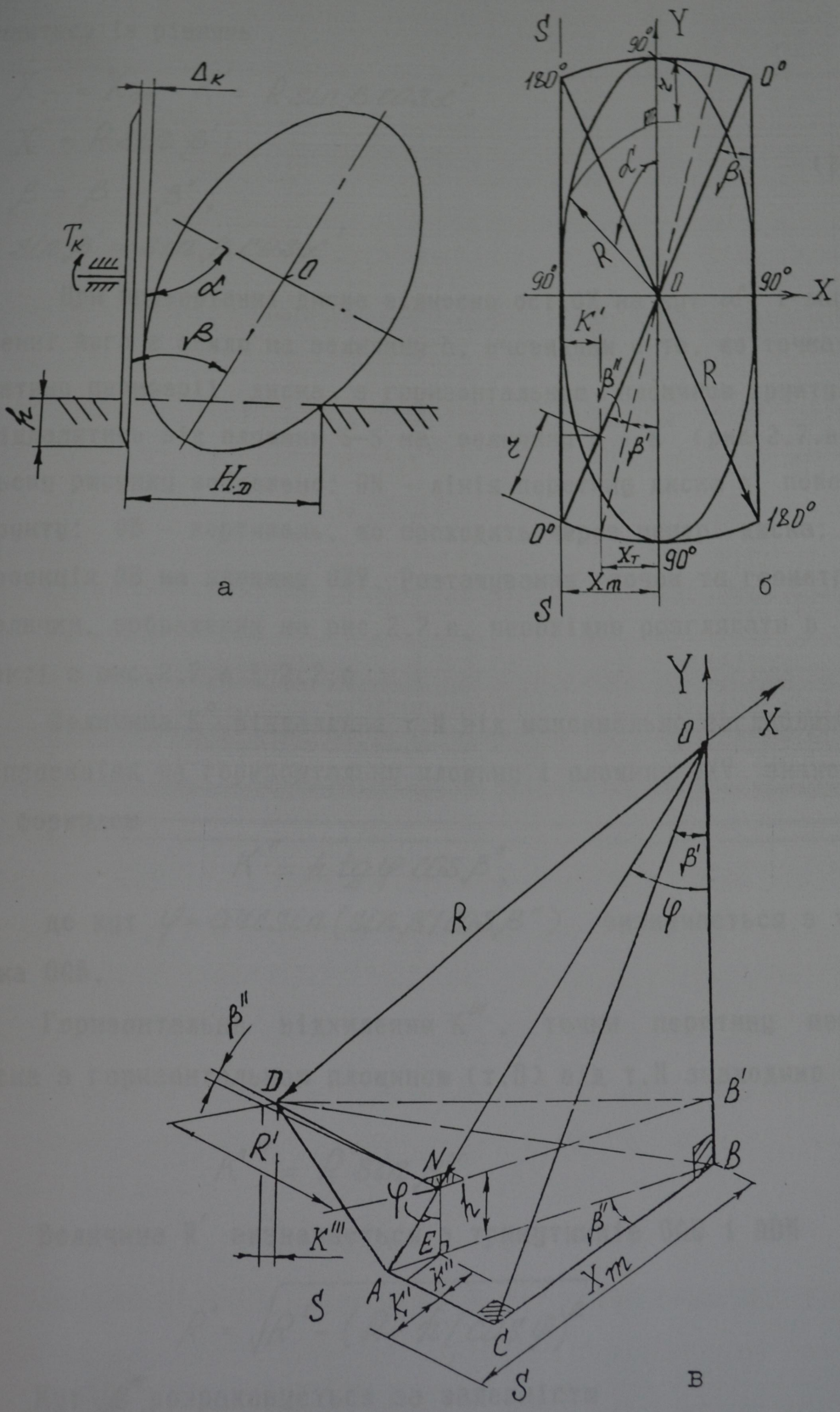


Рис.2.7 Принципова та розрахункові схеми копача з активним вертикальним диском

чаються із рівнянь

$$X_T = X_m - K' = R\sin\beta\cos\alpha';$$
$$X = R\sin\beta';$$
$$\beta = \beta' + \beta'';$$
$$\sin\beta' = \sin\beta\cos\alpha'. \qquad (2.78)$$

При провертанні диска відносно осі OX на кут α' і заглибленні його в землю на величину h, очевидним є те, що точка перетину периферії диска з горизонтальною площиною грунту буде віддалятись від площини S-S на величину $K' + K''$ (рис.2.7.в). На цьому рисунку зображено: DN - лінія перетину диска з поверхнею грунту; OB - вертикаль, що проходить через центр диска; CB - проекція AB на площину OXY. Розташування точок та геометричних величин, зображених на рис.2.7.в, необхідно розглядати в комплексі з рис.2.7.а і 2.7.б.

Величина K'' віддалення т.N від максимально заглибленої т.A в проекціях на горизонтальну площину і площину OXY знаходиться за формулою

$$K'' = h\,tg\varphi\cos\beta'', \qquad (2.79)$$

де кут $\varphi = arcsin(\sin\beta'/\cos\beta'')$ визначається з трикутника OAB.

Горизонтальне відхилення K''', точки перетину периферії диска з горизонтальною площиною (т.D) від т.N знаходимо з умови

$$K''' = R'\sin\beta'''. \qquad (2.80)$$

Величина R' визначається з трикутників OAD і ADN

$$R' = \sqrt{R^2 - (R - h/\cos\varphi)^2}. \qquad (2.81)$$

Кут β''' розраховується за залежністю

$$\beta''' = \beta\sin\alpha. \qquad (2.82)$$

Підставляючи рівняння (2.81) і (2.82) в (2.80) отримаємо

$$K''' = \sqrt{R^2 - (R - h/\cos\varphi)^2}\,\sin(\beta\sin\alpha'). \qquad (2.83)$$

Таким чином, найбільша відстань H_D між лініями перетину заглиблених дисків з поверхнею грунту буде виражатись з умови

$$H_D = K' + K'' + K''' + \Delta_K. \qquad (2.84)$$

Підставляючи в рівняння (2.84) залежності (2.77), (2.79) і (2.83) отримаємо систему рівнянь для визначення H_D

$$\begin{cases} H_D = R(1-\cos\alpha')\sin\beta + h\,\mathrm{tg}\varphi\cos\beta' + \sqrt{R^2 - \left(R - \frac{h}{\cos\varphi}\right)^2}\,\sin(\beta\sin\alpha') + \Delta_K; \\ \varphi = \arcsin(\sin\beta'/\cos\beta''); \\ \beta' = \arcsin(\sin\beta\cos\alpha); \\ \beta = \beta' + \beta''. \end{cases} \qquad (2.85)$$

За результатами розрахунку системи рівнянь (2.85) визначено вплив кожного з конструктивних параметрів на величину зони врізання дисків в землю H_D. Оскільки діаметр викопувальних дисків, виходячи із стандартних величин міжрядь (450 мм), обмежений, а максимальний зазор між дисками в зоні викопування, згідно агровимог не повинен перевищувати 36...40 мм, то величини Δ_K = 40 мм і R = 340 мм приймаємо постійними.

На рис.2.8 зображено графічні залежності величини заглиблення пасивного диску на зону врізання викопувального пристрою, при різних значеннях кутів α' і β. Аналізуючи отримані дані, встановлено, що раціональними можна вважати наступні конструктивно-технологічні параметри копача: α' = 53...57 град.; β = 21°...23°; при h = 55...85 мм.

Система рівнянь 2.85 може бути застосована при пошуку оптимальних параметрів робочих органів, для збирання інших культур, наприклад моркви, столових буряків, при застосуванні даної принципової схеми копача.

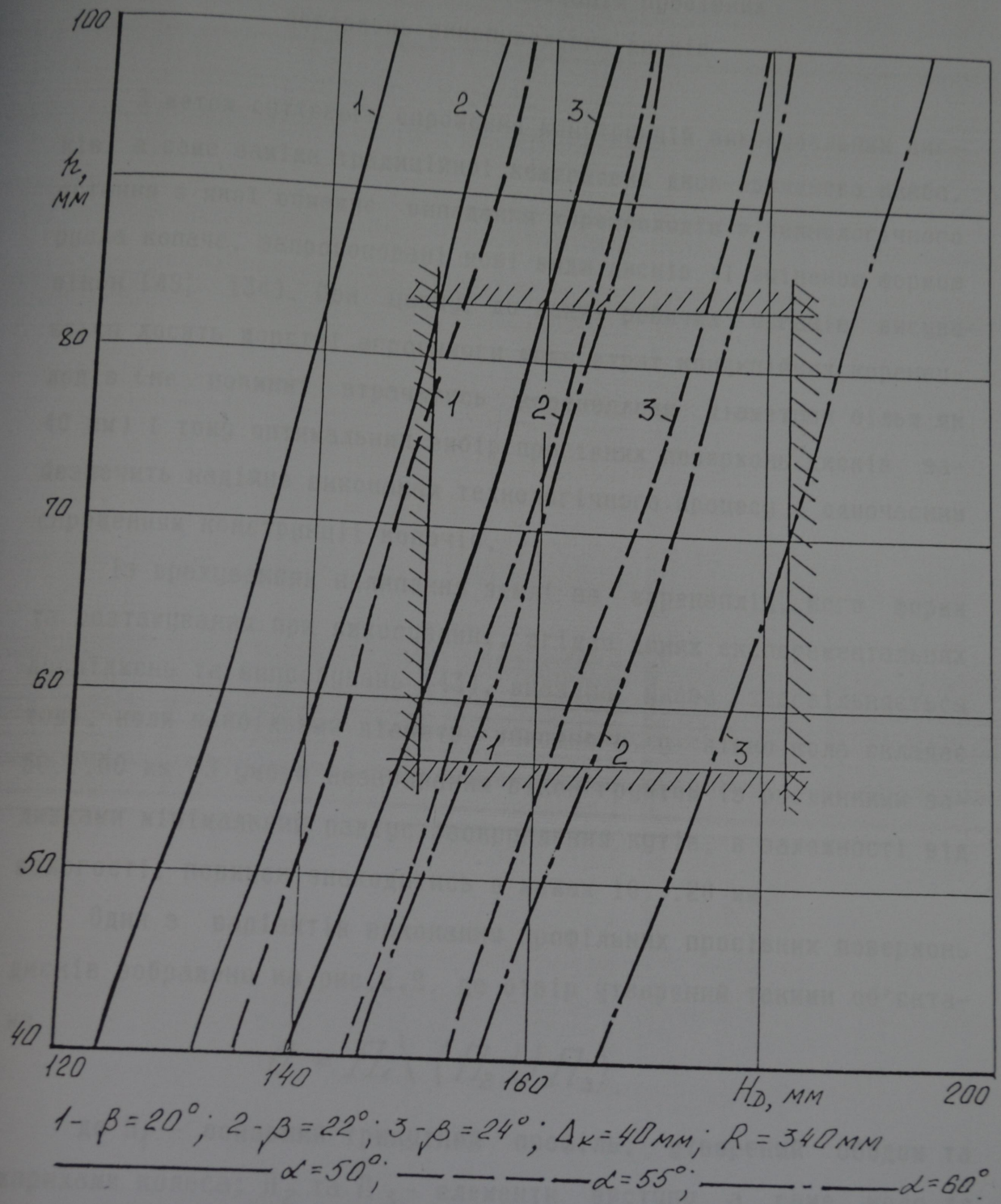


Рис.2.8 Залежності зони врізання копача від величини заглиблення дисків

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 [49; 134]. При цьому, до даних робочих органів висуваються досить жорсткі агровимоги щодо втрат кондиційних коренеплодів (не повинні втрачатись коренеплоди діаметром більш як 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 експерементальних досліджень та випробувань [43], вказана умова задовільняється тоді, коли найбільший діаметр вписаного у вікно кола складає 50...60 мм. З умови незабивання вікон грунтом 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.2.9, 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 Б та його розмірів є оптимізаційною задачею, на яку накладаються ряд обмежень, а саме обмеження по міцності виступу, обмеження по максимально можли-

вому розміру вписаного кола. Не включаючи заокруглень, вікно обмежується такими лініями A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6 (рис.2.9). Коло, вписане в профіль, може контактувати з поверхнею виступу $A_i \in \{A_в\}$ 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

$$A_1: y - \frac{\delta}{2} = 0;\ A_2: y = tg\alpha \cdot x - \frac{\delta}{2\cos\alpha};\ A_3: x^2 + y^2 = R^2, \qquad (2.86)$$

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_1), а центр O системи координат знаходиться в центрі диска.

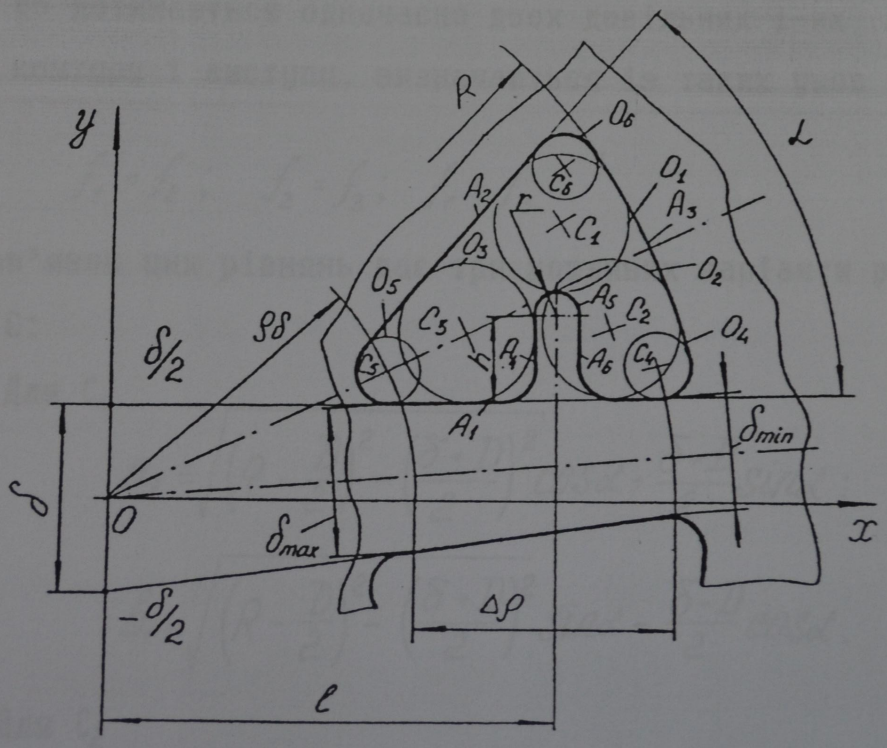


Рис.2.9 Схема до визначення оптимальних параметрів форми вікон

Тоді приведена ширина шприхи δ визначається

$$\delta = \delta_{max} + \frac{\Delta\delta}{\Delta\rho}\rho_\delta, \qquad (2.87)$$

де δ_{max}- максимальна ширина шприхи, точка заміру якої віддалена від центра О 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 (2.87) у вигляді неявних функцій, що утворюють поля одиничного градієнту, із зростанням рівня в глибину вікна

$$f_1 = y - \delta/2; \quad f_2 = x\sin\alpha - y\cos\alpha - \delta/2 = 0; \qquad (2.88)$$

$$f_3 = -\sqrt{x^2 + y^2} + R.$$

Особливістю такого опису є те, що в довільній точці А площини вікна з координатами Ха і Уа значення рівня fi відповідає віддалі від осі до i-ої лінії. Тоді координати центрів вписаних кіл Ci, що дотикаються одночасно двох довільних i-их ліній основного контуру і виступу, визначаються із таких умов

$$f_1 = f_2; \quad f_2 = f_3; \quad f_1 = f_3.$$

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

1. Для C_1

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

$$b_1 = \sqrt{\left(R - \frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{\delta + D}{2}\right)^2}\sin\alpha - \frac{\delta - D}{2}\cos\alpha. \qquad (2.89)$$

2. Для C_2

$$a_2 = x_{C1} = \sqrt{\left(R - \frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{D - \delta}{2}\right)^2}; \; b_2 = y_{C_2} = \frac{\delta + D}{2}. \qquad (2.90)$$

3. Для C_3

$$a_3 = \frac{\delta + D}{2\,tg\frac{\alpha}{\alpha}}\;;\quad b_3 = y_{C3} = \frac{\delta + D}{2}\,. \tag{2.91}$$

Для кіл K_1 та K_2 діаметрами d/2 аналогічно

$$a_4 = X_{C4} = \sqrt{\left(R - \frac{d}{2}\right)^2 - \left(\frac{D+\delta}{2}\right)^2};\; b_4 = \frac{\delta + D}{2}\;; \tag{2.92}$$

та

$$a_5 = \frac{\delta + d}{2\,tg\frac{\alpha}{2}}\;;\; b_5 = \frac{\delta + d}{2}\,, \tag{2.93}$$

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 (т.C_2, C_3) можна було б вписати кола радіусами $d/2 \le \rho \le D/2$.

Отже цільова функція прийме вигляд

$$F_0 = \frac{\pi z^2}{2} + 2zh, \tag{2.94}$$

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

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

$$1.\; B \cap O_2 \neq 0;\; 2.\; B \cap O_3 \neq 0;\; 3.\; B \cap O_4 = 0;$$
$$4.\; B \cap O_5 = 0;\; 5.\; 2z \le C_{ADП};\; 6.\; B \cap O_1 = E, \tag{2.95}$$

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 т.C_1 із виступом B; $C_{доп}$ – мінімальна ширина виступу B з умови непошкодження коренеплоду.

Перші обмеження адекватні нерівностям $f_i \leq 0$, що включають змінні $X_i \in \{\ell, z, h\}$, а останнє – рівності

$$g = \sqrt{(a_1 - \ell)^2 + \left(b_1 - \frac{\delta}{2} - h\right)^2} - \frac{D}{2} - z = 0, \qquad (2.96)$$

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

Позначивши $\ell = x_1$; $r = x_2$; $h = h(x_1, x_2)$ цільову функцію F_o та функції обмеження запишемо у вигляді

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

$$f_1 = -X_1 - X_2 + a_2 - \frac{D}{2} \leq 0;\ f_2 = X_1 - X_2 - a_3 - \frac{D}{2} \leq 0; \qquad (2.97)$$

$$f_3 = X_1 + X_2 - a_4 + \frac{d}{2} \leq 0;\ f_4 = -X_1 + X_2 + a_5 + \frac{d}{2} \leq 0;\ f_5 = -X_2 + \frac{C_{доп}}{2} \leq 0.$$

Шукаємо параметри x_i, що оптимізують функціонал якості при заданих обмеженнях $f_i \leq 0$. Використовуючи умови Куна-Таккера [252] встановлюємо такі множники $U_i \geq 0$; що $u_i f_i = 0$ і $\partial\varphi(X,U)/\partial X = 0$, де $\varphi(X,U) = f_o + \sum_{i=1}^{8} u_i f_i$ – функція Лагранжа

Тоді часткові похідні функції Лагранжа

$$\frac{\partial\varphi(X,U)}{\partial X_1} = \frac{\partial f_o}{\partial X_1} - U_1 + U_2 + U_3 - U_4 = 0; \qquad (2.98)$$

$$\frac{\partial\varphi(X,U)}{\partial X_2} = \frac{\partial f_o}{\partial X_2} - U_1 - U_2 + U_3 + U_4 - U_5 = 0,$$

де

$$\frac{\partial f_o}{\partial X} = \frac{2(a_1 - X_1)X_2}{2\sqrt{\left(\frac{D}{2} + X_2\right)^2 - (a_1 - X_1)^2}}; \quad \frac{\partial f_o}{\partial X_2} > 0. \tag{2.99}$$

В залежності від вихідних даних теоретично можливі 11 варіантів розв'язку системи (2.98), тобто 11 можливих розрахункових схем визначення оптимальних параметрів x_i, що мінімізують Fo 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 (2.98)

$$1.\ U_1 = U_2 = U_3 = U_4 = 0;\ U_5 \leqslant 0;\ \frac{\partial f_o}{\partial X_1} = 0;\ f_5 = 0; \tag{2.100}$$

$$2.\ \frac{\partial f_o}{\partial X_1} < 0;\ U_1 = U_2 = U_4 = 0;\ f_2 = 0;\ f_5 = 0; \tag{2.101}$$

$$3.\ \frac{\partial f_o}{\partial X_1} < 0;\ U_3 = U_4 = U_5 = 0;\ f_1 = 0;\ f_2 = 0. \tag{2.102}$$

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

$$X_1 = \ell = a_1;\quad X_2 = z = \frac{C_{доп}}{2}; \tag{2.103}$$

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

$$X_3 = h = b_1 - \frac{\delta}{2} - \sqrt{\left(\frac{D}{2} + z\right)^2 (a_1 - \ell)^2}. \tag{2.104}$$

Якщо знайдене рішення не задовільняє обмеження $f_2 \leqslant 0$, (2.97) то переходять до розв'язку другого варіанту (2.101),

звідки $$X_1^{\ell} = a_3 + \frac{D}{2} + \frac{C_{доп}}{2}; \; X_2^{z} = \frac{C_{доп}}{2}; \; X_3 = h = h(X_1; X_3). \qquad (2.105)$$

Якщо попередні розв'язки не задовільняють обмеженню $f_i \leqslant 0$ (2.97), то оптимальні параметри x_i визначаються за залежностями

$$X_1 = \frac{a_2 + a_3}{2}; \qquad X_2 = \frac{a_2 - a_3 - D}{2}. \qquad (2.106)$$

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

$$X_1 = \ell_1 = \frac{\delta + D}{2tg\frac{\alpha}{2}} + \frac{D + C_{доп}}{2}; \; z = \frac{C_{доп}}{2}; \; h = h(X_1; X_2) \qquad (2.107)$$

де h - визначається за залежністю (2.104), де координати вписаного кола a, b, визначаються за залежністю (2.89).

У випадку V-подібної форми вікна [162] можливий лише один варіант розташування вписаного кола максимального діаметру. При цьому загальна висота виступу H = h + r визначається за залежністю

$$H = R - \frac{\delta + D}{2\sin\frac{\alpha}{2}}, \qquad (2.108)$$

а товщина виступу - із умови непошкодження коренеплоду

$$C \leqslant C_{доп}. \qquad (2.109)$$

Приведена методика визначення оптимальних розмірів просівних вікон викопувчих дисків грунтується 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 проектуванні робочих органів і технологічних процесів сільськогосподарських машин.

2.6. Висновки

Основним науковим результатом, отриманим в другому розділі є розробка моделі взаємодії робочих органів з грунтом, визначення розподілу контактних напружень на поверхні дисків, встановлення впливу різних факторів на енерговитрати при викопуванні, визначення раціональних конструктивно-технологічних параметрів дисків та їх оптимальних розмірів сепарующих поверхонь.

Встановлено, що характер розподілу контактних напружень на дисках в першу чергу залежить від типу копача (активний, пасивний), фізичного стану грунту і несуттєво від зміни кутів розташування дисків, в межах робочого діапазону (кут атаки α = 6... 14 град; кут розвалу β = 6...12 град).

Найбільш сприятливі умови роботи з точки зору енерговитрат спостерігаються при викопуванні коренеплодів дисковими копачами, де реалізується напружено-деформований стан, близький до чистого зсуву, а напруження близькі до максимальних зсувних τ_o.

Зміна контактних напружень по мірі провертання диску практично залежить від зміни фізико-механічних властивостей грунту при стисканні ($\sigma_в$; $\sigma_т$; τ_o) і несуттєво від напрямку сил тертя по поверхні дисків.

Крутний момент на привід активного диска в значній мірі залежить як від фізико-механічних властивостей грунту і, відповідно розподілу контактних напружень, так і від перерозподілу сил тертя по поверхні копачів, і незначно змінюється від кутів розташування дисків (кутів атаки і розвалу).

Різниця швидкостей руху машини та лінійної швидкості периферії диску є основним фактором, що визначає перерозподіл енерговитрат на привід робочих органів і тягової потужності бурякозбиральної машини.

РОЗДІЛ 3
ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ОЧИСНИКІВ КОРЕНЕПЛОДІВ

3.1. Дослідження динаміки очищення коренеплодів в сепаруючих пристроях

Моделювання процесів очищення коренеплодів має велике значення для етапі проектування сепаруючих пристроїв, оскільки від їх якісного виконання своїх функціональних призначень в значній мірі залежить ступінь пошкодження та забрудненості зібраних коренеплодів. Міцність зв'язку коренеплодів із грунтом оцінюють кількістю енергії E, необхідною для відділення при імпульсивному навантаженні, а відносний вміст грунту на коренеплодах змінюється в залежності від E за експоненціальною залежністю [205].

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

$$\Delta m(t) = \Delta m_0 e^{-\lambda(t-t_0)}, \qquad (3.1)$$

де λ - стаціонарна випадкова функція інтенсивності очищення, математичне очікування якої λ = const,

Δm_0 - маса землі на початковий момент t = to проходження коренеплодів по очиснику.

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

$$m(t) = m_к + \Delta m_o e^{-\lambda t}, \qquad (3.2)$$

де $m_к$ – маса коренеплоду;

$m_к$ та Δm_o – випадкові величини, математичне очікування $\overline{m_к}$ та $\Delta\overline{m_o}$ яких можна описати відповідними регресійними залежностями [205];

m(t) – випадкова затухаюча функція, дисперсія якої з часом наближається до нуля, а математичне очікування до значення $m_к$. Тобто $D(t=0) = D(m_к) + D(\Delta m_o)$, $D(t\to\infty) = D(m_к)$.

Ефективність очищення і, відповідно, параметр λ будемо розглядати, як функцію безрозмірних параметрів π_i у множині значень $\pi_i \in \{\omega\sqrt{r/g}\ ;\ a/g\ ;\ r\varepsilon/g\ ;\ r\,da/g\vartheta_н dt;\ r^2 d\varepsilon/g\vartheta_н dt\}$, які визначають рівень ударної взаємодії при сепарації коренеплодів, де $\omega; a; \varepsilon$ – відповідно кутова швидкість, лінійне та кутове прискорення коренеплоду;

r – величина, що характеризує лінійний розмір (радіус) коренеплоду;

$\vartheta_н$ – швидкість поширення зсувних напружень в грунті, в залежності від його вологості $\vartheta_н$ = 4...14 м/с [205].

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

$$\lambda = -\frac{d(\Delta m_t)}{\Delta m_t dt} = \lambda_1\omega + \lambda_2 a + \lambda_3\varepsilon + \lambda_4\frac{da}{dt} + \lambda_5\frac{d\varepsilon}{dt}\ . \qquad (3.3)$$

При розгляді руху коренеплодів в очиснику приймемо, що їх повздовжнє транспортування здійснюється в напрямку осі OX, вертикальне та поперечне – відповідно OZ та OУ (рис.3.1).

В загальному випадку на коренеплід, що знаходиться у воросі будуть діяти такі сили: розподілені сили від впливу середо-

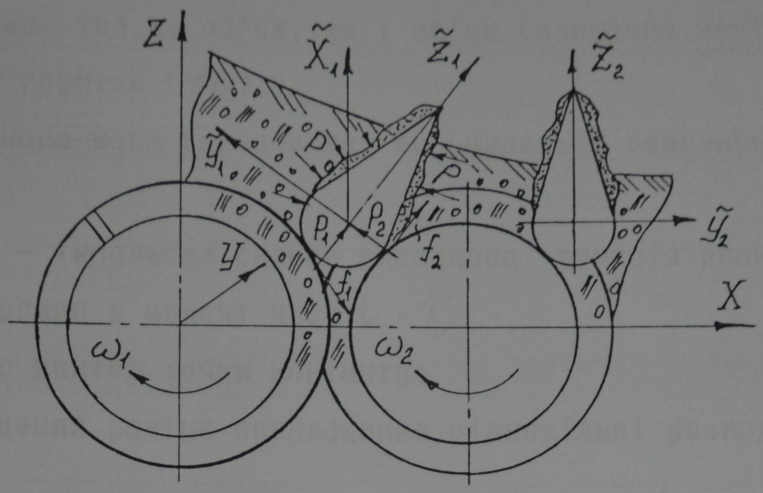


Рис.3.1 Схема до визначення динамічних параметрів процесу очищення коренеплодів

вища (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 Fi від реакції Ni, $\bar{F}i = \mu\bar{N}_i\Delta\bar{V}_i^{ВІД}/|\Delta V_i^{ВІД}|$, де $\Delta\bar{V}_i^{ВІД}$ - відносна швидкість коренеплоду до робочих поверхонь в точці і-го контакту.

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

Аналогічно [36] рівняння руху коренеплоду в середовищі (воросі) із врахуванням змінної маси m_t тіла визначається

$$\frac{d(m_t\bar{V}_k)}{dt}\frac{dm_o(\bar{V}_k-\bar{V}_B)}{dt}-\frac{d(m_B\bar{V}_B)}{dt}+\Phi+\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{k}\left(\bar{n}_i-\mu\frac{\Delta\bar{V}_i}{\Delta V_i}\right)N_i(t-\tau_j)=0; \tag{3.4}$$

$$\sum_{i=1}^{n}\left[\sum_{j=1}^{k}\left(\bar{n}-\mu\frac{\Delta\bar{V}}{\Delta V}\right)N_i(t-\tau_j)\right]\bar{r}_j+\bar{M}_B+\bar{\Phi}\bar{e}_{пр}-\bar{L}_o^e,$$

де $\bar{V}_к$ і $\bar{V}_в$ - відповідно вектори швидкості коренеплоду та вороху, що займає той же об'єм, що і об'єм (занурена частина) коренеплоду із грунтом (m_t);

m_o - приєднана маса середовища, що рухається одночасно із коренеплодом;

$N_S(t - \tau_j)$ - імпульсна силова випадкова функція реакції і-того робочого органу в момент часу $t = \tau_j$;

$\bar{r}_i$ - радіус вектор точки контакту;

$\bar{r}_{пр}$ - приведений радіус прикладання рівнодійної розподілених сил Ф;

$\bar{L}_o^e$ - векторна сума моментів зовнішніх сил;

Мв - момент від зміщення рівнодійної Рв контактного тиску р.

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

$$\begin{aligned}
&\frac{d(\dot{J}_x \omega_x)}{dt} + (\dot{J}_z - \dot{J}_y)\,\omega_y \omega_z = L_x^e;\\
&\frac{d(\dot{J}_y \omega_y)}{dt} + (\dot{J}_x - \dot{J}_z)\,\omega_z \omega_x = L_y^e;\\
&\frac{d(\dot{J}_z \omega_z)}{dt} + (\dot{J}_y - \dot{J}_x)\,\omega_x \omega_y = L_z^e,
\end{aligned} \qquad (3.5)$$

де Іх, Іу та Іz - моменти інерції відносно головних осей.

Враховуючи те, що при ударі повороти коренеплоду відносно власних поперечних осей ОХ та ОУ гасяться перерозподілом контактного тиску по поверхні коренеплоду (моментом Мх), то значення ω_x та ω_y значно менші кутового повороту ω_z, який завдяки симетрії коренеплоду не зв'язаний з переносом вороху. Тому і приймаємо $\omega_x = \omega_y = 0$ і рівняння (3.5) приводимо до вигляду

$$\frac{d(\dot{J}_z \omega_z)}{dt} = L_z^e. \qquad (3.6)$$

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

$$J_{tz} = J_{kz} + \Delta m_o e^{-\lambda t} \rho_{np}^2, \qquad (3.7)$$

де ρ_{np} – приведений радіус інерції налиплої землі, що змінюється в процесі очищення. Таку зміну в першому наближенні можна апроксимувати залежністю

$$\rho_{np} = (a + b e^{-\lambda t/2}) r, \qquad (3.8)$$

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

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

$$C_1(t) = \frac{V_в}{V_к} = \frac{m_в \gamma_к}{m_к \gamma_в}, \qquad (3.9)$$

де Vк та Vв – відповідно об'єм всього коренеплоду та зануреної його частини;

$\gamma_к$ та $\gamma_в$ – питома густина коренеплоду і вороху.

Тоді маса вороху в об'ємі Vв

$$m_в = \frac{\gamma_в m_к}{\gamma_к} C_1(t) = C_c m_к. \qquad (3.10)$$

Приєднану масу m_o в першому наближенні можна прийняти

$$m_o = \varepsilon m_в, \qquad (3.11)$$

де ε – відносна частина приєднаної маси.

Згідно з викладеним, система диференціальних рівнянь (3.4), що описує рух коренеплоду у ворості під час очищення прийме вигляд

$$\frac{d\bar{V}_к}{dt} + \left[\delta + \frac{C_г \varepsilon}{1+\varepsilon C_г}\right] V_к = \left[\frac{dV_в}{dt} + \delta V_в\right] \frac{C_г(1+\varepsilon)}{1+\varepsilon C_г} +$$

$$+ C_г V_в \frac{1+\varepsilon}{1+\varepsilon C_г} + \Phi + \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{k}\left[n - \mu \frac{\Delta V_i}{|\Delta V_i|}\right] N_i(t-\tau_j); \qquad (3.12)$$

$$\sum_{i=1}^{n}\left[\sum_{j=1}^{k}\left(n_j - \frac{\mu \Delta V_i}{|\Delta V_i|} N_i(t-\tau_j)\right)\right] \bar{r}_i + \bar{M}_в + \bar{\Phi} r_{пр} - j\frac{d\bar{\omega}_z}{dt} -$$

$$- \bar{\omega}_z (\Delta m_o \ell^{-\lambda t} \rho_{пр}^2)(2 d\rho_{пр}/(\rho_{пр} dt) - \lambda) = 0, \qquad (3.13)$$

де δ – інтенсивність зміни маси всього коренеплоду, $\delta = dm_г/m_г dt = -\lambda/(m_к e^{\lambda t}/\Delta m_o + 1)$.

Рівняння (3.13) 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 $\omega_x = \omega_y \to 0$ буде неприйнятним. Тоді для моделювання динаміки очищення коренеплодів замість (3.13) необхідно використовувати друге рівняння із системи (3.4).

При моделюванні ударних навантажень функціями $N(t-\tau_i)$ з випадковим розподілом параметрів навантаження згідно встановлених експериментально законів розподілу, рівняння (3.12) в достатній мірі визначає закономірності руху коренеплодів у ворості при його очищенні. Воно зв'язує параметри інтенсивності очищення (λ чи δ) із параметрами впливу середовища (ε та $C_г$), зов-

нішнього навантаження ($\bar{\Phi}$, $\bar{N}_i$ і $\bar{F}_i$) та кінематичними ($\bar{V}к$) і динамічними ($d\bar{V}к/dt$) параметрами руху.

Причому, при виведенні залежності (3.12) параметр λ не приймався постійним і згідно (3.3) може бути представлений у вигляді ряду Фур'є

$$\lambda = \sum_{i=1}^{5} \lambda_i X_i = \sum_{i=1}^{5} \lambda_i \left[\bar{X}_i + \sum_{j=1}^{k} \Delta X_{ij} \sin(\omega_{ij} t + \varphi_j) \right], \quad (3.14)$$

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 параметрів руху;

ΔX_{ij} - амплітуди їх коливань із частотою ω_{ij}.

Векторне поле швидкостей вороху Vв 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

$$C_\tau = e^{-\psi t} \left[1 + a \sin\left(\frac{V_n}{d_n} t + \varphi_n \right) \right], \quad (3.15)$$

де ψ та a - параметри, які визначаються експериментально;

V_n та d_n - приведені повздовжня швидкість вороху та діаметр шнеків.

Параметри $\bar{\varepsilon}$ та $\bar{\lambda}$ в значній мірі залежать від фізико-механічних властивостей вороху і уточнюються за даними експерименту. При відомому значенні λ час очищення із допустимим його рівнем $\gamma = \Delta m_{ал}/m_к$, де $\Delta m_{ал}$ - маса грунту на коренеплоді визначається залежністю (3.1)

$$t = \frac{1}{\lambda} \ln \left[\frac{\Delta m_0}{\Delta m_{доп}} \right] = \frac{1}{\lambda} \ln \left[\frac{\Delta m_0}{\gamma m_к} \right]. \qquad (3.16)$$

При нормальному законі розподілу Δm_0 (рис.3.2) середній γ-відсотковий рівень забрудненості визначають за $\Delta \overline{m}_0$, а кожного коренеплоду - за верхньою межею $\Delta \overline{m}_0^в = \Delta \overline{m}_0 + 3\delta \Delta m_0$.

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 приводить до значного підвищення пошкоджень коренеплодів, тому прогресивними є конструктивні рішення з регулюванням часу сепарації (довжини зони очищення) в залежності від фізико-механічних властивостей грунту та його вологості. Враховуючи, що в зоні виходу вороху коренеплодів з копачів, ймовірність взаємодії робочих органів очисників з продуктом є незначною, то агресивність сепарувчих поверхонь, яка визначається висотою гвинтових рифів шнеків, активізаторів роторів та ін. 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 перекочування коренеплодів (роторні очисники), підвищить динамічность процесу шляхом збільшення величин da/dt, dε/dt при оптимальному рівні. Також дана ідея може реалізуватись наприклад в принципово нових шнеково-еліпсних очисниках, або в конструктивних рішеннях компонувальних схем коренезбиральних машин, в яких сепарація коренеплодів здійснюється по всій їх довжині транспортування до бункера.

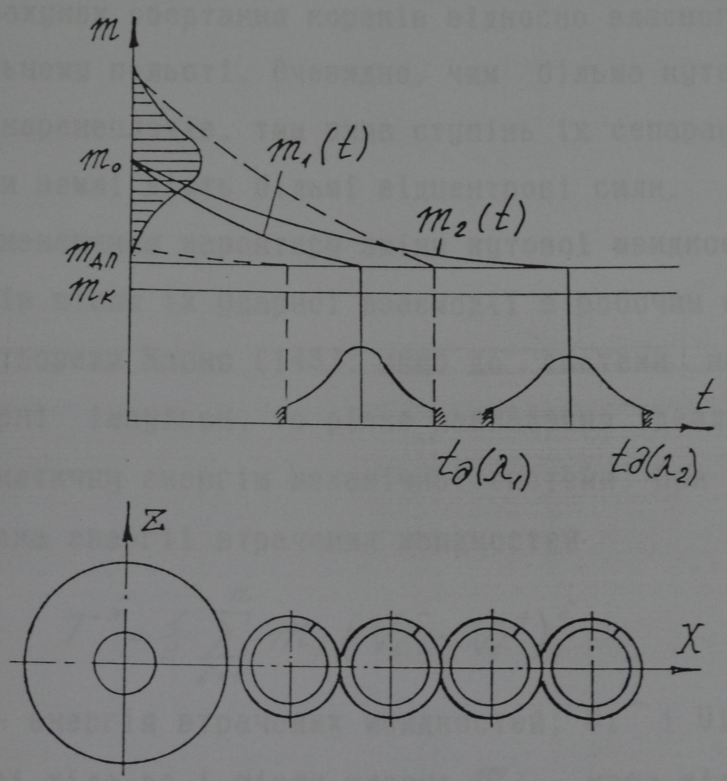


Рис.3.2 Закономірності зміни часу сепарації від розсіювання початкових умов

3.2 Вплив зони взаємодії робочого органу очисника на кутову швидкість обертання коренеплоду

Як встановлено в попередньому розділі, сепарація коренеплодів від землі, при їх переміщенні в руслі очисного пристрою, відбувається як за рахунок ударних взаємодій з робочим органом, так і за рахунок обертання коренів відносно власного центру ваги при вільному польоті. Очевидно, чим більша кутова швидкість обертання коренеплодів, тим вища ступінь їх сепарації, оскільки на частинки землі діють більші відцентрові сили.

Для визначення характеру зміни кутової швидкості обертання коренеплодів після їх ударної взаємодії з робочим органом звернемось до теореми Карно [143]: якщо до системи не прикладені задані ударні імпульси, то різке накладання ідеальних зв'язків зменшує кінетичну енергію механічної системи. При цьому, втрата енергії рівна енергії втрачених швидкостей

$$T^* = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n} m_i \left(V_i^- - V_i^+ \right)^2, \qquad (3.16)$$

де T^* – енергія втрачених швидкостей; Vi^- і Vi^+ – відповідно швидкості тіла до і після удару; m_i – маса тіла.

В зв'язку з тим, що в теоретичних дослідженнях поставлено завдання визначити відносний характер зміни кутової швидкості обертання коренеплоду, а саме яким чином беде змінюватись її величина при різних зонах взаємодії кореня з робочим органом, то нами прийняті наступні допущення: робочі органи розташовані нерухомо, а коренеплід наближається до нього з певною лінійною швидкістю (в реальних умовах процес відбувається навпаки, однак для визначення кутової швидкості обертання коренеплоду і втрати його енергії після удару, дана умова суттєвих змін у відображенні процесу взаємодії не викликає); кутовою швидкістю обер-

тання коренеплоду перед ударом нехтуємо; елементи робочих органів і коренеплоду в початкових значеннях приймемо як абсолютно жорсткі недеформовані тіла.

Для проведення досліджень звернемось до розрахункової схеми (рис.3.3), на якій зображений коренеплід, що рухається вертикально вниз з певною лінійною швидкістю Vк. В певний момент часу коренеплід в т.К різко зупиняється. Для знаходження величини миттєвої кутової швидкості $\omega_к$ запишемо енергії тіла перед і після удару.

Перед ударом

$$T^- = \frac{m_к V_к^2}{2} . \qquad (3.17)$$

Після удару

$$T^+ = \frac{J_к \omega_к^2}{2} . \qquad (3.18)$$

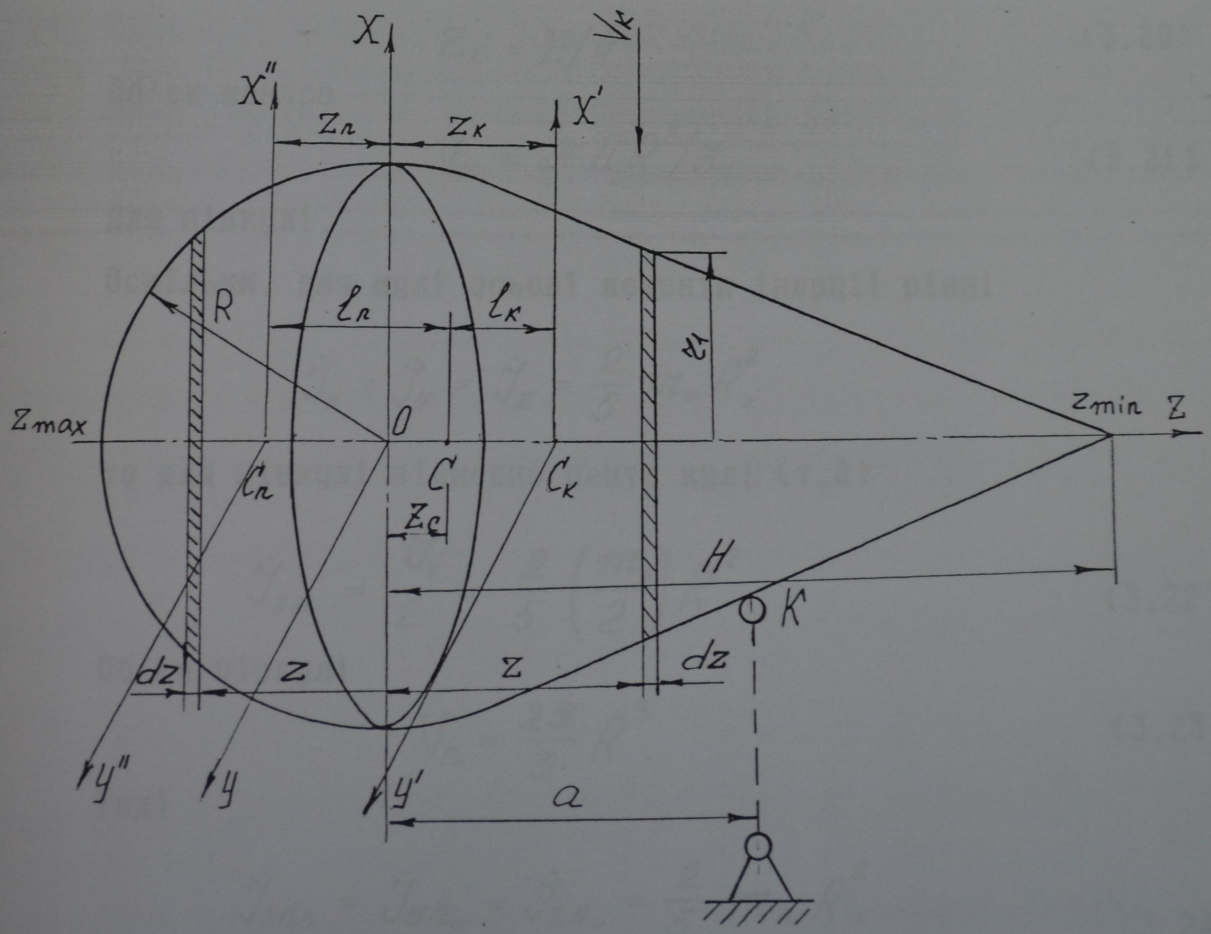


Рис.3.3 Схема для визначення моментів інерції коренеплоду

Однак, для подальшого розв'язку поставленої задачі необхідно визначити моменти інерції коренеплоду відносно точки його взаємодії з робочим органом (т.К).

Модель коренеплоду приймемо як об'єднання множин точок двох геометричних об'єктів, а саме півсфери та конуса. За вісь симетрії коренеплоду приймемо вісь Oz, згідно рис.3.3.

Запишемо характеристики кожного з об'єктів[47].

Для конуса.

Момент інерції відносно осей, що проходять через власний центр ваги

$$\dot{J}_{x'k} = \dot{J}_{y'k} = \frac{3}{80} m_k (H^2 - 4R^2),$$
$$\dot{J}_{zk} = \frac{3}{10} m_k R^2. \qquad (3.19)$$

Віддаль від площини основи (т.О) до центру ваги

$$Z_k = H/4. \qquad (3.20)$$

Об'єм конуса

$$V_k = \pi H R^2/3. \qquad (3.21)$$

Для півкулі.

Оскільки, для кулі осьові моменти інерції рівні

$$\dot{J}_x = \dot{J}_y = \dot{J}_z = \frac{2}{5} m_o R^2,$$

то для півкулі відносно цента кулі (т.О)

$$\dot{J}_{xn} = \frac{\dot{J}_x}{2} = \frac{2}{5}\left(\frac{m_o}{2}\right) R^2. \qquad (3.22)$$

Об'єм півкулі

$$V_n = \frac{2\pi}{3} R^3. \qquad (3.23)$$

Тоді

$$\dot{J}_{xno} = \dot{J}_{yno} = \dot{J}_{zno} = \frac{2}{5} m_n R^2, \qquad (3.24)$$

де m_n - маса півкулі ($m_n = m_k/2$).

Власний центр ваги півкулі розташований відносно площини основи (т.О) на відстані

$$Z_п = -3R/8. \qquad (3.25)$$

Тоді моменти інерції $J''_{xп}$ та $J''_{yп}$ відносно осей, що проходять через власний центр ваги

$$J''_{xп} = J''_{yп} = J_{xпо} - m_п Z_п^2 = 2m_п R^2/5 - 9m_п R^2/64 = 83m_п R^2/320. \qquad (3.26)$$

Координати центру ваги об'єднаного тіла (коренеплоду)

$$X_c = 0;\ Y_c = 0;\ Z_c = (Z_к V_к + Z_п V_п)/(V_к + V_п) = \frac{-(3R/8)(2\pi R^3/3) + \pi H^2 R^2/12}{2\pi R^3/3 + \pi H R^2/3} = \frac{H^2 - 3R}{4(2R+H)}. \qquad (3.27)$$

Відповідно моменти інерції конуса та півкулі відносно спільного центру мас (т.С)

$$J_{xкс} = J_{yкс} = J_{x'к} + m_к \ell_к^2 = J_{y'к} + m_к \ell_к^2;$$
$$J_{xпс} = J_{yпс} = J_{x'п} + m_п \ell_п^2; \qquad (3.28)$$
$$J_{zпс} = J_{z'пс};\quad J_{zкс} = J_{z'кс},$$

де $\ell_к$ і $\ell_п$ - відстані від центру мас відповідно конуса та півкулі до спільного центру мас

$$\ell_к = |Z_к - Z_c| = \frac{H}{4} - \frac{H^2 - 3R^2}{4(2R+H)} = \frac{R(2H+3R)}{4(2R+H)};$$
$$\ell_п = |Z_п - Z_c| = \frac{3}{8}R + \frac{H^2 - 3R^2}{4(2R+H)} = \frac{H(2H+3R)}{8(2R+H)}. \qquad (3.29)$$

Виразимо значення мас конуса $m_к$ та півкулі $m_п$ через загальну масу коренеплоду m, враховуючи те, що $m_к + m_п = m$, та сталість густини ρ і відповідно пропорційність мас об'єктів їх об'ємам

$$\frac{m_к}{m_п} = \frac{V_к}{V_п} = \frac{\pi H R^2/3}{2\pi R^3/3} = \frac{H}{2R} \qquad (3.30)$$

Звідки

$$m_к = m H/(2R+H); \qquad (3.31)$$
$$m_п = 2mR/(2R+H).$$

Відповідно залежності (3.28) приймуть вигляд

$$J_{xкс} = J_{yкс} = \frac{3m}{80}\left(\frac{H}{2R+H}\right)\left(H^2+4R^2\right) + \left[\frac{R(2H+3R)}{4(2R+H)}\right]^2\left(\frac{mH}{2R+H}\right); \qquad (3.32)$$

$$J_{xпс} = J_{yпс} = \frac{83}{320}\left(\frac{2mR}{2R+H}\right)R^2 + \left[\frac{H(2H+3R)}{8(2R+H)}\right]^2\left(\frac{2mR}{2R+H}\right).$$

Сумарний момент інерції коренеплоду відносно власного центру ваги (т.С) запишеться у вигляді

$$J_{xc} = J_{yc} = J_{xкс} + J_{xпс} = \frac{m}{(2R+H)^2} \times \times \left[176R^3H + 148RH^3 + 84H^2R^2 + 64H^4 + 166R^4\right]; \qquad (3.33)$$

$$J_{zc} = J_{zк} + J_{zп} = \frac{3}{10}m_к R^2 + \frac{2}{5}m_п R^2 = \frac{mR^2(3H+8R)}{10(H+2R)}.$$

Розглянемо інші варіанти контакту робочих органів з коренем (рис.3.4).

Для випадку зображеному на рис.3.4.а, момент інерції відносно осі, що проходить через т.L і паралельний осі Ox

$$J_{yL} = J_{yc} + m\ell^2. \qquad (3.34)$$

Момент інерції відносно точки контакту (т.К2)

$$J_{yк} = J_{yc} + m\left(\ell^2 + r^2\right), \qquad (3.35)$$

де r – радіус перетину в т.L, $r = R(H-\ell)/H$.

Для вказаного випадку це переважаюча розрахункова схема,

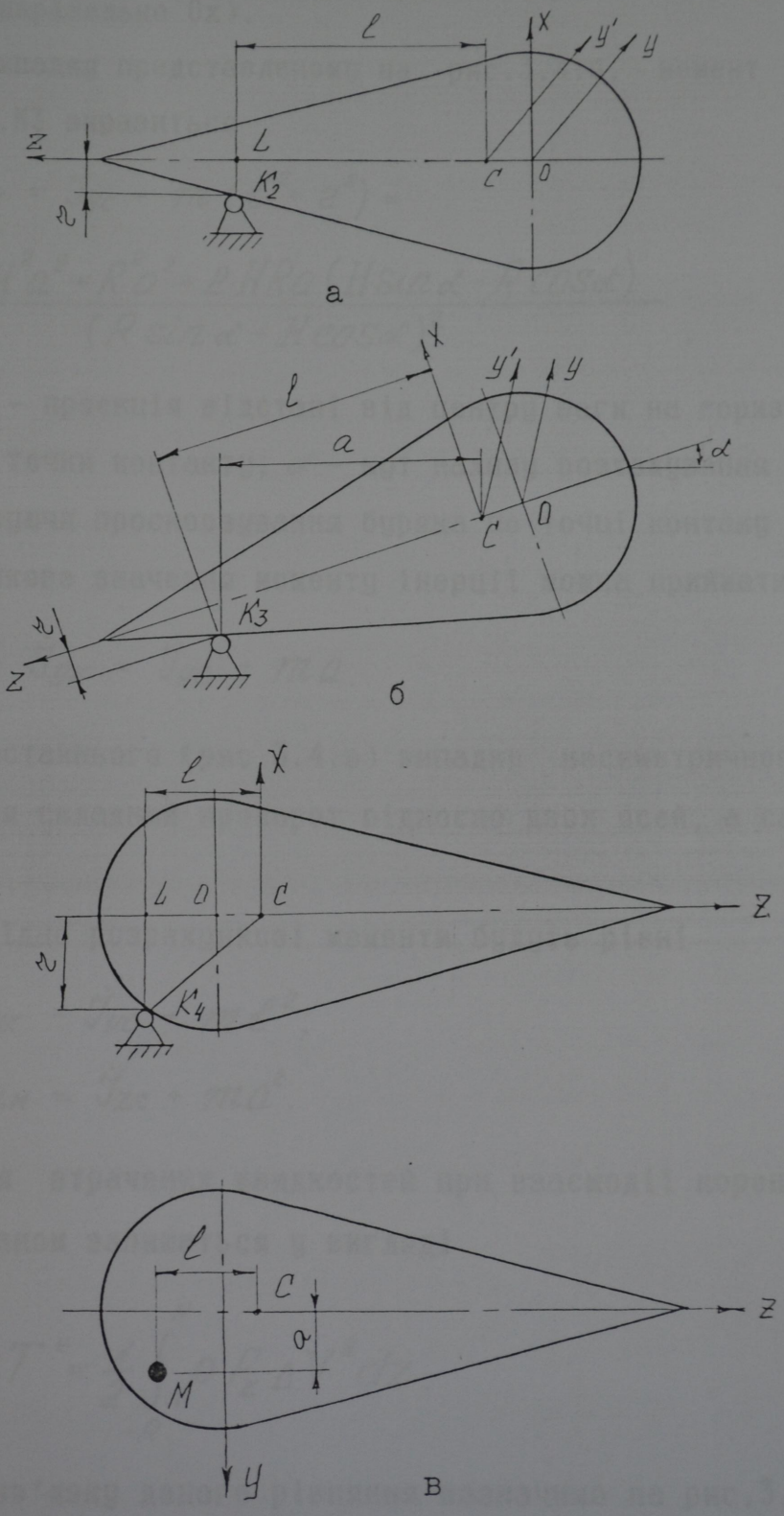


Рис.3.4 Варіанти контакту робочого органу з коренеплодом

оскільки нахил коренеплоду не змінює орієнтацію осі його провертання (паралельно Ox).

Для випадку представленому на рис.3.4.б, момент інерції відносно т.К3 виразиться

$$J_{yK} = J_{yc} + m(l^2 + z^2) =$$

$$J_{yc} + \frac{m[H^2a^2 + R^2a^2 + 2HRa(H\sin\alpha - R\cos\alpha)}{(R\sin\alpha + H\cos\alpha)^2}, \qquad (3.36)$$

де a - проекція відстані від центру ваги на горизонтальну площину до точки контакту; α - кут нахилу розташування кореня.

Враховуючи просковзування буряка по точці контаку наближено розрахункове значення моменту інерції можна приймати

$$J_{yK} = J_{yc} + ma. \qquad (3.37)$$

Для останнього (рис.3.4.в) випадку несиметричного удару відбувається складний проворот відносно двох осей, а саме Oz і Oy.

Відповідно розрахункові моменти будуть рівні

$$J_{yK} = J_{yc} + ml^2;$$
$$J_{zH} = J_{zc} + ma^2. \qquad (3.38)$$

Енергія втрачених швидкостей при взаємодії коренеплоду з робочим органом запишеться у вигляді

$$T^* = \frac{1}{2}\int_{-R}^{H} \rho F_z \Delta V^2 dz. \qquad (3.39)$$

Для розв'язку даного рівняння позначимо на рис.3.3 елементарний об'єм dV, обмежений безмежно малою відстанню dz між площинами Fz.

Для визначення dV знайдемо радіус z_1 площі Fz

$$r_1 = \frac{R(H-z)}{H}. \qquad (3.40)$$

Тоді площа поперечного перетину елементарного об'єму dV рівна

$$F_к = \pi\left[\frac{R(H-z)}{H}\right]. \qquad (3.41)$$

Для півсфери

$$r_2 = \sqrt{R^2 - z^2}\ ; \qquad (3.42)$$

$$F_{zn} = \pi(R^2 - z^2). \qquad (3.43)$$

Енергія втрачених швидкостей при ударі коренеплоду складається з суми енергій втрачених швидкостей конуса і півкулі

$$T^* = T_1^* + T_2^* = \frac{1}{2}\int_0^H \rho\pi\left(\frac{R(H-z)}{H}\right)^2 \times \qquad (3.44)$$

$$\times (V-\omega(a-z))^2 dz + \frac{1}{2}\int_{-R}^{0} \rho\pi(R^2-z^2)(V-\omega(a-z))^2 dz.$$

Енергія втрачених швидкостей конуса

$$T_1^* = \frac{1}{2}\int_0^H \rho\pi\left(\frac{R(H-z)}{H}\right)^2 (V-\omega(a-z))^2 dz =$$

$$= \frac{1}{2}\int_0^H \rho\pi\,\frac{R^2H^2 - 2R^2Hz + R^2z^2}{H^2}\,[V^2 - 2V\omega(a-z) +$$

$$+ a^2\omega^2 - 2\omega^2 az + \omega^2 z^2]\,dz = \frac{1}{2}\rho\pi\,[R^2V^2H +$$

$$+ R^2V\omega H^2 - 2R^2V\omega aH + R^2a^2\omega^2H - R^2\omega^2 aH^2 +$$

$$+ R^2\omega^2H^3/3 - R^2V^2H + 2R^2V\omega aH - 4R^2V\omega H^2/3 - \qquad (3.45)$$

$$- R^2a^2\omega^2H + 4R^2\omega^2 aH^2/3 - R^2\omega^2H^3/3 +$$

$$+ R^2V^2H/3 - 2Va\,\omega R^2H/3 + R^2V\omega H^2/2 +$$

$$+ R^2a^2\omega^2H/3 - \omega^2R^2aH^2/2 + R^2\omega^2H^3/5;$$

$$T_1^* = a_1\omega^2 + b_1\omega + c_1;$$

$$a_1 = [R^2a^2H/3 + R^2H^3/30 - R^2Ha^2/6 - R^2Ha]\rho\pi/2;$$

$$b_1 = [10R^2HaV/3 + 5R^2H^2V/6]\rho\pi/2;$$

$$c_1 = \rho\pi R^2V^2H/6.$$

Для півкулі

$$T_2^* = \frac{1}{2}\int_{-R}^{0}\rho\pi(R^2 - z^2)(V - \omega(a - z))^2 dz =$$

$$= \frac{1}{2}\rho\pi\int_{-R}^{0}(R^2V^2 - 2R^2V\omega a + 2R^2V\omega z + R^2\omega^2a^2 -$$

$$- 2R^2\omega^2az + R^2\omega^2z^2 - V^2z^2 + 2V\omega az^2 - 2V\omega z^3 -$$

$$- \omega^2a^2z^2 + 2\omega^2az^3 - \omega^2z^4)dz = \frac{1}{2}\rho\pi[-R^3V^2 +$$

$$+ 2R^3V\omega a - R^4V\omega - R^3\omega^2a^2 - R^4\omega^2a - R^5\omega^2/3 + \qquad (3.46)$$

$$+ V^2R^3/3 - 2V\omega aR^3/3 - V\omega R^4/2 + \omega^2a^2R^3/3 +$$

$$+ \omega^2aR^4/2 + \omega^2R^5/5;$$

$$T_2^* = a_2\omega^2 + b_2\omega + c_2;$$

$$a_2 = [-2R^3a^2/3 - R^4a/2 - 2R^5/15]\rho\pi/2;$$

$$b_2 = [4R^2Va + R^4V/2]/\rho\pi/2;$$

$$c_2 = -[2R^3V^2/3]\rho\pi/2.$$

Таким чином, після перетворень залежність (3.16) прийме наступний вигляд

$$\frac{mV^2}{2} - \frac{J_{xk}\omega^2}{2} = T_1^* + T_2^* = a_1\omega^2 + b_1\omega + c_1 +$$

$$+ a_2\omega^2 + b_2\omega + c_2 = (a_1 + a_2)\omega^2 + (b_1 + b_2)\omega + c_1 + c_2. \qquad (3.47)$$

В загальному випадку, миттєва кутова швидкість обертання коренеплоду після його взаємодії з робочим органом визначається з системи рівнянь

$$\begin{cases} \omega = \dfrac{-B \pm \sqrt{B^2-4AC}}{2A}; \\ A = a_1 + a_2 + \mathcal{J}_{xk}/2; \\ B = b_1 + b_2; \\ C = c_1 + c_2 + mV^2/2; \\ \mathcal{J}_{xk} = m[176R^3H + 148RH^3 + 84H^2R^2 + 64H^4 + 166R^4]/ \\ (2R+H)^2 + m[a-(H^2-3R^2)/4(2R+H)]^2; \\ a_1 = \rho\pi[R^2a^2H/3 + R^2H^3/30 - R^2H^2a/8]/2; \\ b_1 = \rho\pi[10R^2Ha\,V/3 + 5R^2H^2V/6]/2; \\ c_1 = \rho\pi[R^2V^2H/3]/2; \\ a_2 = -\rho\pi[2R^3a^2/3 + R^4a/2 + 2R^5/15]/2; \\ b_2 = \rho\pi[4R^2Va/3 + R^4V/2]/2; \\ c_2 = -\rho\pi R^3V^2/3. \end{cases} \qquad (3.48)$$

За результатами розрахунку і аналізу даної системи рівнянь встановлено, що при R = 40...50 мм; H = 150...200мм; V = 4, 5, 6 м/с кутова швидкість обертання коренеплоду по мірі віддалення від його центру ваги спадає і її абсолютна величина зменшується в 1,9...2,1 рази. Найбільш ефективним, з точки зору сепарації коренеплодів від землі є їх взаємодія з робочими органами в зоні їх центру ваги, а зусилля взаємодії при цьому, повинні бути направлені по дотичній до центру ваги кореня для уникнення центральних ударів.

3.3 Обгрунтування конструктивних параметрів сепарующих поверхонь із умови непошкодження коренеплодів

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

Пошкодження буряків в результаті їх згину та зламу в найбільшій мірі характерні для етапу викопування та при защемленні їх нижньої частини між валками шнеків. Динамічні ударні пошкодження частіше спостерігаються при контакті коренеплоду із швидко-обертовими 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 коренеплодів 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 [36] залежність між силою удару P та величиною взаємного зближення U (зближення центру мас при ударі) можна описати формулою Герца

$$P = kU^{\frac{3}{2}}, \tag{3.49}$$

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

Для сферичних поверхонь

$$k = \frac{4}{3}\sqrt{\frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2}}\left[\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}\right]^{-1}, \tag{3.50}$$

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 Тс власних коливань. Згідно [57] друга умова спостерігається при $\tau / Tc \geq 10$, що відповідає неперевищенню швидкості взаємодії тіл V критичної величини V

$$V \leq V_{max} = 6{,}35 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{E_1}{\rho}}, \qquad (3.51)$$

де ρ – густина коренеплоду.

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

$$\begin{aligned} m\ddot{X} &= -T; \\ m\ddot{Y} &= -N; \\ J\ddot{\varphi} &= TR + N\delta_k, \end{aligned} \qquad (3.52)$$

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

Згідно [255]

$$\delta_k = \frac{\mu_1 T}{4aG_1}, \qquad (3.53)$$

де G – модуль зсуву для коренеплоду; a – радіус площадки контакту.

При дотичному ударі пошкоджується в основному шкірка коре-

неплоду, 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. В цьому випадку, із системи рівнянь (3.52) залишається тільки друге.

В 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.3.5).

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

$$-m_1\ddot{y}_1 - m_1 g\cos\gamma + P = 0; \qquad (3.54)$$

$$-m_2\ddot{y}_2 - P + C(y_{20} - y_2) = 0, \qquad (3.55)$$

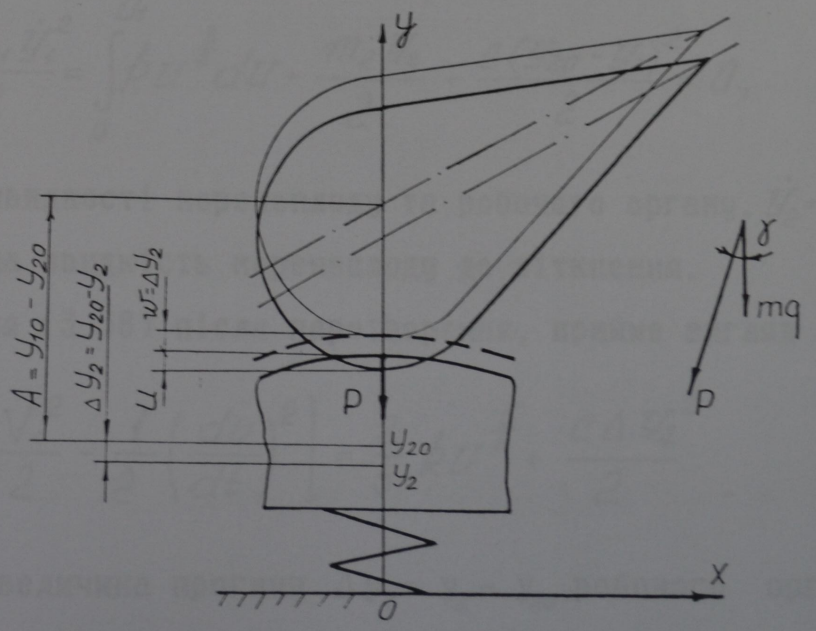


Рис.3.5 Схема до розрахунку динамічної взаємодії коренеплоду з робочим органом.

де y_1 та y_2 – бічучі координати центрів мас відповідно коренеплоду та робочого органу; С – жорсткість зв'язку робочого органу з основною масою машини (приводу); y_{20} – початкова координата центру мас робочого органу до удару; γ – кут нахилу між векторами сил удару $P = ku^{3/2}$ та земного тяжіння $m_1 g$ коренеплоду.

Відповідно величина жорсткого зближення u виразиться

$$u = A - y_1 + y_2, \tag{3.56}$$

де А – 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 (3.54), (3.55) та (3.56) приводить до диференціального рівняння руху динамічної взаємодії

$$\ddot{u} + P\left[\frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2}\right] - \frac{c}{m_2}(y_{20} - y_2) - g\cos\gamma, \tag{3.57}$$

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

В довільний момент динамічної взаємодії із бічучим параметром зближеня u зміна кінетичної енергії коренеплоду рівна зміні кінетичної енергії робочого органу, роботі сил ударної взаємодії та роботі сил пружності

$$\frac{m_1 V_0^2}{2} - \frac{m_1 \dot{y}_1^2}{2} = \int_0^{Ut} k u^{\frac{3}{2}} du + \frac{m_2 \dot{y}_2}{2} + \frac{c(y_{20} - y_2)^2}{2} = 0, \tag{3.58}$$

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 (3.58) після перетворення, прийме вигляд

$$\frac{m_1 m_2}{m_2 + m_1}\left[\frac{V_0^2}{2} - \frac{1}{2}\left(\frac{du}{dt}\right)^2\right] = \frac{2}{5} k u^{\frac{5}{2}} + \frac{c \Delta y_2^2}{2}. \tag{3.59}$$

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

$$\Delta y_2 = \sqrt{\frac{1}{C}\left(m_n V_o^2 - 2E - \frac{4}{5} k^{5/2}\right)}, \qquad (3.60)$$

де E – кінетична енергія зближення коренеплоду

$$E = \frac{m_n}{2}\left[\frac{du}{dt}\right]^2, \qquad (3.61)$$

m_n – приведена маса коренеплоду

$$m_n = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}. \qquad (3.62)$$

Враховуючи те, що

$$U = \frac{d^2u}{dt^2} = \frac{d\left(\frac{du}{dt}\right)}{dt}\,\frac{\frac{du}{dt}d\left(\frac{du}{dt}\right)}{du} = \frac{dE}{m_n du}, \qquad (3.63)$$

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

$$\frac{dE}{du} + kU^{\frac{3}{2}} - \frac{m_n}{m_2}\sqrt{c\left(m_n V_o^2 - 2E - \frac{4}{5} kU^{5/2}\right)} - m_n g\cos\gamma = 0. \qquad (3.64)$$

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

Тоді $m_2\ddot{y} \ll kU^{3/2}$ і із спільного розв'язку (3.55) і (3.56)

$$y_1 = A + y_0 - U - W, \qquad (3.65)$$

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

В цьому випадку рівняння динамічної взаємодії прийме вигляд

$$\frac{m d^2y}{dt^2} + mg\cos\gamma - kU^{3/2} = 0, \qquad (3.66)$$

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

Відповідно диференціальне рівняння динамічної взаємодії (3.66) прийме вигляд

$$m\frac{d^2\left[u+\frac{ku^{3/2}}{c}\right]}{dt^2}+mg\cos\gamma-ku^{\frac{3}{2}}=0. \qquad (3.67)$$

Враховуючи те, що du/dt = V, де V – швидкість відносного переміщення центру ваги коренеплоду під час динамічної взаємодії, рівняння такої взаємодії відносно

$$m\left[1+\frac{3k}{2c}u^{\frac{1}{2}}\right]\frac{dV}{dt}+\frac{3k}{4c}u^{-\frac{1}{2}}V^2-ku^{\frac{3}{2}}-mg\cos\gamma=0. \qquad (3.68)$$

З врахуванням (3.63), рівняння (3.64) прийме вигляд

$$\frac{dE}{du}+\frac{3k}{2cu^{1/2}\left(1+\frac{3ku^{1/2}}{2c}\right)}E=\frac{ku^{3/2}-mg\cos\gamma}{1+\frac{3k}{2c}u^{1/2}}. \qquad (3.69)$$

Розв'язок диференціального рівняння відносно E приводить

$$\frac{mV_0^2}{2}-\frac{mV^2}{2}=\frac{P^{2/3}}{k^{\frac{2}{3}}\left[1+\frac{3k^{2/3}P^{1/3}}{2c}\right]}\left[P\left(\frac{k^{2/3}P^{1/3}}{2c}+\frac{2}{5}\right)-mg\cos\gamma\left(\frac{k^{\frac{2}{3}}P^{1/3}}{c}+1\right)\right]. \qquad (3.70)$$

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

$$\sigma_0=\frac{P_{max}}{F}=\frac{kU_{max}^{\frac{3}{2}}}{\pi a_1 a_2}, \qquad (3.71)$$

де F – площа контактної зони; a_1 та a_2 – відповідно максимальний та мінімальний радіуси контактної площадки.

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

рівна масі коренеплоду $m_n = m$.

В цьому випадку рівняння (3.70) для максимальних зусиль P (при $V = \frac{du}{dt} = 0$)

$$k^{-\frac{2}{3}} P_{max}^{\frac{2}{3}} \left[P_{max} - \frac{5mg\cos\gamma}{2} \right] - \frac{5mV_0^2}{4} = 0. \qquad (3.72)$$

При взаємодії коренеплоду радіусом R з рифом ножа (рис.3.6), 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

$$a_1 = \sqrt{\frac{R r_1 U}{R + r_1}}; \qquad a_2 = \sqrt{\frac{R r_2 U}{R + r_2}} \qquad (3.73)$$

Відповідно постійна величина k із (3.50) прийме вигляд

$$k = \frac{4}{3} \sqrt{\frac{R^2 r_1 r_2}{(R + r_1)(R + r_2)}} \left[\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right]^{-1}. \qquad (3.74)$$

Площа контактної зони відповідно

$$F = \pi \sqrt{\frac{R^2 r_1 r_2}{(R + r_1)(R + r_2)}}. \qquad (3.75)$$

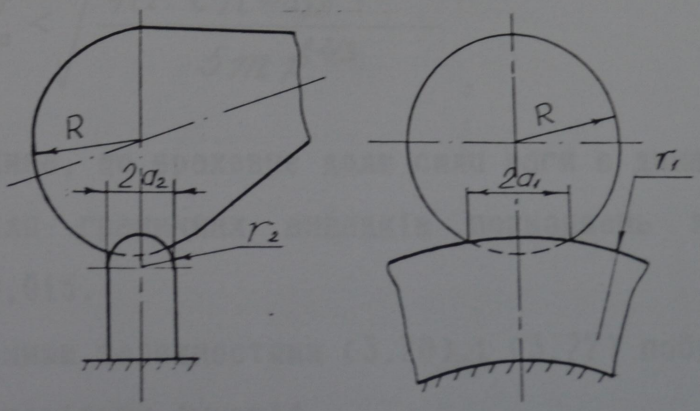


Рис.3.6 Схема взаємодії кореня із рифом ножового очисника

З розв'язку рівняння (3.72) в першому наближенні (при $P >> mg\cos\gamma$) отримаємо залежність для визначення величини максимального ударного зусилля при взаємодії коренеплоду і поверхні робочого органу

$$P = \left[\frac{5 m V_0^2 k^{2/3}}{4\left(1 - 2{,}19 \frac{m^{2/5} g \cos\gamma}{k^{2/5} V_0^{6/5}}\right)} \right]^{3/5}. \qquad (3.76)$$

Із спільного розв'язку (3.72) та (3.75) отримано залежність для визначення напруження на площині контакту в момент дії максимального ударного навантаження

$$\sigma_0 = \frac{k U^{\frac{1}{2}}}{\pi R} \left(1 + \frac{R}{r_1}\right)^{\frac{1}{2}} \left(1 + \frac{R}{r_2}\right)^{\frac{1}{2}} = \frac{(k^2 P)^{\frac{1}{3}}}{\pi R} \sqrt{\left(1 + \frac{R}{r_1}\right)\left(1 + \frac{R}{r_2}\right)} \le [\sigma_0]. \qquad (3.77)$$

У випадку виконання рифів металевими (як на серійних бурякозбиральних машинах КС-6) в залежності (3.74) складовою $\frac{1 - \mu_2^2}{E_2}$ можна нехтувати оскільки $E_2 >> E_1$.

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

$$V_0 < \sqrt{\frac{4(1-\varepsilon)[\sigma]_{дп}^{5/3} F^{5/3}}{5 m k^{2/3}}}, \qquad (3.78)$$

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

За отриманими залежностями (3.76) і (3.77) побудовані графіки зміни відповідних функцій.

На рис.3.7 зображено характер зміни ударного зусилля від-

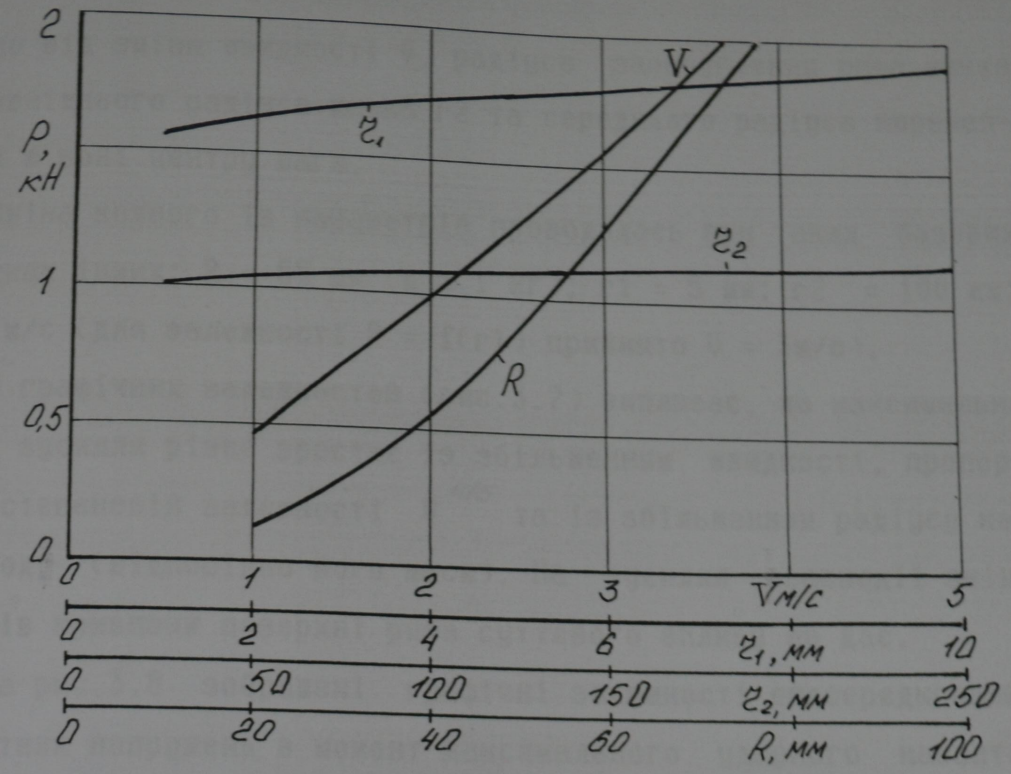


Рис.3.7 Залежності зміни ударного зусилля від $V; r_1; r_2; R$

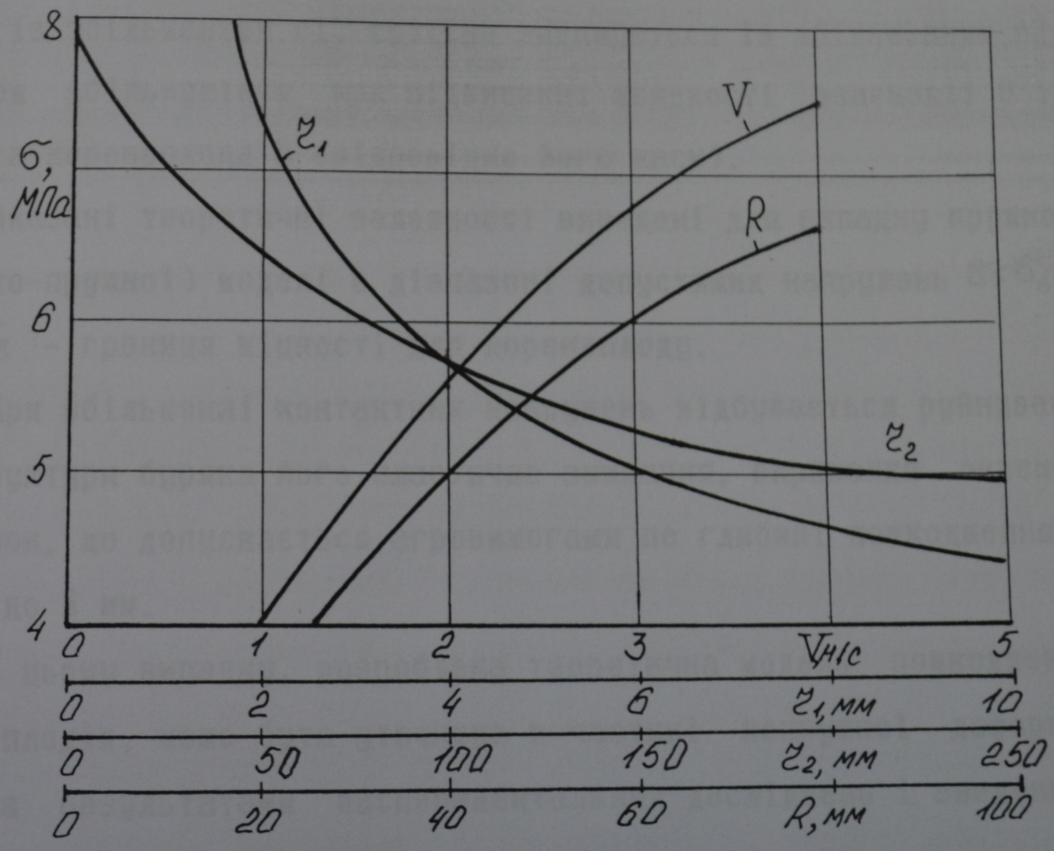


Рис.3.8 Залежності зміни контактних напружень від $V; r_1; r_2; R$

повідно від зміни швидкості V, радіуса заокруглення рифа ножа r1, зовнішнього радіуса ножа r2 та середнього радіуса коренеплода R в зоні центру ваги.

Зміна кожного із параметрів проводилась при таких базових величинах інших: R = 55 мм (m ≈ 1 кг); r1 = 5 мм; r2 = 100 мм; V = 2 м/с (для залежності P = f(r1) прийнято V = 3м/с).

З графічних залежностей (рис.3.7) 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.3.8 зображені графічні залежності опосередкованих контактних напружень в момент максимального ударного навантаження від дії тих же параметрів (V; r1; r2; R). Аналіз приведених даних показує, що контактні ударні напруження різко зменшуються із збільшенням r1, суттєво зменшуються із збільшенням r2, а також збільшуються при підвищенні швидкості взаємодії V та радіуса коренеплода R (відповідно його маси).

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

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

В 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.

З проведеного аналізу робочих органів коренезбиральних машин встановлено, що на бітерних валах копачів відбуваються одні з найбільших пошкоджень коренеплодів. Даний вид пошкоджень має скритий характер, оскільки в процесі ударної взаємодії деформується значна площа поверхні коренеплоду, яка є джерелом їх гниття при зберіганні в кагатах перед переробкою на цукрових заводах. Це пояснюється тим, що лопатки бітера обертаються з досить високою швидкістю, яка визначається напрямком спрямування продукту на сепаруючий пристрій і їх контакт з робочими поверхнями носить характер центрального удару, при якому пошкодження коренеплодів є максимальними.

Тому динамічний розрахунок процеєів взаємодії бітерів з коренями цукрових буряків має важливе значення для вибору конструктивно-кінематичних параметрів даних робочих органів.

Для випадку взаємодії коренеплоду з металевою робочою поверхнею бітера, яка не покрита еластичним матеріалом, або він зносився в процесі роботи, то з врахуванням, що $E_1 >> E_2$ залежність (3.50) прийме спрощений вигляд [60; 173]

$$k = \frac{4 E_1 \sqrt{R}}{3 (1 - \mu_1^2)} . \qquad (3.79)$$

Оскільки ступінь пошкодження коренеплоду визначається величиною нормальної складової сили удару Ру (рис.3.9), а величина тангенціальної складової викликає тільки бокову деформацію в зоні удару, яка в порівнянні з нормальною деформацією є незначною, то рівняння динамічної взаємодії складаємо тільки в напрямку переміщень, нормальних до поверхонь лопатки бітера та коренеплоду.

Нехай вісь Оу направлена по нормалі n до поверхні бітера, а система Oxyz є інерційною системою координат, що рухається з

швидкістю Vo = Wt і в момент часу t = 0 т.O співпадає з поверхнею бітера, який обертається разом з приводом і кутовою швидкістю W. Приймемо, що до удару кутова швидкість бітера постійна. Тоді в момент удару коренеплоду масою m до нього будуть прикладені наступні сили: власної ваги G = mg, ударне зусилля та сила інерції коренеплоду Pa = ma = m$\ddot{y}_1$, де y_1 - біжуча координата коренеплоду в системі Oxyz.

В загальному випадку, динамічна взаємодія коренеплоду масою m із бітером з моментом інерції J описується системою рівнянь

$$\begin{cases} -m\ddot{y}_1 - mg\cos\gamma + k u^{3/2} = 0; & (1') \\ -J\ddot{\varphi} - k u^{3/2} D/2 + C_\varphi \Delta\varphi = 0; & (2') \\ y_1 = \dfrac{\Delta\varphi D}{2} - u; & (3') \end{cases} \qquad (3.80)$$

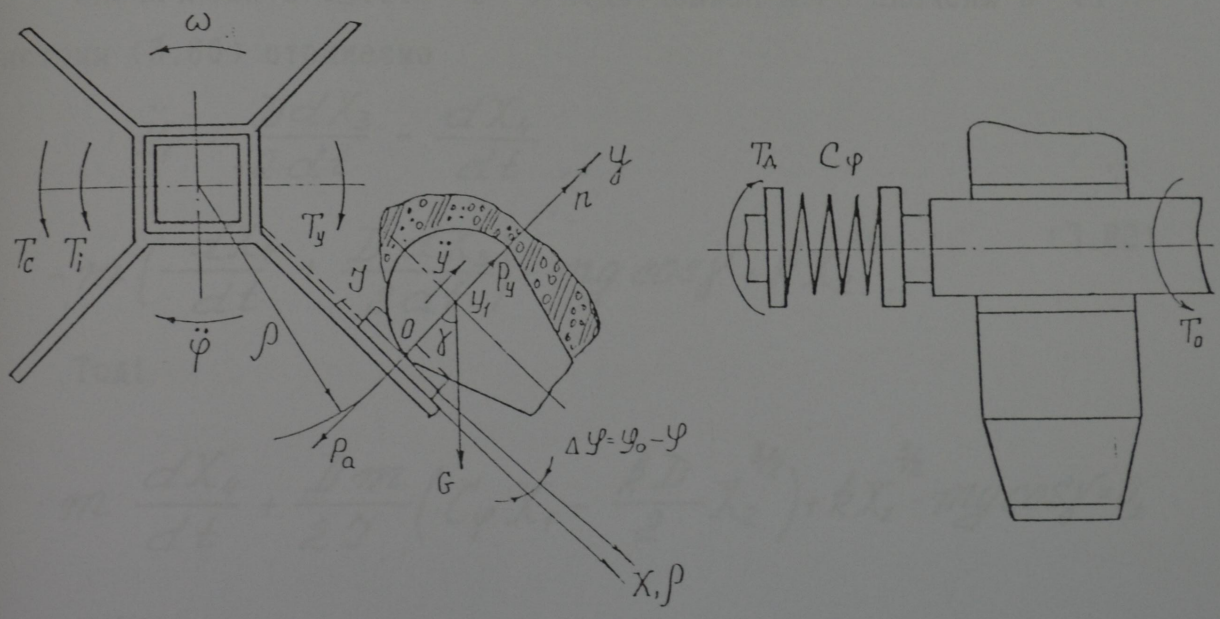


Рис.3.9 Схема для визначення параметрів ударної взаємодії системи: бітерний вал - коренеплід

Система (3.80) є системою диференціальних рівнянь другого порядку, яку можна звести до першого відносно параметрів φ, $\dot{\varphi}$, u, $\ddot{u}$, які позначимо $X_1=\varphi=\Delta\varphi$; $X_2=u$; $X_3=\dot{\varphi}$; $X_4=\ddot{u}$.

Введемо заміни

$$dX_1/dt = X_3 = \dot{\varphi};$$
$$dX_2/dt = X_4 = \ddot{u}.$$

Визначимо лінійну швидкість робочої поверхні лопатки

$$\dot{y} = \frac{D d\varphi}{2 dt} - \frac{du}{dt} = \frac{D}{2} X_3 - X_4. \qquad (3.81)$$

Підставимо $\ddot{\varphi} = dX_3/dt$ в (2') системи рівнянь (3.80)

$$\frac{dX_3}{dt} = \frac{1}{J}\left(C_\varphi X_1 - \frac{kD}{2} X_2^{3/2}\right).$$

Визначивши з (3.81) $\ddot{y}$ і підставивши його значеня в (1') системи (3.80) отримаємо

$$\ddot{y}_1 = \frac{D dX_3}{2 dt} - \frac{dX_4}{dt},$$

$$-m\left(-\frac{dX_4}{dt} + \frac{D\, dX_3}{2 dt}\right) - mg\cos\gamma + kX_2^{3/2}. \qquad (3.82)$$

Тоді

$$m\frac{dX_4}{dt} + \frac{Dm}{2J}\left(C_\varphi X_1 - \frac{kD}{2} X_2^{3/2}\right) + kX_2^{3/2} - mg\cos\gamma = 0,$$

звідки

$$\frac{dX_4}{dt} = g\cos\gamma - kX_2^{3/2}/m - \frac{D}{2J}\left(C_\varphi X_1 - \frac{kD}{2} X_2^{3/2}\right). \qquad (3.83)$$

В кінцевому випадку, система диференціальних рівнянь

(3.80) другого порядку зведена до першого

$$\begin{cases} \dfrac{dX_1}{dt} = X_3; \\ \dfrac{dX_2}{dt} = X_4; \\ \dfrac{dX_3}{dt} = (C_\varphi X_1 - kDX_2^{3/2}/2)/J; \\ \dfrac{dX_4}{dt} = g\cos\gamma - kX_2^{3/2}/m - D(C_\varphi X_1 - kDX_2^{3/2}/2)/2J. \end{cases} \qquad (3.84)$$

Дана система рівнянь підлягає дослідженню на ЕОМ з використанням числових методів. Її аналітичне дослідження проведено з використанням того, що величина жорсткого зближення кореноплоду з лопатком бітера в момент удару рівна

$$U = Y_1 - \frac{\Delta\varphi D}{2}.$$

За результатами досліджень на ЕОМ і після проведення відповідних перетворень диференціальне рівняння динамічної ударної взаємодії кореноплоду з бітером виразиться в спрощеному вигляді

$$\ddot{U} + kU^{3/2}\left(\frac{1}{m} + \frac{D^2}{4J}\right) - \frac{DC_\varphi}{2J}\Delta\varphi - g\cos\gamma = 0. \qquad (3.85)$$

Величина біжучого кутового переміщення $\Delta\varphi = \varphi_0 - \varphi$ бітерного валу від ударної дії сили P визначається

$$\Delta\varphi = \sqrt{\frac{1}{C_\varphi}\left[mV_0^2 - 2E - \frac{4}{5}kU^{5/2}\right]}, \qquad (3.86)$$

де m_n - приведена маса кореноплоду, $m_n = mJ/(J + mD^2/4)$;

E - кінетична енергія зближення тіл взаємодії.

Рівняння динамічної взаємодії кореноплоду з лопатком бітера в кінцевому вигляді прийме вигляд

$$\frac{dE}{du} + kU^{3/2} - m_n g \cos\gamma - \frac{m_n \rho}{J}\sqrt{\frac{1}{C_\varphi}\left[m_n V_0^2 - 2E - \frac{4}{5}kU^{\frac{5}{2}}\right]}. \quad (3.87)$$

Для аналізу виведених диференціальних рівнянь була складена програма розрахунку на ПЕОМ (додаток А).

При визначенні впливу певного параметру на характер зміни ударного зусилля, яке виникає при взаємодії системи бітерний вал – коренеплід інші параметри залишались незмінними і їх абсолютні значення становили: m1 = 1 кг; m2 = 1 кг; k = 5000 Н/м C_φ = 60 Н*м/рад; Vo = 3 м/с; γ = 0 град.

За результатами розрахунків побудовані графічні залежності (рис.3.10) впливу основних конструктивно-кінематичних параметрів бітерного валу на величину ударного зусилля, якими є: початкова швидкість тіл в момент удару Vo; k – величина, яка залежить від реологічних властивостей тіл, що взаємодіють і визначається за формулою (3.50); момент інерції бітерного валу J і крутильна жорсткість вузла передачі обертового моменту.

Встановлено, що абсолютне збільшення величин всіх вищенаведених параметрів в різній степені призводить до зростання ударного зусилля.

Для розрахунку пружних пристроїв приводу бітерів в першу чергу необхідно враховувати такий параметр як крутильна жорсткість C_φ його пружного вузла передачі моменту.

Також суттєво можна понизити ступінь пошкодження коренеплодів зменшуючи момент інерції бітерного валу. При незмінних габаритних розмірах робочих лопаток, які визначаються з умови виконання технологічного процесу, доцільно мінімізувати масу лопаток, виконуючи їх наприклад з гофрованої листової сталі. Це призведе до зменшення маси лопаток, а гофри будуть виконувати роль ребер жорсткості, що підвищить міцність робочих поверхонь бітерного валу.

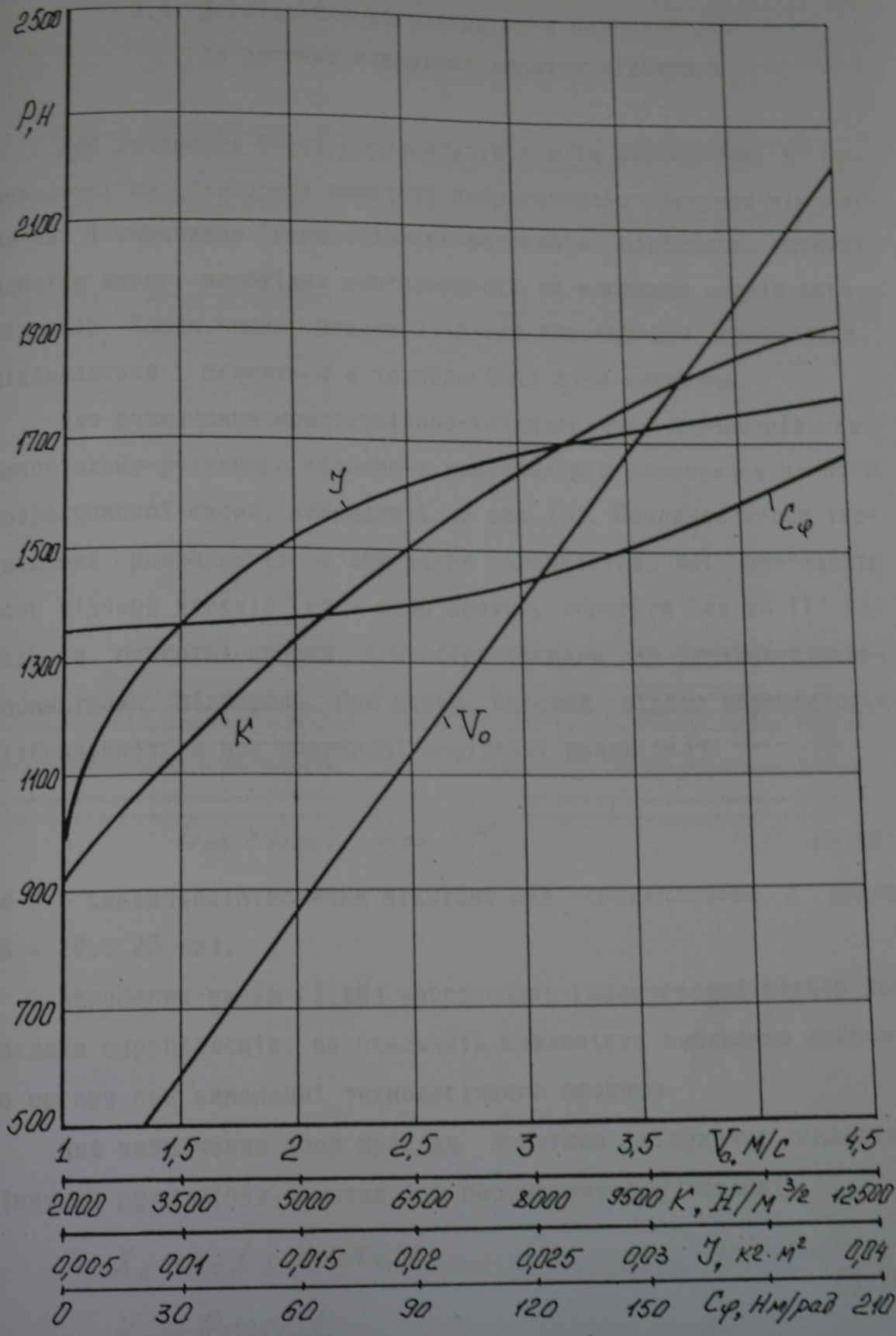


Рис.3.10 Залежності конструктивно-кінематичних параметрів бітерного валу на величину ударного зусилля робочих лопаток з коренеплодом

3.4. Дослідження характеру руху коренеплодів по робочих поверхнях лопаток підбирача

Для зменшення втрат коренеплодів при їх викопуванні і переведенні на сепаруючі пристрої запропоновано введення між копачем і очисником горизонтально-роторного підбирача, активні лапатки якого необхідно розташовувати по напрямку рядків коренеплодів. Таким чином, втрачені після викопування коренеплоди, підбираються і подаються в технологічну зону очищення.

Для визначення конструктивно-технологічних параметрів горизонтально-роторного підбирача коренеплодів звернемось до його розрахункової схеми, зображеної на рис.3.11. Основною метою теоретичних розрахунків є виведення залежностей, які пов'язують зону підбору коренів Lса і зону проходу лопаткою Lсв до її виходу з поверхні грунту, з конструктивними та технологічними параметрами підбирача. При цьому, якісний підбір коренеплодів відбуватиметься при виконанні наступної умови [43]

$$L_{CB} > L_{CA}; \quad L_{CA} > K, \tag{3.88}$$

де К - середньостатистична відстань між коренеплодами в рядку (К = 20...25 см).

Виконання умови (3.88) забезпечить гарантований підбір лопатками коренеплодів, що виключить можливість забивання робочого органу при виконанні технологічного процесу.

Для визначення зони проходу лопаткою підбирача складено рівняння руху кінця лопатки 1 в параметричному вигляді

$$\begin{aligned} X_1 &= V_n t + R\sin\omega t; \\ Y_1 &= R\cos\omega t, \end{aligned} \tag{3.89}$$

де Vп - поступальна швидкість підбирача; R - радіус обертання

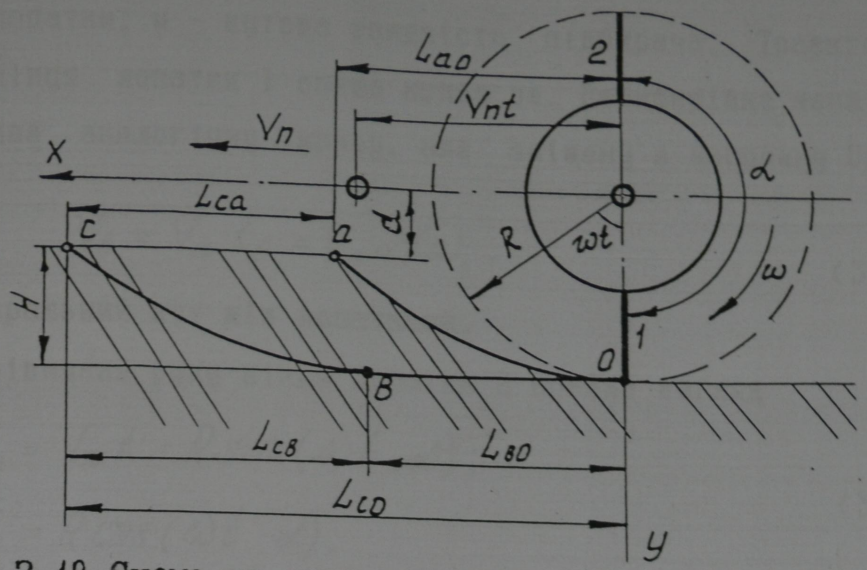


Рис.3.10 Схема до визначення конструктивно-технологічних параметрів роторного підбирача

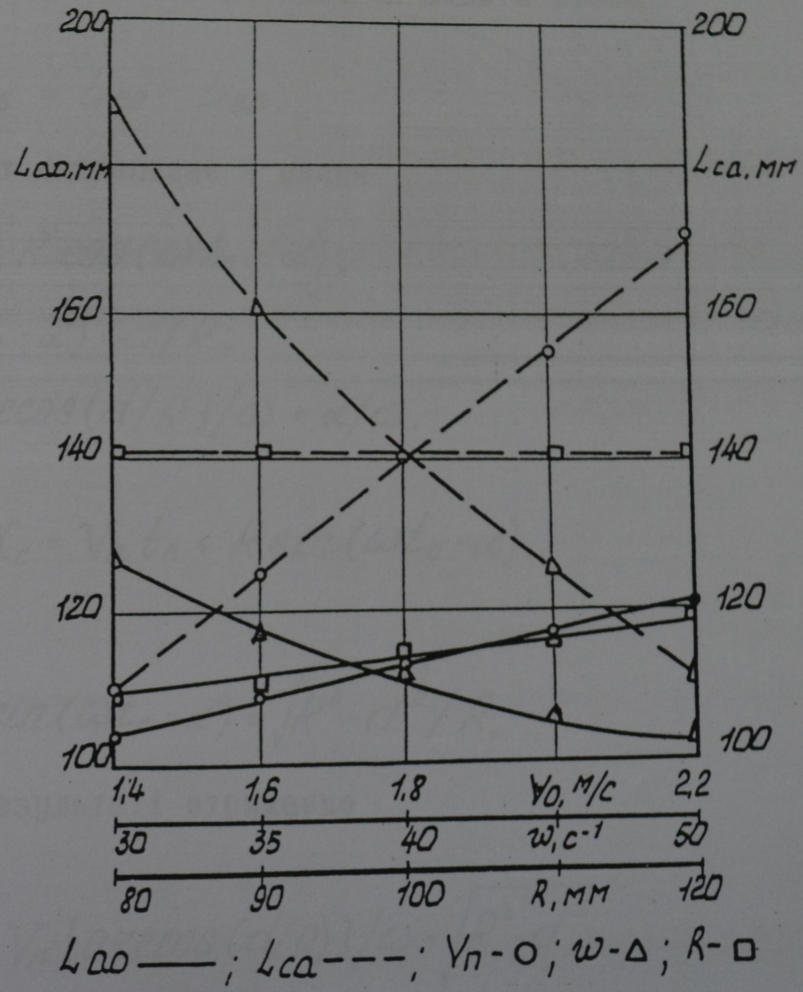


Рис.3.12 Характер впливу V_o; ω; R на технологічні параметри роторного підбирача

периферії лопатки; w – кутова швидкість підбирача. Траєкторія вільного кінця лопатки і опише крива оа. Периферійна зона лопатки 2 опише аналогічну криву, але зміщену в напрямку Vп на величину

$$V_в = V_п t_в = V_п \alpha/\omega, \tag{3.90}$$

де α – центральний кут між лопатками.

Тоді рівняння руху кінця лопатки 2 прийме вигляд

$$X_2 = V_п t + R\sin(\omega t - \alpha);$$
$$Y_2 = R\cos(\omega t - \alpha). \tag{3.91}$$

Траєкторією периферії лопатки 2 буде крива вс. Зона проходу лопаткою підбирача в проекції на вісь X рівна

$$L_{св} = L_{со} - L_{во}. \tag{3.92}$$

Абсцису т.с знайдемо з умови

$$Y_c = d = R\cos(\omega t_c - \alpha);$$
$$\cos(\omega t_c - \alpha) = d/R;$$
$$t_c = [\arccos(d/R)]/\omega + \alpha/\omega. \tag{3.93}$$

Тоді

$$X_c = V_п t_c + R\sin(\omega t_c - \alpha). \tag{3.94}$$

Оскільки

$$\sin(\omega t_c - \alpha) = \sqrt{R^2 - d^2}/R, \tag{3.95}$$

в кінцевому результаті отримаємо

$$L_{св} = L_{ао} = V_п[\arccos(d/R)]/\omega + \sqrt{R^2 - d^2}. \tag{3.96}$$

Зона підбору коренеплодів Lса аналогічна до величини Lво

$$L_{BO} = L_{CA} = V_n \alpha / \omega. \qquad (3.97)$$

Таким чином, вибір конструктивно-технологічних параметрів підбирача коренеплодів необхідно проводити користуючись наступною системою рівнянь

$$\begin{cases} L_{ao} > L_{ca} > K; \\ L_{ao} = V_n [\arccos(d/R)]/\omega + \sqrt{R^2 - d^2}; \\ L_{ca} = V_n \alpha / \omega \end{cases} \qquad (3.98)$$

Враховуючи те, що величина заглиблення ротора підбирача в землю знаходится в межах 30...40 мм (виходимо з величини заглиблення підкопуючих робочих органів) і при аналізі системи рівнянь (3.98) не суттєво впливає на зону проходу лопатки Lсв (максимальне відхилення Lсв в межах 5%), то при розрахунках приймаємо H = const = 35 мм. Тоді d = R - H.

Виходячи, як із конструктивних так і з технологічних міркувань, вал ротора підбирача у вертикальній площині повинен мати дві лопатки, тому α = 180 град.

При аналізі системи рівнянь (3.98), величини змінних конструктивно-технологічних параметрів знаходяться в межах: Vп = (1,4...2,2) м/с; w = (30...50) $с^{-1}$; R = (80...120) мм.

В процесі дослідження впливу кожного параметру на величини Lao і Lca інші параметри будуть незмінними, а їх абсолютні величини відповідно рівні: Vп = 1,8 м/с; w = 40 $с^{-1}$; R = 90 мм.

Результати розрахунків представлені у вигляді графічних залежностей, зображених на рис.3.12. Користуючись цими даними, можна вибрати необхідні конструктивно-технологічні параметри роторних підбирачів коренеплодів з врахуванням умови (3.88).

Однак, для забезпечення якісного виконання технологічного процесу необхідно визначити такі параметри підбирача, при яких коренеплід гарантовано буде подаватись на очисний пристрій. При

цьому вектор результуючої складової швидкості польоту кореня повинен бути направлений в сторону сепаруючого пристрою.

Для визначення закону руху коренеплоду по робочій поверхні лопатки підбирача розглянемо розрахункову схему, яка зображена на рис.3.13. На схемі зображено потік вороху коренеплодів з викопувального пристрою на сепаруючий, а також нарияки зусиль, що діють на втрачений коренеплід, який підбирається лопаткою горизонтально-роторного підбирача. На схемі приведені наступні позначення: R - радіус валу підбирача; r - радіус коренеплоду; L - довжина лопатки; x_δ - бігуче значення переміщення коренеплоду вздовж лопатки; w - кутова швидкість обертання валу; v - поступальна швидкість енергетичного засобу; φ - кут повороту лопатки; N - нормальна реакція від дії лопатки; Fк - коріолісова сила; Fв - відцентрова сила; Fт - сила тертя; Fп - сила підпору від дії розрихленого грунту (при $\varphi > 90^\circ$, Fп = 0).

Враховуючи складну конфігурацію коренеплоду, при його різній орієнтації на поверхні лопатки, а також налиплу на поверхню кореня землю і виходячи з міркувань спрощення моделі, приймемо допущення що коренеплід тільки ковзає по поверхні лопатки без врахування його перекочування. При цьому, уточнення отриманих результатів може бути досягнуте вибором відповідних значень коефіцієнтів опору переміщенню коренеплодів.

Загальне рівняння руху коренеплоду відносно осі OX запишеться у вигляді

$$m\ddot{X} = F_B - F_T + mg\cos\varphi - F_n\sin\varphi. \qquad (3.99)$$

Розпишемо кожен із складників рівняння

$$F_B = m\omega^2(R + r + X_\delta); \qquad (3.100)$$

$$F_K = 2m\omega\dot{X}_\delta; \qquad (3.101)$$

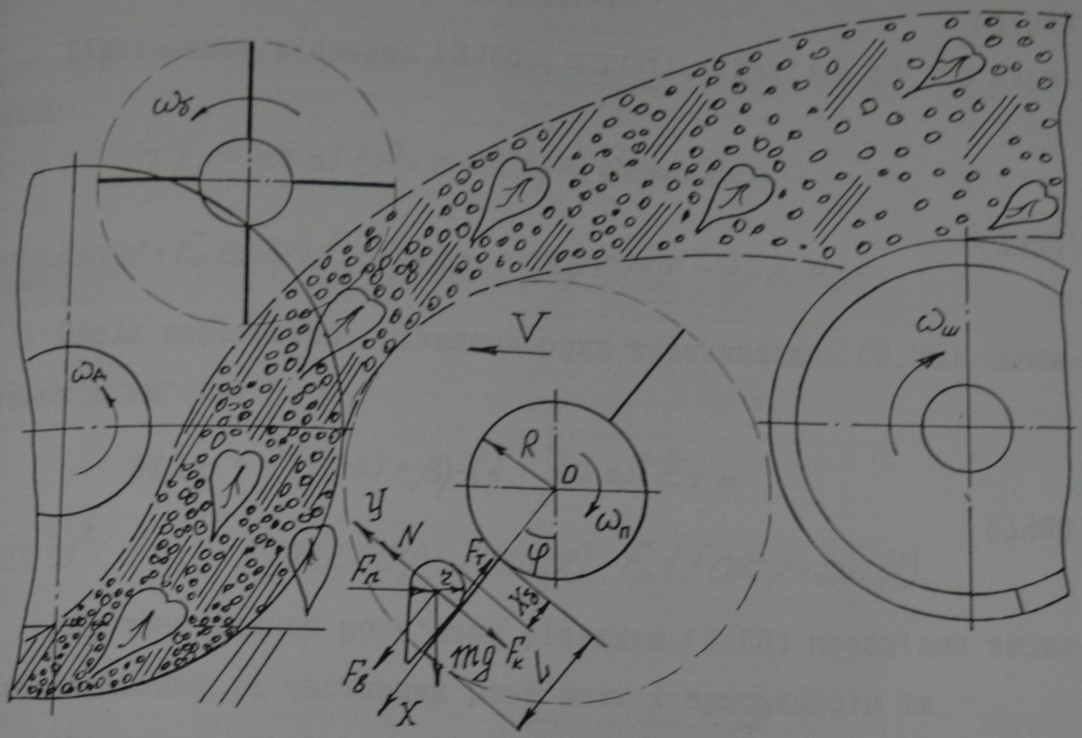


Рис.3.13 Схема для визначення характеру руху коренеплоду по робочій поверхні підбирача

$$F_T = Nf + 2\beta \dot{X}_б ; \qquad (3.102)$$

$$\varphi = \varphi_0 + \omega t, \qquad (3.103)$$

де f - коефіцієнт сухого тертя; β - коефіцієнт в'язкого тертя; φ_0 - початковий кут захоплення лопатком коренеплоду.

В процесі роботи, коренеплід буде зміщуватись по робочій поверхні лопатки, доки його центр не співпаде з краєм лопатки.

Початкові умови руху коренеплоду визначаються моментом попадання кореня на лопатку. Приймемо цей час рівним нулю. Тоді $\varphi = \varphi_0$; $X_б = X_0$; $\dot{X}_б = -V \sin\varphi_0$.

Спроектуємо, сили, що діють на коренеплід на вісь Y

$$N = F_к + mg\sin\varphi + F_n\cos\varphi. \tag{3.104}$$

Підставивши рівняння (3.100), (3.101), (3.102) в (3.99) отримаємо

$$m\ddot{X}_б = m\omega^2(R+r+X_б) - (2m\omega\dot{X}_б + mg\sin\varphi + F_n\cos\varphi)f - 2\beta\dot{X}_б + mg\cos\varphi - F_n\sin\varphi. \tag{3.105}$$

Після перетворень рівняння руху коренеплоду (3.95) запишеться у вигляді

$$m\ddot{X}_б = 2(m\omega+\beta)\dot{X}_б - m\omega^2\dot{X}_б = m\omega^2(R+r) + mg(\cos\varphi - f\sin\varphi) - F_n(f\cos\varphi + \sin\varphi). \tag{3.106}$$

Для знаходження розв'язку рівняння (3.106) необхідно визначити загальний та частковий розв'язки і просумувати їх.

Загальний розв'язок знаходиться через корені алгебрагічного характеристичного рівняння

$$mK^2 + 2(m\omega+\beta)K - m\omega^2 = 0. \tag{3.107}$$

Звідки

$$K_{1/2} = -\left(\omega + \frac{\beta}{m}\right) \pm \sqrt{\left(\omega + \frac{\beta}{m}\right)^2 + \omega^2}, \tag{3.108}$$

а тому спільний розв'язок можна представити у вигляді

$$X_1 = Ae^{K_1 t} + Be^{K_2 t}, \tag{3.109}$$

де A і B – постійні інтегрування, що знаходяться з початкових умов.

Частковий розв'язок рівняння шукаємо у формі правої частини, тобто у вигляді суми вільного члена та коефіцієнтів при $\sin\varphi$ та $\cos\varphi$

$$X_2 = E + F\sin\varphi + G\cos\varphi. \tag{3.110}$$

Враховуючи, що $\dot{\varphi}=\omega$, то після підстановки X_2 у рівняння руху отримаємо

$$-m\omega^2(F\sin\varphi+G\cos\varphi)+2(m\omega+\beta)\omega\times$$
$$\times(F\cos\varphi-G\sin\varphi)-m\omega^2(F\sin\varphi+G\cos\varphi)-m\omega^2E=$$
$$=m\omega^2(R+z)+(mg-F_nf)\cos\varphi-(mgf+F_n)\sin\varphi. \qquad (3.111)$$

Звівши подібні члени та розділивши їх за функціями часу, визначимо

$$E=-(R+z);$$

$$G=\frac{mg+F_nf-2(m\omega^2+\beta\omega)F}{-2m\omega^2};$$

$$F=\frac{2(mgf+F_n)m\omega^2+2(m\omega^2+\beta\omega)(mg-F_nf)}{4m^2\omega^4+4(m\omega^2+\beta\omega)^2}. \qquad (3.112)$$

Таким чином, рівняння руху матиме вигляд

$$X=X_1+X_2=Ae^{K_1t}+Be^{K_2t}+E+F\sin\varphi+G\cos\varphi. \qquad (3.113)$$

Підставимо початкові умови

$$X_0=A+B+E+F\sin\varphi_0+G\cos\varphi_0. \qquad (3.114)$$

Похідна, тобто швидкість руху коренеплоду по лопатці запишеться у вигляді

$$\dot{X}=K_1Ae^{K_1t}+K_2Be^{K_2t}+\omega(F\cos\varphi-G\sin\varphi)-$$
$$-V\sin\varphi_0=K_1A+K_2B+\omega(F\cos\varphi_0-G\sin\varphi_0). \qquad (3.115)$$

Звідси

$$A=X_0-E-G\cos\varphi_0-F\sin\varphi_0-B;$$

$$B=\frac{K_1(E+G\cos\varphi_0+F\sin\varphi_0-X_0)-\omega(F\cos\varphi_0-G\sin\varphi_0)-V\sin\varphi_0}{K_2-K_1} \quad (3.116)$$

Сумарна швидкість вильоту кореня рівна векторній сумі швидкостей відносного і переносного руху, що з врахуванням їх перпендикулярності приведе до залежності

$$V_к=\sqrt{\omega^2(R+L)^2+\dot{X}_б^2}. \quad (3.117)$$

Напрямок (кут кидання) відносно рухомого енергетичного засобу матиме вигляд

$$\alpha_к=\varphi_0+arctg\left(\frac{\omega(R+L)}{\dot{X}_б}\right). \quad (3.118)$$

Для надійного підбору коренеплодів необхідно, щоб кут кидання був більший за 180 град. (відраховуючи від нижнього положення), тобто щоб коренеплід рухався в напрямку, протилежному до напрямку руху комбайна.

Знайти швидкість та кут кидання можливо у випадку, якщо відомо час, коли корінь досягне краю лопатки.

Для його знаходження доцільно застосувати чисельні методи розв'язку трансцендентних алгебрагічних рівнянь, за допомогою ЕОМ, поклавши X = L - r, і знайшовши час t.

У розроблені програмі розрахунку (додаток Б), застосовано метод дотичних (Ньютона).

За результатами розрахунків і аналізу рівнянь 3.115 - 3.118 побудовані графічні залежності (рис.3.14) кута повороту лопатки, при якому відбувається відрив коренеплоду від її робочої поверхні від конструктивних і технологічних параметрів горизонтально-роторного підбирача, а саме: $m_к$ - маси коренеплоду; Fп - зусилля підпору; L - довжини лопатки; φ_0 - початкового кута захоплення коренеплоду; f -коефіцієнту тертя; Rб - рідіусу буряка; w - кутової швидкості обертання; R- радіусу валу підби-

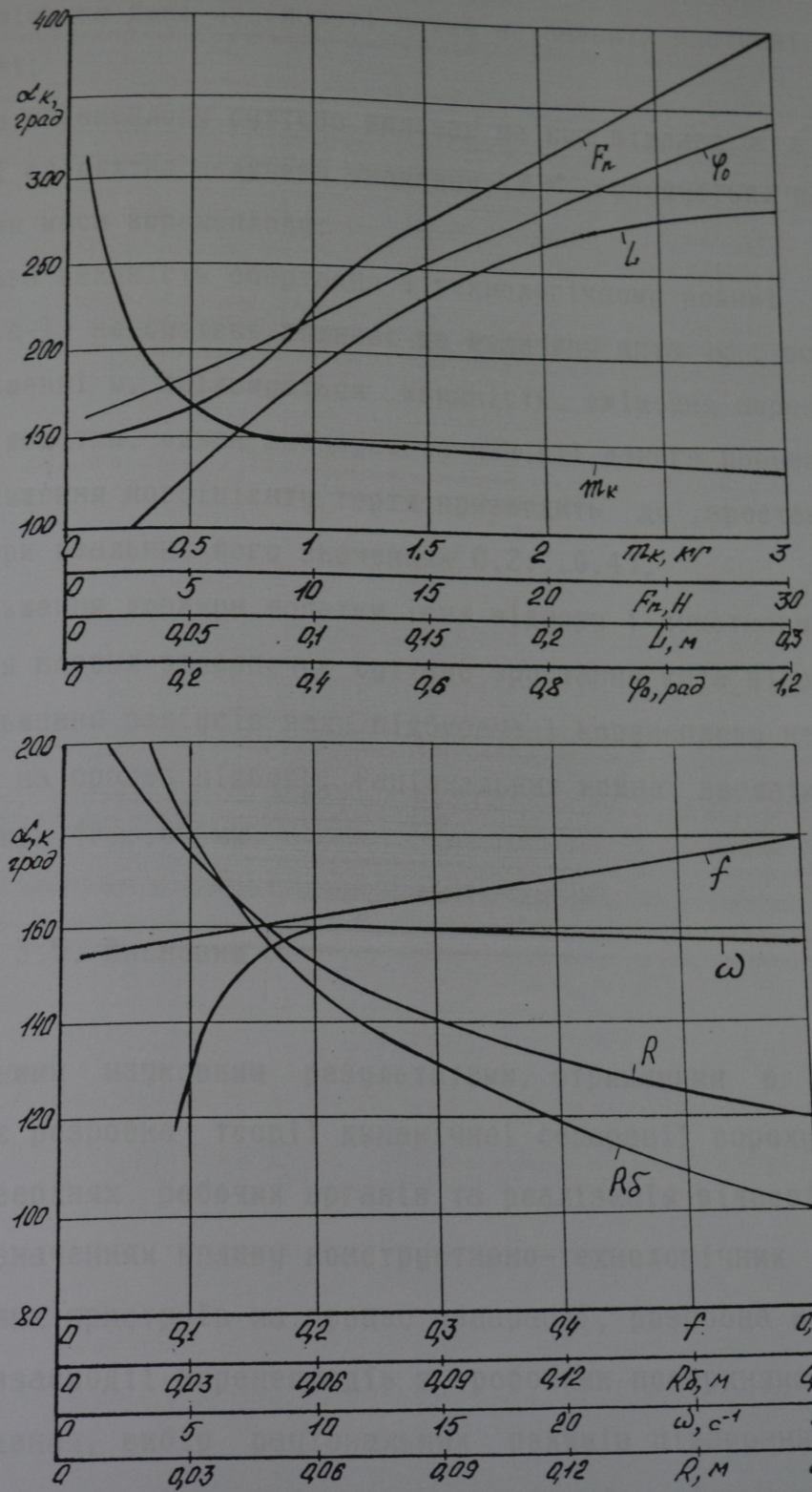


Рис.3.14 Залежності впливу конструктивно-технологічних параметрів підбирача на кут відриву кореня від робочої поверхні лопатки

рача.

Аналізуючи дані залежності можна встановити наступні закономірності:

маса коренеплоду суттєво впливає на кут відриву α' в межах до 1 кг і абсолютна величина значення $\Delta\alpha'$ зменшується по мірі збільшення маси коренеплоду;

кутова швидкість обертання в технологічному режимі роботи (20...30 с-1) не суттєво впливає на величину кута α', оскільки при збільшенні ω, збільшується швидкість зміщення коренеплоду відносно лопатки, однак зменшується час дії даного процесу;

підвищення коефіцієнту тертя призводить до зростання $\Delta\alpha'$ на 5...6% (при реальних його значеннях 0,2...0,4);

Збільшення довжини лопатки, сил підпору і початкового кута захоплення кореня забезпечує суттєве зростання кута відриву;

збільшення радіусів валу підбирача і коренеплоду негативно впливають на процес підбору. Раціональним можна вважати радіус валу в межах 40...60 мм.

3.5. Висновки

Основними науковими результатами, отриманими в третьому розділі є розробка теорії динамічної сепарації вороху на просівних поверхнях робочих органів та реалізація відповідної моделі з визначенням впливу конструктивно-технологічних параметрів очисних пристроїв на процес сепарації, розробка моделі динамічної взаємодії коренеплодів з робочими поверхнями і оцінка їх пошкодження, вибір раціональних режимів підбирання коренів та конструктивно-кінематичних параметрів відповідних пристроїв.

Основним напрямком підвищення інтенсивності очищення є збільшення кутової швидкості обертання коренеплоду та парамет-

рів da/dt і $d\varepsilon/dt$ при невисокому рівні динамічних навантажень (a та ε), що дозволяє зменшити час очищення та шлях проходження коренеплодів по сепарувочих поверхнях і відповідно зменшити матеріало- і енергомісткість конструкцій очисників.

Описано вплив зони взаємодії робочого органу очисника на кутову швидкість обертання коренеплодів. Найбільший ефект, з точки зору сепарації коренів від землі досягається при їх взаємодії з робочою поверхнею в зоні їх центру ваги і дотичним напрямком зусиль.

На пошкодження коренеплодів найбільш суттєвий вплив мають форма поверхні та жорсткість матеріалу робочих органів, їх швидкість зближення та тип удару. З аналізу диференціальних рівнянь для визначення величини ударних навантажень на коренеплоди при їх взаємодії з лопаткам и бітерного валу встановлено, що на ударні зусилля максимально впливає швидкість та реологічні характеристики тіл контакту, а в меншій ступені кутова жорсткість пружного вузла передачі моменту та момент інерції бітерного валу. Введення проміжного пружного елементу в систему приводу бітера з крутильною жорсткістю 500...1000 Нм/рад дозволяє зменшити зусилля удару коренеплоду з лопаткою бітера на 25...35% і віповідні контактні напруження на 10...14%.

Розроблена математична модель процесу підбирання коренів горизонтально-роторними робочими органами. Виведені диференціальні рівняння руху коренеплоду по робочих поверхнях лопаток підбирача. Визначено характер впливу конструктивно-технологічних параметрів робочого органу на кут відриву коренеплоду і напрямок його руху в технологічній зоні. Встановлено, що маса коренеплоду в межах до 1 кг, видовження лопатки, початковий кут захоплення кореня, сили підпору і діаметр валу є основними факторами впливу на виконання технологічного процесу.

РОЗДІЛ 4

ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Програма та методика експериментальних досліджень

У відповідності з основними завданнями, викладеними в першому розділі і на основі теоретичних положень, розроблена програма експериментальних досліджень, якою передбачалось визначення функціональних і енерго-силових параметрів викопувально-очисних пристроїв в різних компонувальних варіантах при їх модульному агрегатуванні з експериментальними причіпними і самохідними коренезбиральними машинами.

Визначення показників якості виконання технологічного процесу проводилось для: пасивних лемішно-дискових підкопуючих робочих органів з різними типами сепаруючих пристроїв; лемішних і коливних копачів з горизонтально-роторним підбирачем коренеплодів; спрощених конструкцій копачів з V- і Г- подібною формою вікон; бітерних сепаруючих пристроїв; двороторних очисників з активізацією процесу завантаження повздовжніх транспортерів, при їх агрегатуванні з коренезбиральними машинами КС-6Б, КС-6В; трироторних сепаруючих пристроїв з системою їх агрегатування до бурякозбирального комбайну КС-6Б-05; модернізованих шнекових очисників коренезбиральних машин КС-6Б, КС-6Б-02; напівпричіпної бункерної коренезбиральної машини МКП-3 з пасивними дисковими копачами та бітерною системою сепарації.

З метою вибору оптимальних конструктивно-технологічних параметрів сепаруючих пристроїв, для зменшення ступеня пошкоджень коренеплодів передбачалось проведення комплексу лабораторних

досліджень по визначенню глибини пошкоджень буряків від площі контакту, жорсткості та швидкості обертання робочих органів із застосуванням пластичного імітатора коренеплодів.

Для підвищення експлуатаційних показників викопувально-очисних пристроїв, визначення їх оптимальних конструктивно-технологічних параметрів в залежності від умов роботи, а також для перевірки теоретичних положень, програмою експериментальних досліджень передбачалось: визначення осьових, вертикальних і бокових зусиль на кронштейнах дискових копачів; встановлення залежностей зміни крутних моментів на привід дискових копачів при їх роботі на різних грунтах, величинах заглиблення і частоті обертання; визначення енерговитрат при сепарації коренеплодів шнековими очисниками; проведення комплексу досліджень по визначенню експлуатаційних параметрів пружно-захисних вузлів приводу робочих органів для підвищення їх рівня надійності.

При проведенні агротехнічної оцінки передбачалось: вибір фонів; визначення умов досліджень і випробувань, які оцінюються за характеристикою культури та дослідної ділянки; вибір режиму роботи машини та відбирання проб; аналіз проб; математичну обробку результатів досліджень з встановленням основних якісних показників роботи машини: пошкодження коренів (сильні та слабкі),%; загальна забрудненість вороху коренеплодів, %, в т.ч. рослинними залишками; загальні втрати, %.

При енергетичній оцінці визначались наступні показники: тяговий опір коренезбиральної машини, кН; затрачену потужність на виконання технологічного процесу, кВт; питомі енерговитрати, кВт * год/га; питомий тяговий опір коренезбиральної машини, кН/м; питомий розхід палива за час основної роботи, кг/га; коефіцієнт використання експлуатаційної потужності двигуна; буксування на ведучих колесах.

4.1.1. 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 в 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 зачепів, для ефективного функціонування таких робочих органів на грунтах 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.

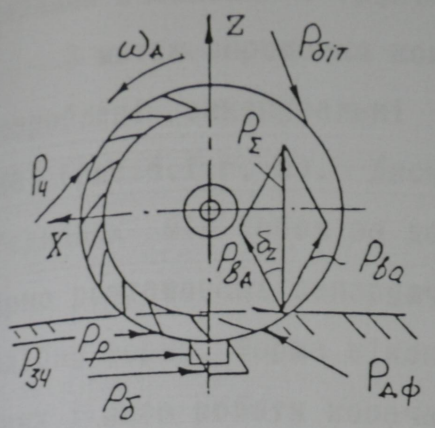
Як відомо з літературних джерел [205, рис.41], напрямок сили викопування коренеплодів дисковими копачами розташовується

під певним кутом δ_z до вертикалі (рис.4.1.а). Застосування на внутрішній поверхні ободу гвинтових рифів-активізаторів забезпечить вирівнювання сумарної сили викопування P_Σ у вертикальному напрямку, як векторної складової зусиль викопування диском Рвд і рифів-активізаторів Рва.

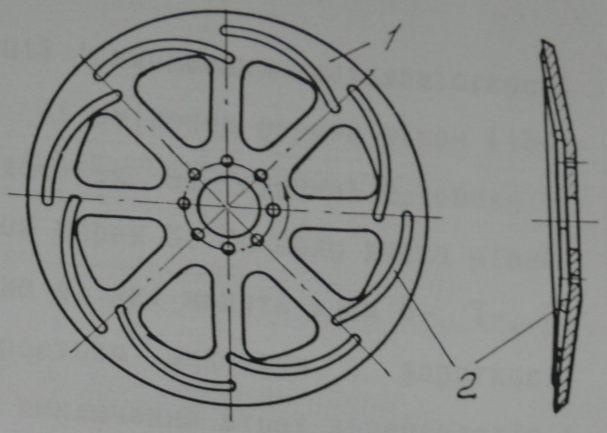
Для пасивних дискових копачів доцільно застосовувати радіальні і бокові грунтозачепи (рис.4.1.а), що призведе до збільшення горизонтальної складової зусилля зчеплення Рзч, за рахунок появи радіального Рр і бокового Рб зусиль, направлених в сторону обертання диска, протидію якому відповідно складають зусилля від дії очищувальної пластини Рч, вибивного бітера Рбіт і деформації грунту Рдф.

Конструктивні виконання таких робочих органів зображені відповідно на рис.4.1.б, в. З метою зменшення пошкоджень коренеплодів, розроблений диск [43; 44], на ободі якого зі сторони робочої поверхні виконані дугові виступи 2, 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 диску, сумарна сила буде направлена у вертикальному напрямку, що призведе до суттєвого зменшення пошкоджень хвостової частини коренеплодів.

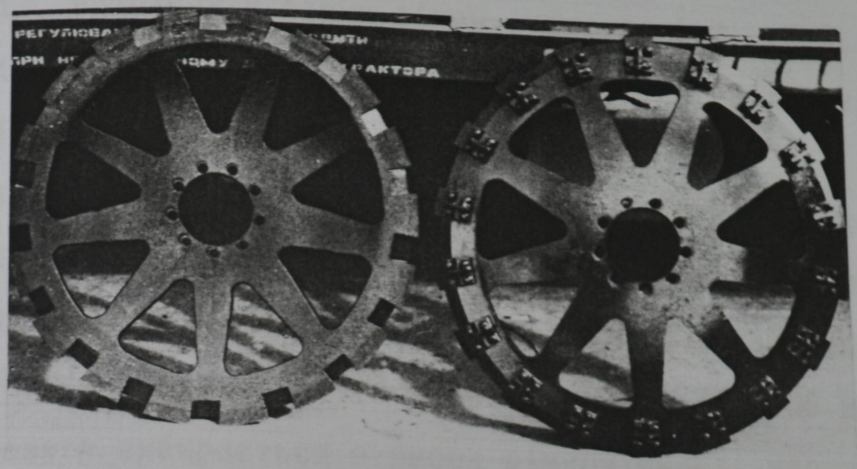
Варіанти виконання робочих органів пасивних копачів з радіальними і радіально-боковими зачепами (рис.4.1.в) дозволяють уніфікувати диски активних копачів з пасивними. При цьому більш простий варіант (рис.4.1.в, лівий) може знайти ефективне застосування на сухих і твердих грунтах, а на вологих і в'язких необхідно використовувати пасивні диски з радіально-боковими зачепами (рис.4.1.в, правий), які характеризуються більшими зу-



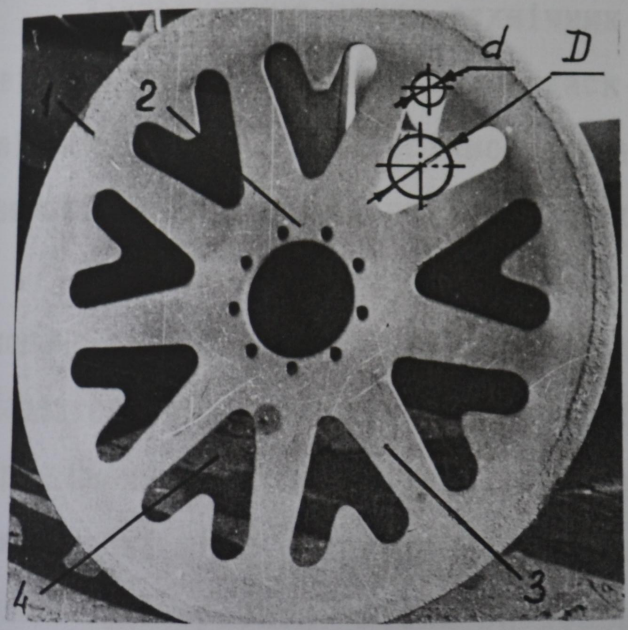
а



б



в



г



д

Рис.4.I Схеми та конструкцII викопувальних дискIв

силлями зчеплення з грунтом.

З метою спрощення конструкції і зменшення металомісткості розроблені викопувальні диски зі зміненою формою вікон [134; 148] (рис.4.1.г, б). Диск складається зі ступиці 2, ободу 1, з'єднаних між собою за допомогою шприх 3. По колу диска рівномірно розташовані сепарувчі вікна 4, які можуть мати V-, Т-, Г-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 диску до найбільшого діаметра кола, вписаного у форму вікна, рівне 9...12.

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

Застосування даних технічних рішень дозволило відмовитись від традиційної компоновки - диск-променева майба. Остання, як відомо [64], є технологічно складною і нераціональною, а також виготовляється з дорогих високовуглицевих сталей - 65Г, 60С2.

Оскільки основна частина землі відходить з робочої зони копача по його периферії, то кращою сепарувчою здатністю буде характеризуватись диск з Г- подібною формою вікон (рис.4.1.д). При цьому, в копачах необхідно буде застосовувати правий і лівий диски, що ускладнить конструкцію. Однак остаточні висновки можна буде зробити після випробовувань даних робочих органів в лабораторно-польових умовах.

Направленню потоку коренів Vк в сторону вибивного бітера

Ук сприяє встановлення в руслі копача направляючої, яка розташована в одній площині з віссю обертання бітера (рис.4.2.а). З метою рівномірного розподілу коренеплодів по всій ширині очисника при їх вибиванні бітером, лопатки останнього встановлені під різнонаправленими кутами $\alpha_л$ і $\alpha_п$ до його центральної осі, що забезпечує почергове ліво- та правостороннє Рл і Рп направлення коренів в сторону сепаратора.

В конструктивному виконанні, гарантоване направлення 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.4.2.в). Таке виконання направляючої пластини особливо ефективне при роботі пасивних дискових копачів, в яких, на відміну від активних, потік вороху коренів з землею не є зосередженим по периферії русла копача, а досить часто зміщується до центру робочих органів.

Рівномірність завантаження по всій довжині першого очисного шнека забезпечує кореневикопувчий пристрій [18], зображений на рис.4.2.б. Його характерною особливістю є те, що лопатки бітерного валу 1, який переводить викопані дисками 2 коренеплоди з копача на шнековий сепаратор 3, виконані в черговому порядку під різнонаправленими кутами. Це сприяє розширенню зони завантаження першого очисного валу і відповідно підвищує якість сепарації коренеплодів від землі і рослинних залишків. Для демпфування ударних навантажень, які виникають при взаємодії бітера з коренеплодами, кожна з лопаток бітерного валу охоплена петлеподібною гумовою накладкою.

Як показала світова практика, на важких грунтах (в'язкі чорноземи) при високій їх твердості (> 3...4 МПа) або вологості (26...30%), робота вилкових і вібраційних копачів значно ус-

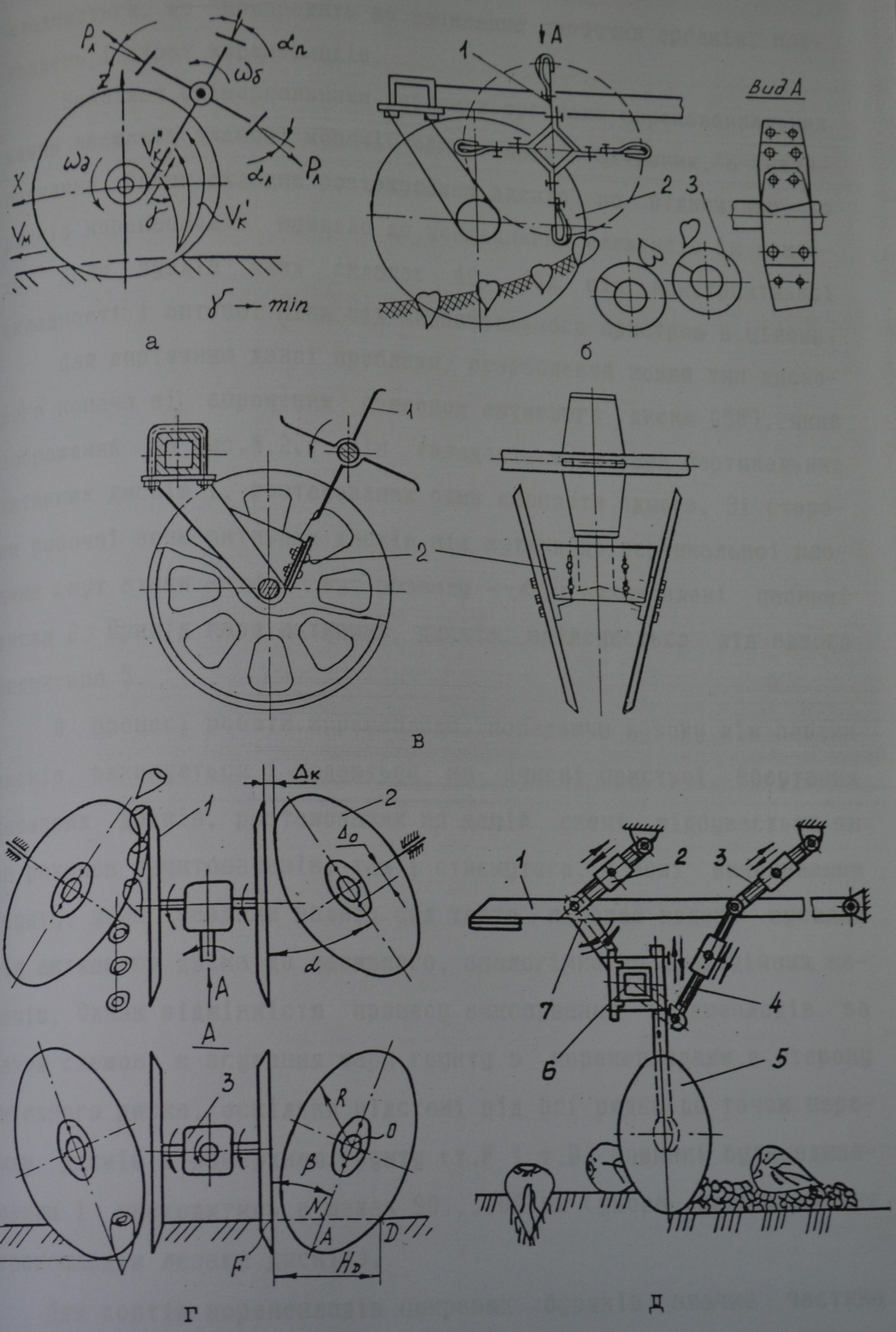


Рис.4.2 Конструктивні схеми дискових копачів

кладнюється, що призводить до забивання робочих органів, пошкоджень і втрат коренеплодів.

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

Для вирішення даної проблеми, розроблений новий тип дискового копача зі спрощеним приводом активного диска [58], який зображений на рис.4.2.г. Він складається з пари вертикальних активних 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 грунтозачепів, так і стиснутого, в зоні викопування грунту, який завдяки впливу сил тертя передає колове зусилля від активного диска до пасивного, аналогічно до традиційних копачів. Однак відмінністю процесу викопування коренеплодів за даною схемою є зсування шару грунту з коренеплодами в сторону активного диска, оскільки відстані від осі рядка до точок перетину дисків з поверхнею грунту (т.F і т.D) повинні бути однаковими і знаходитись в межах 90...100 мм (умова непошкодження коренеплодів лезами дисків).

Для сортів коренеплодів цукрових буряків, значна частина голівок яких виступає над землею, при роботі на легких грунтах,

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.4.2.д), що складається з шарнірно розташованої піврами 1, з'єднаної з основною рамою за допомогою регульованих тяг 2,3 [43]. 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 диску забезпечує регулювання його положення як відносно грунту (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 землі. Викопані коренеплоди з поверхні землі як правило підбираються роторними (горизонтальними або вертикальними) робочими органами і подаються на сепаруючі пристрої.

На рис.4.3.а,б зображені характери рухів і вектори V1; V2; V3; V4 і V5 напрямку переміщення коренеплодів при їх викопуванні і сепарації. Для зменшення втрат коренеплодів величини заглиблення копачів h1 (а - лемішного, б - вібраційного) і роторного підбирача h2 не повинні суттєво відрізнятись одна від одної.

Ефективне виконання даного технологічного процесу може забезпечити роторний підбирач коренеплодів з горизонтальною віссю обертання (рис.4.3.в) [12, 154]. Він складається з трубчатого валу 1, на якому в почерговому порядку рівномірно по колу зак-

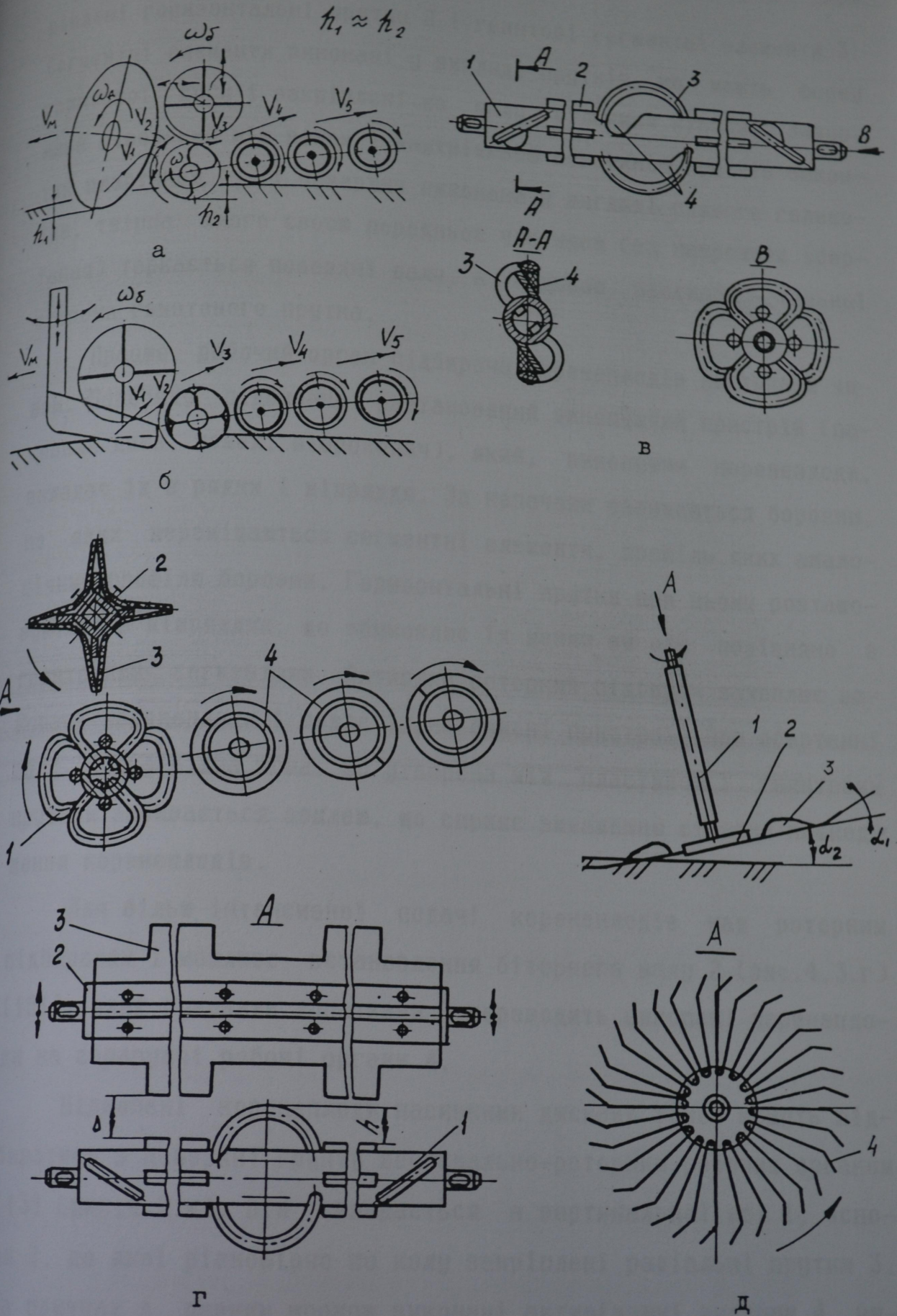


Рис.4.3 Конструктивні схеми підбирачів коренеплодів

ріплені 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 геліоїда, твірна якого своєю передньою частиною (за напрямком обертання) торкається поверхні валу, а задньою частиною - тильної сторони гвинтового прутка.

Працює робочий орган підбирача коренеплодів наступним чином. Попереду підбирача розташований викопуючий пристрій (пасивний диск, лемех, віброкопач), який, викопуючи коренеплоди, вкладає їх в рядки і міжряддя. За копачами залишаються борозни, по яких переміщаються 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 валу периферійна зона, що утворена між пластиною і гвинтовим прутком забивається землею, що сприяє зменшенню ступеня пошкодження коренеплодів.

Для більш інтенсивної подачі коренеплодів над роторним підбирачем і можливе встановлення бітерного валу 2 (рис.4.3.г) [151], який гумовими лопатками 3 переводить викопані коренеплоди на сепаруючі робочі органи 4.

Підкопані коренеплоди пасивними дисками також можуть підбиратись з поверхні грунту вертикально-роторним робочим органом [13] (рис.4.3.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 грунт, вільні кінці прутків підігнуті в сторонону робочої поверхні під кутом α_1 близьким до кута α_2 нахилу основи ротора до горизонтальної площини.

В процесі роботи, коренеплоди захоплюються з поверхні грунту 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 марах 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.

На сучасному етапі розвитку наукових досліджень в технічних науках важливе місце займає розробка багатоваріантної структури технічних рішень. В цьому напрямку розроблені різні прийоми 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 коренів. 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 степеней 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, грунту і їх взаємозв'язку.

Таким чином основою структурно-векторного синтезу на даному етапі є не кінцева параметрична оптимізація робочих органів, а вибір їх форми, пружніх 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. [132].

При синтезі очисних пристроїв бурякозбиральних машин основною умовою (цільовою функцією) є мінімальне пошкодження коренеплодів, а в якості додаткових - 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 4.1. Робочі органи характеризуються наступними параметрами: Со - жорсткість основи сепаратора; Сн - жорсткість несучих елементів; Sк - площа контакту робочого органу з коренеплодом. На схемах несприятливі параметри представлені у вигляді повністю заштрихованого квадрату, середні їх значення - похила штриховка, а позитивні - квадрати незаштриховані.

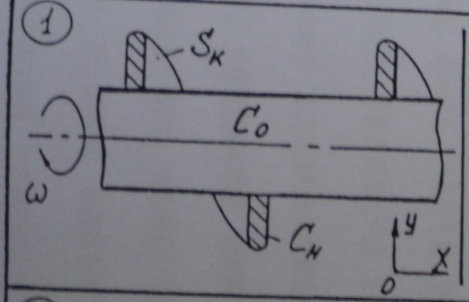
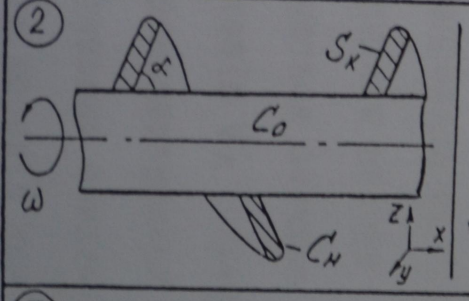
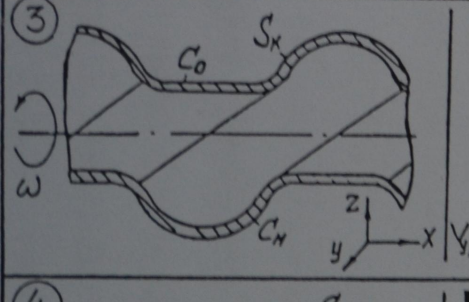
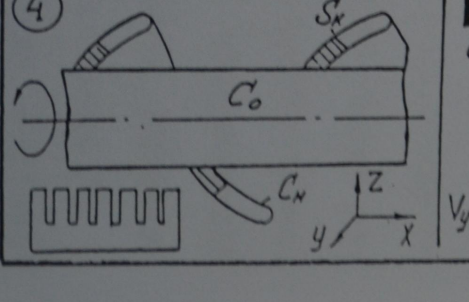
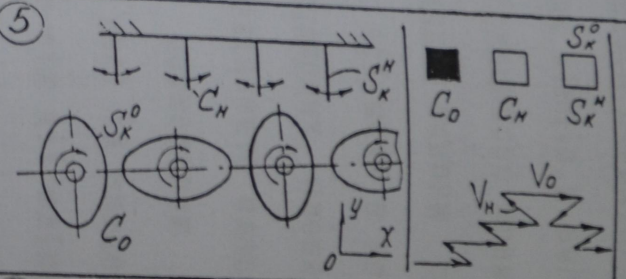
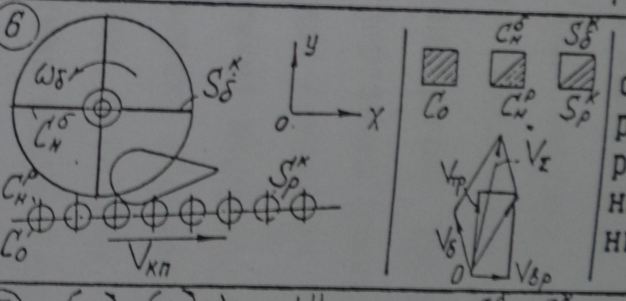
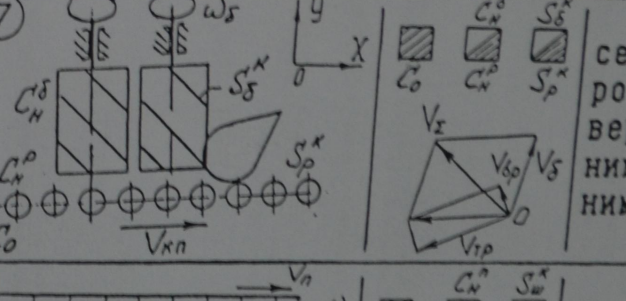
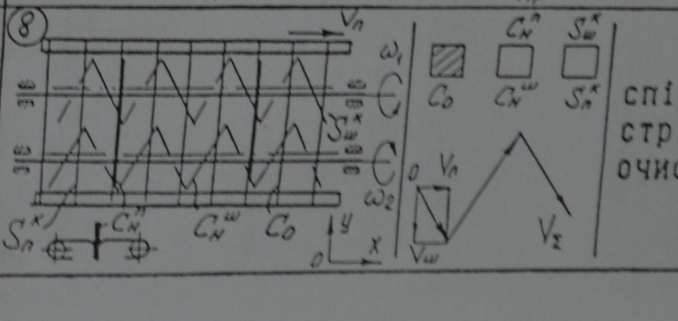
На схемі 1 зображений типовий очисний шнековий вал, який характеризується високою жорсткістю основи (трубчатого валу), спіральної полоси (несучий елемент), а також незначною площиною контакту сепаруючих елементів з коренеплодами. При цьому сумарний вектор напрямку швидкості в основному залежить від кута навивання спіралі.

Збільшення площі контакту можна досягнути встановленням поперечного перетину гвинтової полоси під певним кутом α до осі обертання (схема 2), що в свою чергу призведе до появи вертикальної складової швидкості коренеплоду Vz і відповідно його активнішого прокручування в процесі сепарації.

Максимальну площину контакту, при високих характеристиках жорсткості основи і несучого елементу забезпечить виконання робочого органу у вигляді суцільної рифової труби, з одинаковою товщиною поперечного перетину (схема 3). При цьому сумарний вектор напрямку швидкості коренеплодів буде суттєво змінюватись

Структурно-схемний векторний синтез очисників коренеплодів

Таблиця 4.1

1		шнек з вертикальним ребром	
2		шнек з похилим ребром	
3		спіральний вал	
4		шнек з пружнім, дугоподібним ребром	
5		сепаратор з еліпсними валами	
6		сепарувчий ротор з горизонтальним бітерним валом	
7		сепарувчий ротор з вертикальними бітерними валами	
8		спірально-стрічковий очисник	

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 еліпсних трубчатих валів, однойменні осі яких в почерговому порядку розташовані у взаємноперпендикулярних площинах (схема 5). Направлення потоку коренеплодів здійснють 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 еліпсних валів і направляючих фартухів (відповідно Vo і Vн) зображено на схемі 5. В цьому випадку жорсткість направляючих елементів є мінімальною, а площа контакту основи Sк і направляючого фартуха Sк є максимальними.

Застосування горизонтальних і вертикальних бітерних валів для активізації потоку відповідно в центральній і вивантажувальній зонах двороторного 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_{Σ} 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. Різносторонне обертання еластичних вінеків 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 вінекових 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 коренезбиральних машинах КС-6Б і КС-6В, сепаратори необхідно встановлювати під кутом 16...18 град. 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 грунтово-кліматичних умовах.

Для усунення вище наведених недоліків в центральній і вивантажувальній технологічних зонах сепараторів необхідно інтенсифікувати процес переміщення коренеплодів.

Так, на рис.4.4.а зображений двороторний транспортно-очисний пристрій, який складається з двох паралельно розташованих роторів, виконаних у вигляді закріплених до основи 2 радіальних вприх 1, рівномірно розташованих по колу основи ротора [43]. По периферії роторів встановлені направляючі ремітки 3. Зі сторони

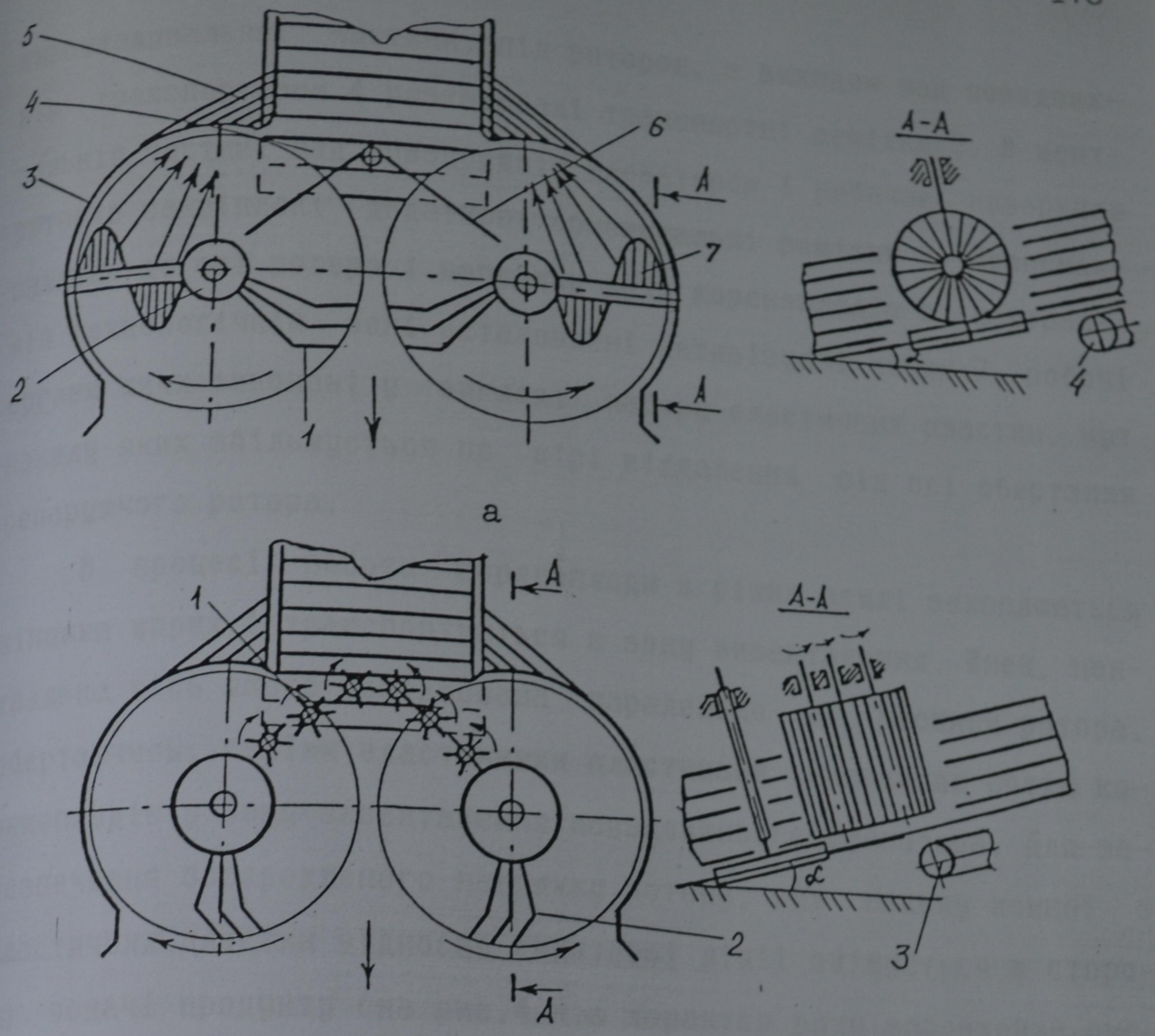


Рис.4.4 Двороторні сепаруючі пристрої

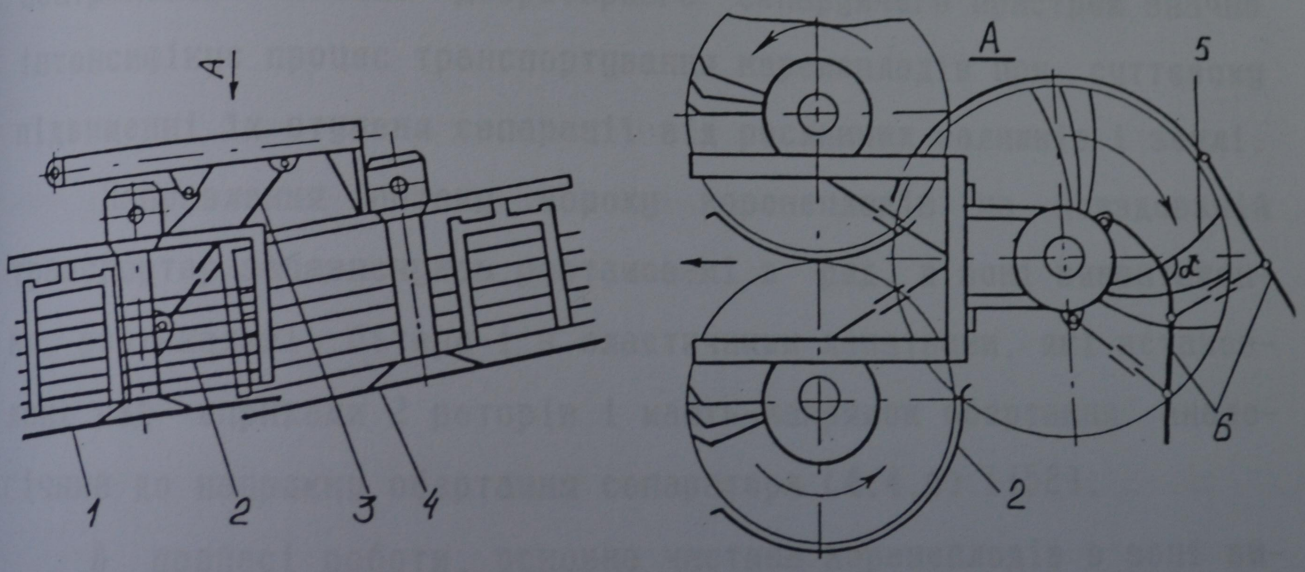


Рис.4.5 Трироторний сепаруючий пристрій

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 в 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 змінюється в сторону подачі продукту (на рис.4.4.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 землі.

Направлення потоку вороху коренеплодів на повздовжній транспортер забезпечують розташовані в ряд, в зоні вивантаження, вертикальні бітери і з еластичними лопатками, які встановлені над шприхами 2 роторів і мають напрямок обертання аналогічний до напрямку обертання сепаратора (4.4.б) [152].

В процесі роботи, основна частина коренеплодів в зоні вивантаження намагається скотитись до основи ротору і попадає на активні бітерні вали, які направляють їх в зону завантаження

повздовжнього транспортера 3. Окрім функції направлення, бітерні вали додатково сепарують коренеплоди від землі і рослинних залишків.

Підвищення ступеня сепарації коренеплодів від землі і рослинних залишків, шляхом збільшення їх шляху проходження в руслі робочого органу, забезпечує триторний очисний пристрій [9; 13], який зображений на рис.4.5. Він складається з пари розташованих роторів-підбирачів 1 і передаточного ротору 2, робочі зони яких обмежені стаціонарними 3 і поворотними 4 решітками. Положення роторних підбирачів, в залежності від умов роботи, відносно передаточного ротора фіксується за допомогою регульованих тяг 5.

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 прих 6 кут близький до 90 град. Таке виконання направляючої решітки суттєво зменшує пошкодження коренеплодів при їх зміщенні на повздовжній транспортер в зв'язку з виключенням защімлення продукту між активними і пасивними робочими органами сепаратора.

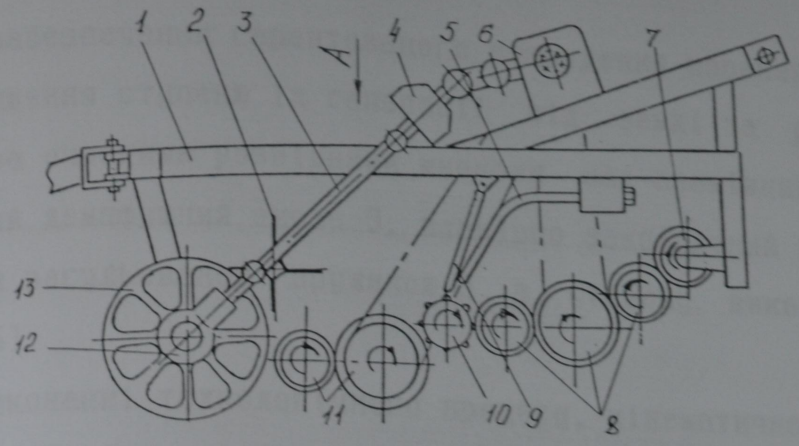
Розглянуті конструкції робочих органів викопувальних і очисних пристроїв сприяють як зменшенню пошкоджень та втрат, так і більш інтенсивній сепарації коренеплодів, в порівнянні з відомими технічними рішеннями. Дані розробки можуть отримати широке застосування в коренезбиральних машинах різної рядності і способу агрегатування з енергетичним засобом після уточнення їх конструктивно-технологічних параметрів на основі широких випробувань в реальних умовах експлуатації.

4.1.2. Компоновки викопувально-очисних пристроїв та схеми їх агрегатування з експериментальними коренезбиральними машинами

На основі розроблених робочих органів вдосконалені компонувальні схеми викопувально-очисних пристроїв, які знайшли застосування в базових вузлах серійних та дослідних коренезбиральних машин КС-6Б, КС-6Б01, КС-6Б-02, КС-6Б-05, КС-6В, МКП-6, МКП-4 і МКБ-3.

Так на рис.4.6 зображена компонувальна схема дисково-шнекового викопувального пристрою, на рамі і якого встановлені кінематично зв'язані центральний 6 і розподільний 4 редуктори. Від розподільного редуктора через карданні вали 3 і редуктори приводу копачів 12 обертовий рух передається на викопувальні диски 13 [148; 149]. В зоні виходу коренеплодів з копача, розташований активний бітерний вал 2 [18], 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 одинаковим напрямком обертання. Напрямок навивання 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 навивання якої складає 0,25...0,35 від висоти спіралей основних шнеків [157].



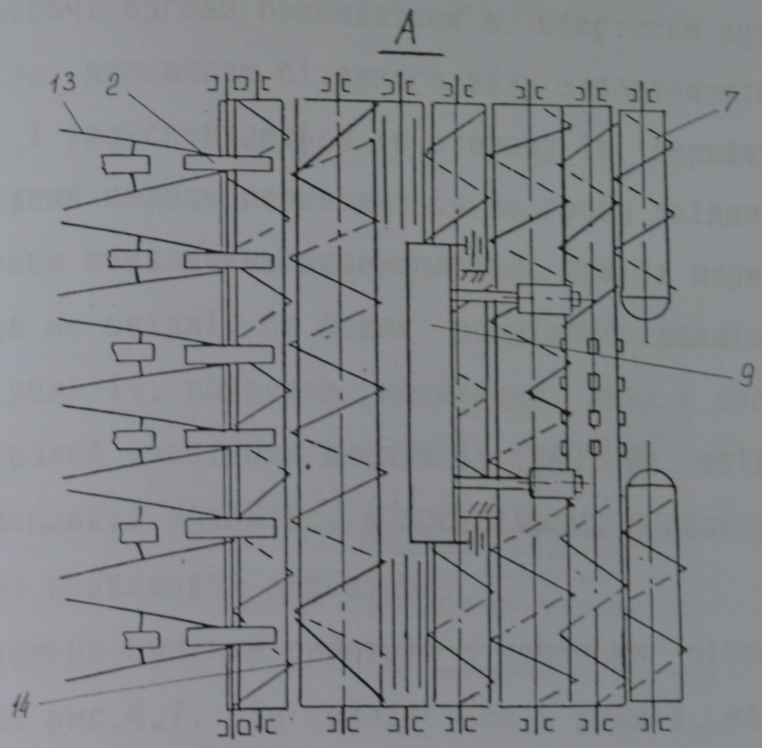


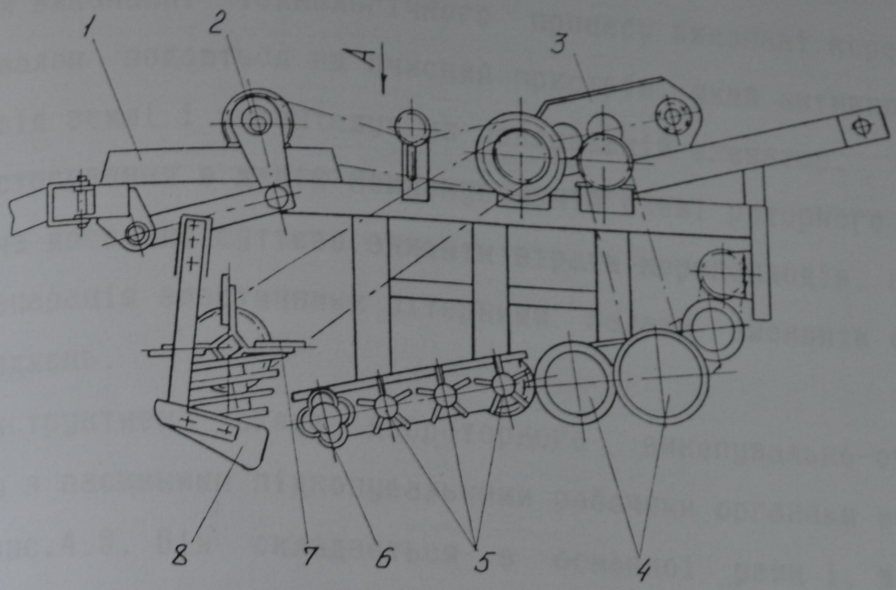


Рис.4.6 Компонувальна схема дисково-шнекового викопувально-очисного пристрою

Для забезпечення гарантованого розведення коренеплодів з метою підвищення ступеню їх сепарації від землі 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 [155].

При виконанні технологічного процесу, кінематично зв'язані між собою робочі органи приводяться в обертовий рух. Викопані коренеплоди за допомогою бітерного валу завантажуються на розвідні 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, напрямок навивання яких є протилежним до основних спіралей розвідних шнеків 11 [14]. 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.4.7. 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. Бітерний вал закріплений над технологічною зоною лемішних пластин копача, позаду яких встановлений горизонтальний роторний вал-підбирач 6 [12; 154], 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 з попередньо розглянутим варіантом викопувально-очисного пристрою.



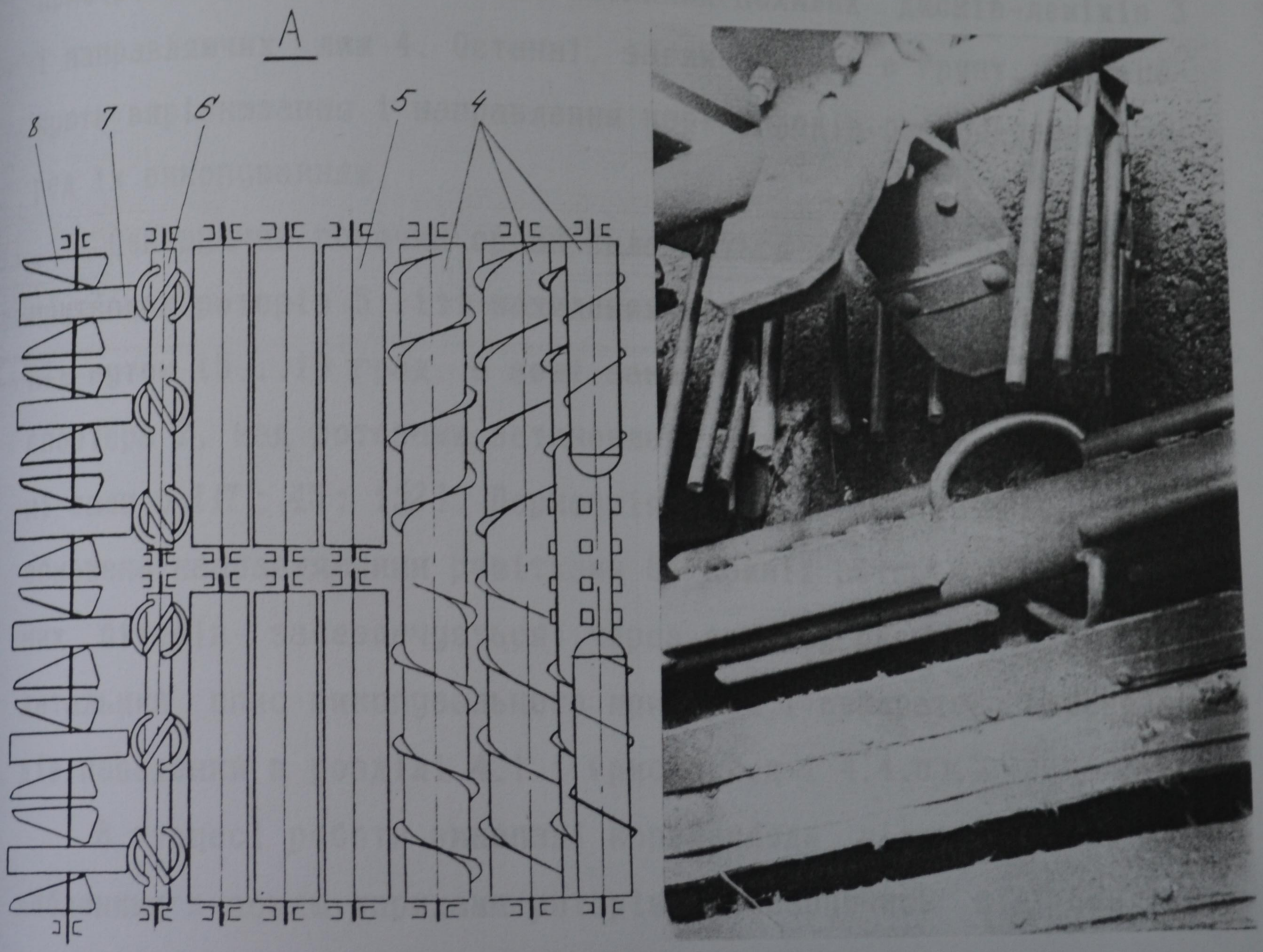


Рис.4.7 Компонувальна схема вІбрацІйного викопувально-очисного пристрою з горизонтально-роторним пІдбирачем коренеплодІв

При виконанні технологічного процесу викопані корені бітерним валом подаються на очисний пристрій, який активно сепарує їх від землі і завантажує на повздовжній елеватор.

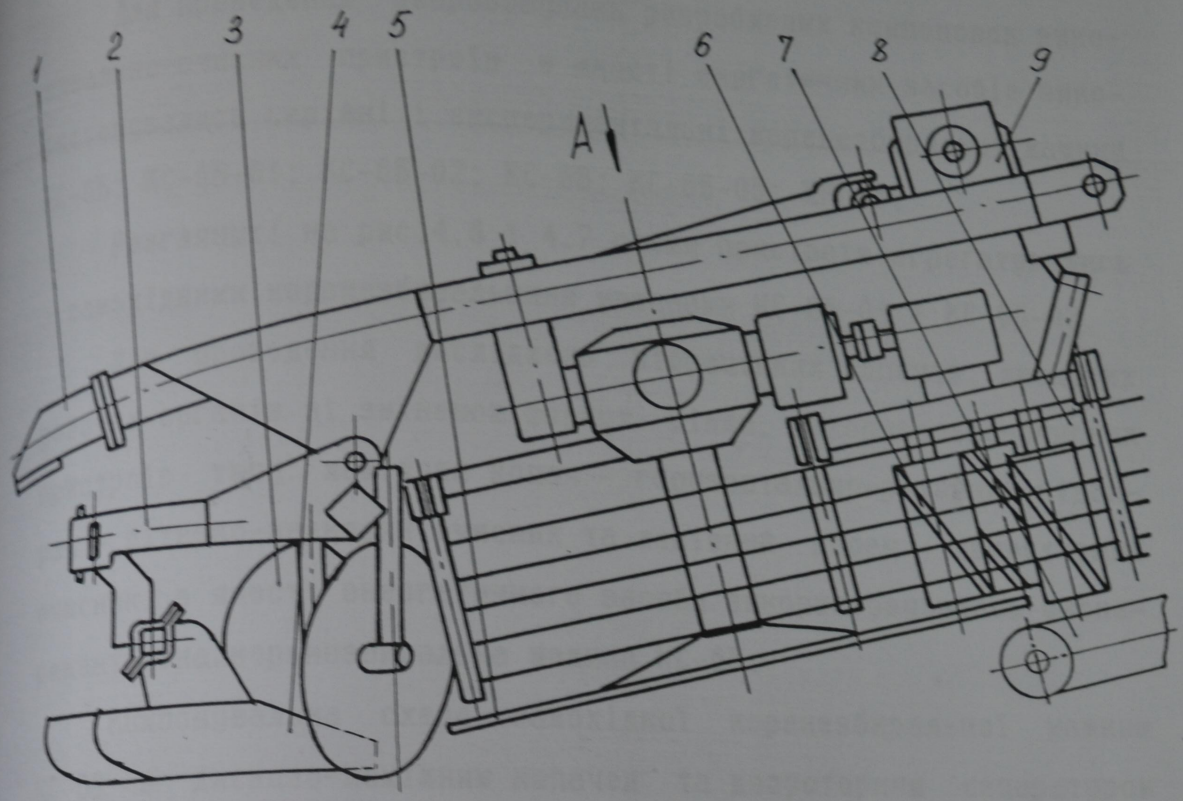
Застосування в даній компонувальній схемі роторного валу-підбирача дозволяє суттєво знизити втрати коренеплодів, а попередня сепарація еластичними бітерними валами зменшити ступінь їх пошкоджень.

Конструктивна схема двороторного викопувально-очисного пристрою з пасивними підкопувальними робочими органами зображена на рис.4.8. Він складається з основної рами 1, шарнірно зв'язаної з допоміжною 2, на якій встановлені викопувальні пристрої, виконані у вигляді пасивних похилих дисків-леміхів 3 і направляючих лиж 4. Останні, заглиблюючись в грунт, забезпечують вирівнювання і направлення коренеплодів безпосередньо перед їх викопуванням.

Сепаруючий робочий орган складається з двох вертикальних пруткових роторів 5 [11] нахилених до горизонтальної площини під кутом 15...18 град. В зоні завантаження повздовжнього транспортера 7, над роторами встановлені активні вертикальні бітерні вали 6 [17; 43; 152]. 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 4.1.1 (рис.4.2.д і 4.4.б).

В процесі роботи викопані коренеплоди підхоплюються, заглибленими в землю шприхами роторів і сепарючись від землі та рослинних залишків транспортуються в зону вивантаження.

Подібну компонувальну схему має триротерний викопувально-очисний пристрій з пасивними підкопувальними робочими органами. Відмінність складає сепарючий пристрій [9; 13], детальна ха-



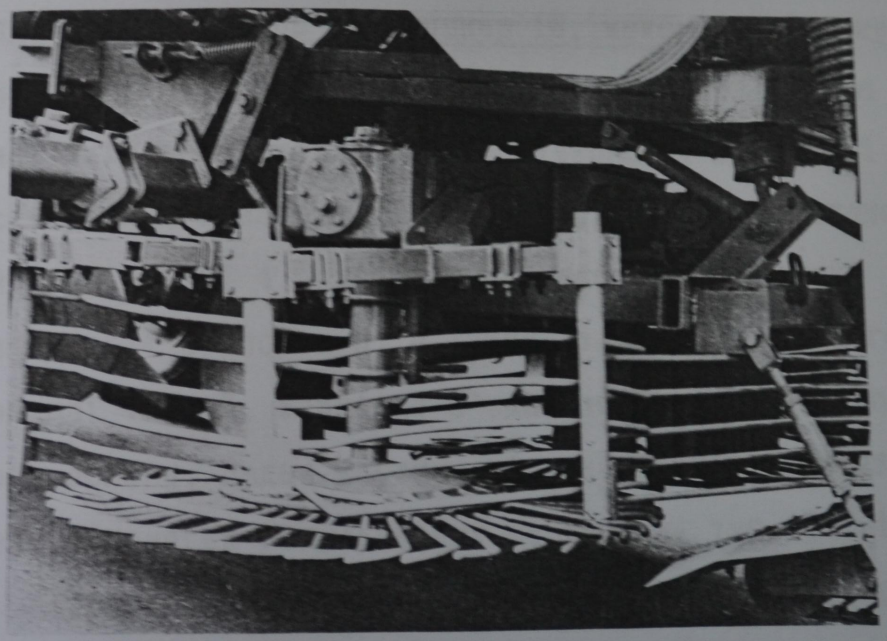


Рис.4.8 Двороторний викопувально-очисний пристрій

рактеристика якого наведена в розділі 4.1.1 (рис.4.5).

Для проведення випробовувань розроблених компоновок викопувально-очисних пристроїв в якості енргетичних 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.4.6 і 4.7 схеми пристроїв агрегатувались з самохідними коренезбиральними машинами КС-6Б-01 і КС-6Б-02.

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.4.9 [16]. 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 підкопувчі диски 2 і двороторний сепарувчий пристрій 11. Попереду піврами встановлений двоплечий важіль 3 і 4, один кінець якого підтиснутий пружиною 6 і взасмодіє з упором 5, а інший, за допомогою регульованої по довжині тяги 3, шарнірно з'єднаний зі стійкою сепарувчого робочого органу. Задня частина піврами 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, утворювчи з піврамою трикутник. Сепарувчий робочий орган з'єднаний з повздовжнім елеватором через регульовану тягу 18.

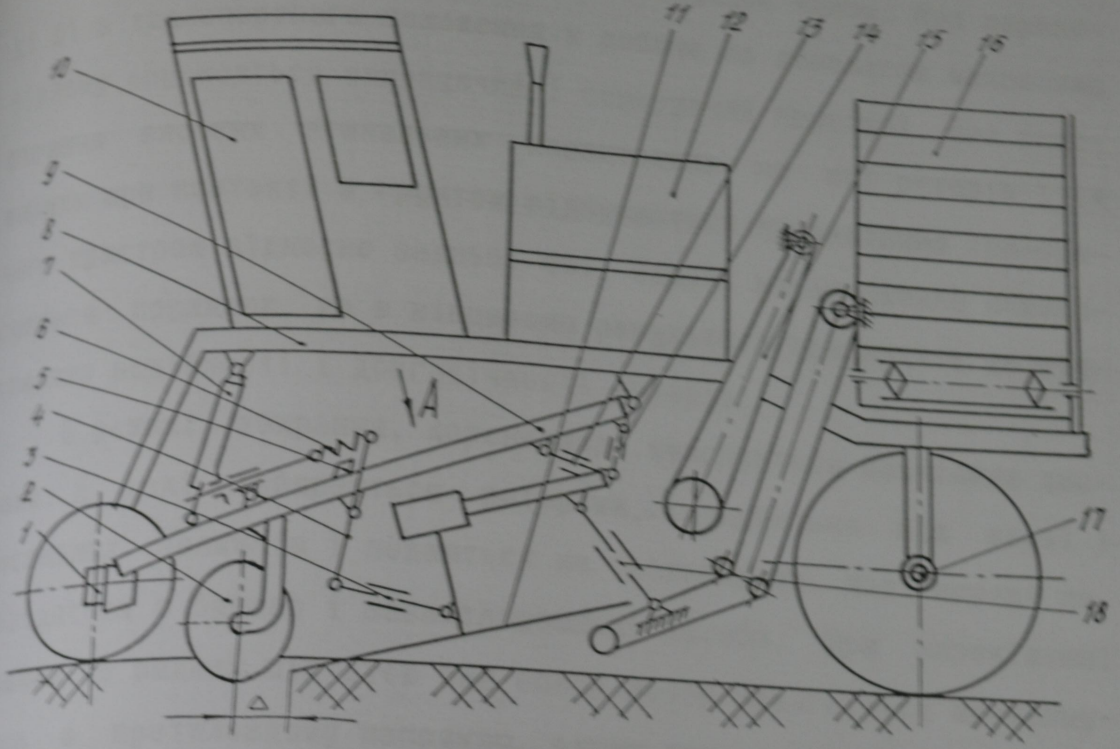




Рис.4.9 Експериментальна коренезбиральна машина КС-6В з двороторним викопувально-очисним пристроєм

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 вприхи при контакті з грунтом відбувається провертання 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 землі і рослинних залишків і подаються на транспортер. Далі корені переводяться в бункер і завантажувальні засоби. При переміщенні машини по рядках під дією сил опору ротор намагається провернутись в протилежному напрямку, однак таке переміщення обмежене упором. Величина зазору Δ заглиблення роторів-підбирачів регулюється тягою 3.

Для підвищення ступеня сепарації коренеплодів від землі і рослинних залишків розроблений трироторний викопувально-очисний пристрій, який агрегатується з модернізованою коренезбиральною машиною КС-6Б-05 [10]. Вона складається з основної рами 4, на якій змонтована площадка управління 3, двигун 6, керований 21 і ведучий 10 мости (рис.4.10). 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 [153], бункер 9 і вивантажувальний транспортер 8 [158]. Перед викопувально-очисним пристроєм і повздовжнім транспортером на основній рамі відповідно змонтовані поворотні вальці 20 і 13, які жорстко з'єднані з двоплечими важілями 1 і 11. Валець 20 через одне з плеч важеля 1 зв'язаний з механізмом

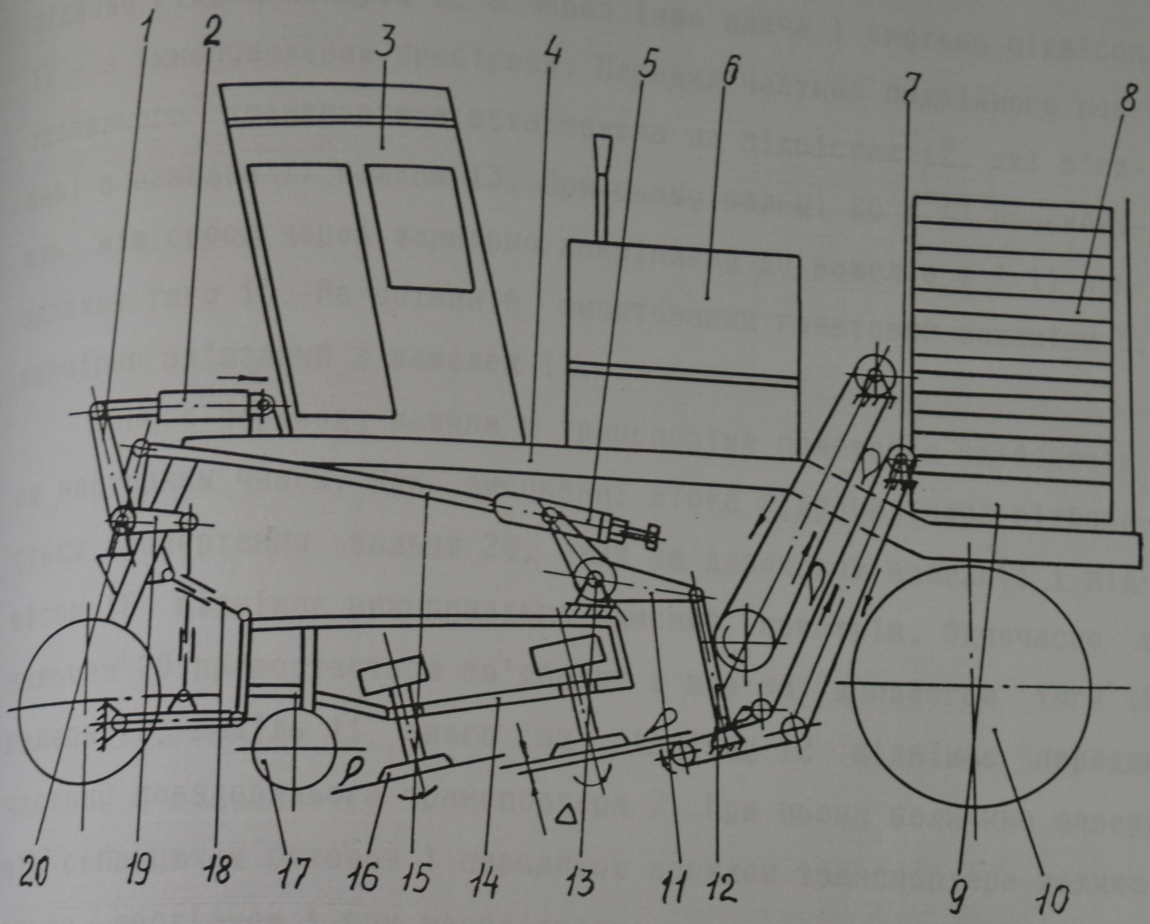




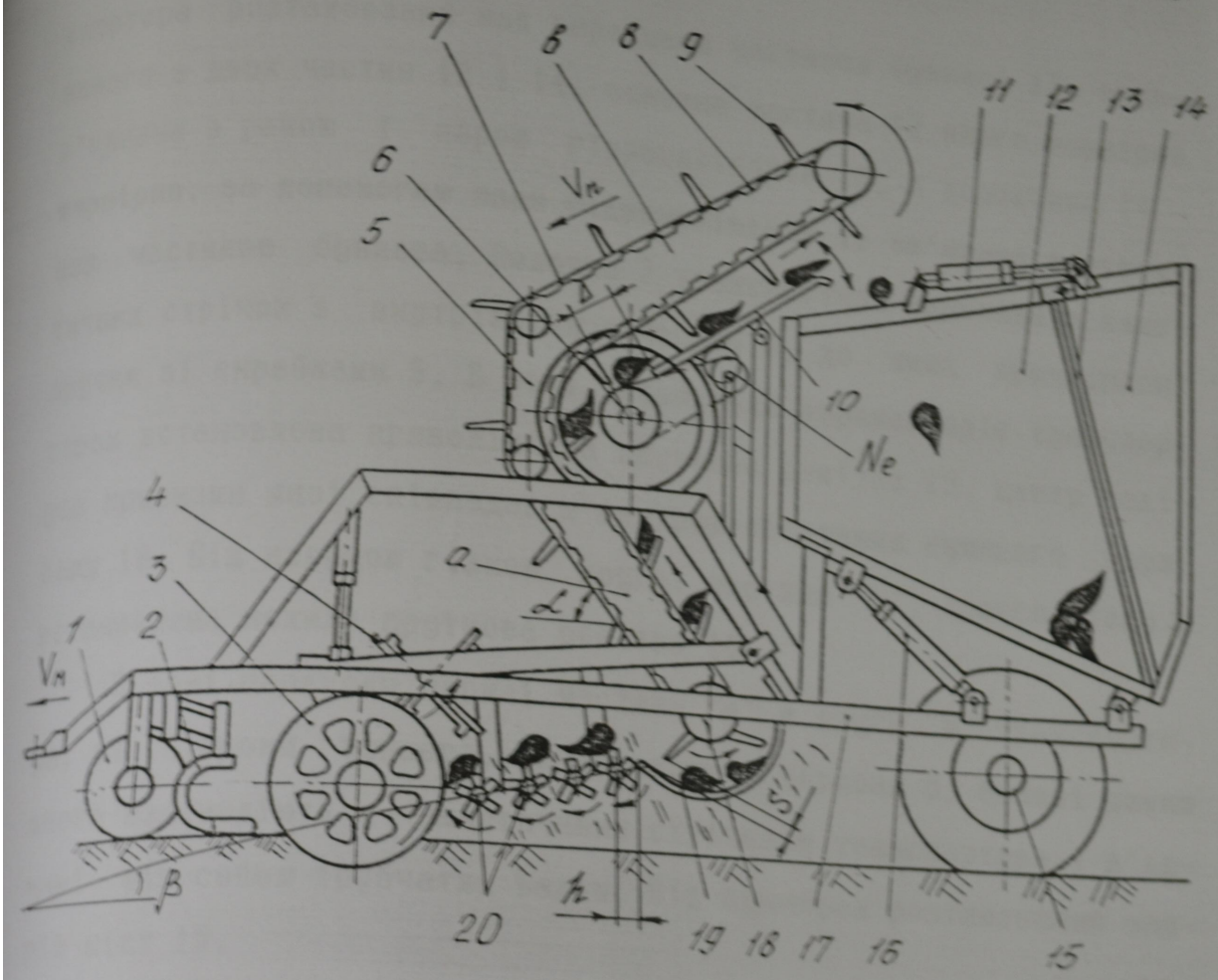
Рис.4.10 Самохідна коренезбиральна машина КС-6Б-05 з трироторним сепаруючим пристроєм

підйому 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 провертання вальця 20, який за допомогою важеля 1 і підвісок 18 піднімає викопувально-очисний пристрій. Одночасно з вальцем 20 провертається 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 надійний перевід машини з транспортного положення в робоче а також дозволяє регулювати всі необхідні технологічні параметри базових вузлів машини при зміні умов викопування.

Для фермерських господарств розроблена трирядкова коренезбиральна машина бункерного типу (рис.4.11) [159]. 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" якого нахилена під кутом α до горизонту в сторону напрямку руху машини. Вільний кінець частини "в" тран-



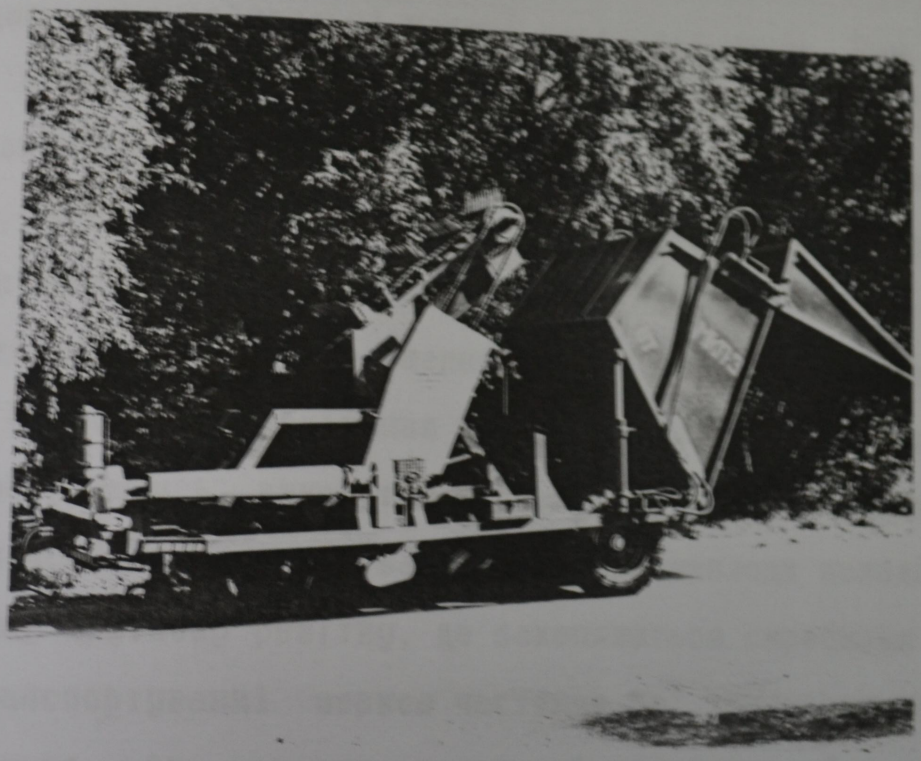


Рис.4.II Експериментальна причіпна бункерна коренезбиральна машина МКП-3

спортера розташований над передньою частиною бункера 13, виконаного з двох частин 12 і 14, основна частина 12 якого 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 трубчатим валом. Під бункером розташований задній міст 15.

Працює коренезбиральна машина наступним чином. При її переміщенні в напрямку рядків коренеплодів копіючі колеса забезпечують копіювання рельєфу рядків коренеплодів. 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 актив-

них бокових дисків і трубчатого 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 вантажуються в бункер. При накопиченому бункері, за допомогою гідроциліндрів проводиться вивантаження коренеплодів на землю, на краю поля.

4.1.3. Методика досліджень і випробовувань робочих органів бурякозбиральних машин

Основна частина випробовувань експериментальних коренезбиральних машин проводилась на державних машино-випробувальних станціях, згідно відомих методик [140; 141].

Нами розроблені методики визначення глибини пошкоджень коренеплодів в залежності від кінематичних та конструктивних параметрів робочих органів сепаруючих пристроїв.

Момент взаємодії коренеплоду з робочим органом (лопатка бітера, виток шнека, активізатор ротора та ін.), відбувається при певній лінійній швидкості, яка в основному визначається частотою обертання робочого органу і радіусом розташування його очисних елементів. При цьому, спочатку приймається умова, що коренеплід знаходиться в стані спокою, або його лінійна швидкість до взаємодії з робочою поверхнею є дуже малою. На нашу думку, дане припущення є коректним для постановки експерименту, а уточнення отриманих результатів можна здійснювати за допомогою поправочних коефіцієнтів, після проведення досліджень.

Для визначення глибини пошкоджень тіла коренеплоду розглянемо обернену схему взаємодії, коли робочий орган є нерухомим, а коренеплід наближається до нього з певною лінійною швидкістю.

На підставі даних міркувань, розроблений пристрій, в якому на нерухомій основі закріплені робочі елементи сепараторів, різної жорсткості та радіусу сферичної поверхні, а коренеплоди кидають на них з різної висоти. При цьому, швидкість взаємодії визначають за відомою залежністю $V = \sqrt{2gh}$, де g – прискорення вільного падіння; h – висота вільного падіння коренеплоду.

Збільшуючи висоту вільного падіння коренеплоду, визначають граничну гибину їх пошкоджень, яка буде відповідати певним конструктивним параметрам робочої поверхні і допустимій швидкості Vдоп взаємодії з нею коренеплоду. Згідно агровимог глибина пошкоджень коренеплодів не повинна перевищувати 5 мм.

Дослідження проводяться в багаторазовій повторюваності, причому коренеплоди підбираються подібної маси (можна застосовувати один коренеплід, постійно змінюючи зону його взаємодії з робочим органом).

Таким чином, для різних типів поверхонь робочих органів експериментальним шляхом можна визначити їх граничні кінематичні параметри ($V = \omega R \leq V_{доп}$), при відповідних жорсткостях основи і площинах контакту.

Пошкодження коренеплодів визначаються шляхом видалення деформованої зони і відповідним замірюванням глибини пошкодження тіла коренеплоду.

Визначення характеру зміни осьових, вертикальних і бокових зусиль на кронштейні дискового копача, а також величини крутного моменту на приводах викопувальних і інекових сепаруючих пристроїв проводилось в 1990 і 1991 роках в Німеччині (Магдебурська і Лейпцігська дослідні станції) при спільній розробці (АТ "ТеКЗ" і фірма "ВВС") і впровадженні в серійне виробництво дискового викопувального пристрою зі зміненою формою вікон (V – подібне вікно [148]) і новою конструкцією вибивного бітера

[18], розташованого в розхилі технологічної зони копачів.

Осьові, вертикальні та бокові зусилля на кронштейні дискових копачів вимірювались із застосуванням тензометричних датчиків, наклеєних на розпірних тягах, закріплених з однієї сторони на рамі коренезбиральної машини, а з іншої на кронштейні копача.

В зв'язку із складністю розміщення тензометричних датчиків безпосередньо на валу активного диска крутний момент вимірювався на привідному карданному валі редуктора дискового копача. Відповідно крутний момент на валу активного диска визначався шляхом множення отриманих експериментальних даних на передаточне число редуктора.

Отримані за результатами експериментальних досліджень осцилограми розшифровувались з врахуванням тарування дослідних вузлів.

Випробовування бурякозбиральних машин здійснюються в наступній послідовності.

Спочатку вибирається фон і характеристика умов випробувань [140; 141].

Для випробувань виділяють ділянки з врожайністю не менше 300 центнерів буряків на гектарі. Окрім цього, якість робіт визначається на високоврожайному фоні не нижче 350 ц/га. Фактична ширина міжрядь і густота насаджень на ділянці повинні відповідати агротехнічним вимогам.

Характеристика ділянки визначається: типом грунту і його назвою за механічним складом; рельєфом; мікрорельєфом; культурою, яка попередньо вирощувалась на даному полі; вологістю грунту в шарі 0-10 см,%; твердістю грунту в шарі 0-10 см, МПа; забрудненістю ділянки бур'янами, кг/м; забрудненістю ділянки камінням, шт./м , кг/м;

Характеристика культури визначається: відхиленням коренеплодів від осьової лінії рядка, %; розташуванням голівок коренів відносно поверхні грунту, %; розподілом рослин в рядку; середньою відстанню між коренеплодами, см; середнім квадратичним відхилення, см; коефіцієнтом варіації, %; густотою насадження рослин, тис.шт./га; біологічною врожайністю, т/га.

Вибір режимів роботи і відбору проб при визначенні якості роботи коренезбиральною машиною.

Лабораторно-польові дослідження проводять з метою виявлення технічних можливостей основних робочих органів і порівняльної оцінки конструкції в цілому в умовах, що виключають вплив випадкових факторів, які не залежать від конструкції машини, але впливають на кінцевий результат.

Перед відбором проб для машин встановлюють оптимальний режим роботи і регулювання відповідно до умов випробувань і агротехнічних вимог збирання (глибина підкопування, втрати, пошкодження, склад вороху і ін.). Оптимальні регулювання встановлюють під час обкатки машини і в процесі роботи. Відбір проб на якість виконання технологічного процесу проводять після виробітку не менше 5-7 змін з виконанням норми.

Якість роботи всіх бурякозбиральних машин визначають на двох швидкісних режимах: 1,5 м/сек і 2 м/сек. Для машин з принципово новими робочими органами чи новою схемою технологічного процесу, а також для машин, вперше представлених на випробуваннях, дослідження проводять на трьох швидкісних режимах - 1,5 м/сек, 2 м/сек, 2,5 м/сек, і на інших швидкостях, передбачених ТЗ.

При необхідності якість роботи машини провіряють на схилах до 4-7 град.

Ділянку для випробування машин розбивають на залікові пло-

ці шириною, рівною ширині захвату, і довжиною: S = 75/i, де i – рядність машини.

Для 4-х і більш рядних машин довжина ділянки повина бути не менше 20 м.

Для розгону машини залишають коридори довжиною не менше 30 метрів, корені з яких не збирають.

Відбір проб проводять без зупинки агрегату. Процес відбору проб повинен бути неперервним. Початок і кінець досліду визначають сигналом, який подається на початку і в кінці залікової ділянки. Тривалість повторення досліду фіксують секундоміром.

Кількість відібраних проб за бурякозбиральною машиною повинна бути не менше трьох.

Оцінка якості роботи бурякозбиральних комбайнів.

На кожній заліковій ділянці після проходу машини визначають якість підкопування і підбору коренів. При цьому враховують:

корені, зібрані машиною (цілі корені і їх частини в купі коренів);

втрати коренів: цілі корені, втрачені на поверхні грунту (вибиті гичкозрізувальним апаратом); цілі корені, підкопані, але не викопані; частини коренів, які залишились в землі; частини коренів на поверхні землі; непідкопані корені; цілі корені, присипані землею; цукриста маса в гичці: цілі корені; частини коренів в зрізаних голівках.

Цілі корені і їх частинки на поверхні землі, підкопані але не вибрані враховують шляхом збирання коренеплодів на заліковій ділянці.

Непідкопані, присипані землею цілі корені і їх частини враховують шляхом перекопування залікової ділянки і вибирання буряків.

Цукристу масу в зрізаних голівках визначають у воросі гички, зібраної з залікової ділянки.

Втрати по всіх видах зважують з точністю до 10 г, записують у відомість і виражають у відсотковому відношенні до загальної ваги коренеплодів з залікової ділянки.

Характер і ступінь пошкодження коренеплодів визначають одночасно з визначенням якості зрізання гички. При цьому коренеплоди поділяють на наступні групи [141]:

непошкоджені під час викопування, сепарації та завантаження в транспортні засоби вважаються коренеплоди, які мають зламану хвостову частину діаметром до 10 мм. Коренеплоди можуть мати пошкодження шириною, довжиною, та глибиною до 10 мм;

мало пошкоджені коренеплоди - у яких відламано хвостову частину до 30 мм та глибиною до 10 мм;

сильно пошкоджені коренеплоди - у яких пошкодження перевищує наведені вище параметри, але які зберігають свою характерну форму.

Корені кожної групи зважують з точністю до 0,1 кг і виражають у відсотковому відношенні до ваги чистих коренеплодів в пробі.

Купа коренеплодів, яка зібрана машиною поділяється на наступні складові частини: чисті коренеплоди; вільна гичка; залишки гички на коренях; вільна земля; земля на коренях; грудки землі; інші домішки.

Математична обробка показників якості роботи.

Обробка всіх даних здійснюється окремо по кожній повторюваності, а далі виводиться середнє значення по кожному показникові зі всіх повторюваностей.

Якісь підкопування і підбирання коренеплодів визначається за формулами

Зібрано машиною: $A1 = Co + C5$

Втрати коренеплодів: $Б = \sum_{i=1}^{6} Бi,$ (4.1)

де Б1 – цілі корені, які втрачені на поверхні грунту; Б2 – підкопані, але не вибрані з грунту корені; Б3 – частини коренів в грунті; Б4 – частини коренів на поверхні грунту; Б5– непідкопані корені; Б6 – цілі корені, присипані землею; загальна кількість коренеплодів у купі: $Co = B1 + B2 + B3$; В1 – нормально зрізані корені; В2 – низько зрізані корені; В3 – високо зрізані корені (залишки гички до 1 см); С5 – частини коренеплодів. (4.2)

Загальна вага буряків викопаних з залікової ділянки

$A = A1 + Б$ (4.3)

Склад купи зібраних коренеплодів

$C = \sum_{i=1}^{6} Ci + Co,$ (4.4)

де С1 – вільна гичка; С2 – гичка на коренях; С3 – вільна земля; С4 – земля на коренях; С6 – інші домішки.

Характер і ступінь пошкодження коренеплодів.

Слабо пошкоджені коренеплоди

$П1 = Ва2 + Вб2 + Га2 + Гб2 + Дв2 + Дг2 + Ва3 + Вб3 + Га3 + Гб3 + Дв3 + Дг3$ (4.5)

Сильно пошкоджені коренеплоди

$П2 + Ва4 + Вб4 + Га4 + Гб4 + Дв4 + Дг4$ (4.6)

Пошкодження всього

$П + П1 + П2,$ (4.7)

де позначення і індекси вказують: В – нормально зрізані корені; Г – низько зрізані корені; Д – високо зрізані корені; а2 і б2 – мало пошкоджені в бік і голівку відповідно з гладкою і сколеною поверхнею; в2 і г2 – мало пошкоджені в бік і голівку з черешками гички відповідно 1 см і більше; а3 і б3 – мало пошкоджені в хвостову частину відповідно з гладкою і сколеною поверхнями; в3 і г3 – слабо пошкодженні в хвостову частину коренеплодів з че-

ремками гички відповідно 1 см і більше; а4, б4, в4 і г4 – сильно пошкоджені корені відповідно з гладкою, сколеною поверхнею і черемками гички до 1 см і більше.

Вище наведені залежності вираховують у відсотковому відношенні за наступними формулами

$$А1 = А1 \times 100 / А;$$

$$Б = Б \times 100 / А;$$

$$Со = Со \times 100 / С;$$

$$П = П \times 100 / Со \qquad (4.8)$$

Енергетичні параметри коренезбиральної машини і методи їх визначення.

При енергетичній оцінці мобільних агрегатів визначаються наступні параметри: Мд – крутний момент на валу двигуна, кгм або Мк – крутний момент на ведучих робочих органах чи на валу їх приводу, кгм; Мввп – крутний момент на валу відбору потужності, кгм; Мг – крутний момент на валу гідродвигуна, кгм; R – тяговий опір (для причіпних сільскогосподарських машин),кг; пд-число обертів колінчатого валу двигуна, об/хв; пк – число обертів ведучих коліс трактора або пкп – число обертів валу їх приводу, об/хв; пввп – число обертів валу відбору потужності (ВВП), об/хв; пг – число обертів валу гідродвигуна, об/хв; S – пройдений шлях, м; t – тривалість досліду, сек.

Енергетичні параметри коренезбиральних машин визначаються на встановленому режимі при робочому і холостому проходах агрегату. Реєстрація параметрів проводиться не менше ніж в двократній повторюваності на кожному з режимів роботи при русі агрегату в прямому і зворотньому напрямку. При цьому визначаються: ефективна потужність двигуна – Ne, к.с.; потужність на подолання механічних втрат в трансмісії, приводі ВВП і гідродвигуні – Nм, к.с.; потужність на привід машин від валу відбору потужнос-

ті – Nввп, к.с.; потужність на самопересування енергетичного засобу – Nв, к.с.; потужність на буксування – Nб к.с.; потужність гідродвигуна на привід робочих органів – Nг, к.с.; тягова потужність – Nт, к.с.; тяговий опір – Rкгс; питома потужність Qq, к.с./(га/год); питомий опір Кпт; кг/м; коефіцієнт завантаження двигуна К %; коефіцієнт розподілення крутних моментів на ведучих колесах енергетичного засобу (робота в гірських умовах) – Км.

Показники енергетичної оцінки коренезбиральних машин визначаться за залежностями, наведеними в [140].

Порівняльна оцінка коренезбиральних машин проводитья по середніх значеннях ефективної потужності двигуна (Ne), коефіцієнту його завантаження K_{Ne}, тяговій потужності Nт, тяговому опору (R), питомій потужності (Qq), питомому опору (Кпт), коефіцієнту розподілу крутних моментів на ведучих колесах.

Вимірювальні прилади повинні тарюватися до і після проведення замірів в трикратній повторюваності на прямому і зворотньому ході через кожні 10% від номінального навантаження. Сумарна похибка даних вимірювань не повинна перевищувати +/-4%.

Значення реєстраційних параметрів визначається обробкою осцилограм (динамограм) інтегральним методом або методом математичної статистики при допомозі електронних обчислюваних машин (ЕОМ).

В аналізі результатів енергетичної оцінки вказують достатність тягових показників потужності енергетичного засобу для стійкого виконання технологічного процесу на різних фонах і режимах роботи машини. Крім цього, співставляють енергоємкість порівнювальних машин за тяговими, енергетичними і питомими показниками і вказують причини підвищення або зниження їх енергоємкості.

4.1.4 Методика досліджень пружно-захисних пристроїв і їх демпфуючих властивостей при ударних взаємодіях коренеплодів з бітерними валами копачів

Проведена модернізація стенду [173; 241] (рис.4.12), який забезпечує дослідження якісних характеристик пружно-запобіжних пристроїв (часу та точності спрацювання, величини та характеру зміни крутного моменту, який передає механізм, чутливості, ресурсу роботи та ін.), а також визначення демпфуючих властивостей бітерних вадів копачів з приводом від пружно-захисних пристроїв при ударних взаємодіях лопаток бітера з коренеплодами. Дослідження можуть проводитись в широкому діапазоні зміни кутових швидкостей і кутових переміщень, а також при регулюванні характеру зростання моменту опору на робочому органі.

Технічна характеристика стенду: тип привідного електродвигуна - трифазний, асинхронний, короткозамкнутий електродвигун змінного струму 4А200 L 4У3; потужність привідного електродвигуна - 45 квт; діапазон регулювання частоти обертання ведучого валу - 0-1500 об/хв; максимальний крутний момент на ведучому валі - 500 Нм; максимальний гальмівний крутний момент - 800 Нм; спосіб створення навантаження - розімкнутий за допомогою порошкових гальмів, або за допомогою механічного періодичного гальмування бітерного валу; кількість і тип порошкових гальмів - 2; ПТ-40М; метод вимірювання крутного моменту - тензометричний; гідростанція - ГМ8-22Н; охолодження - водяне; розхід води - 12 л/хв; керування режимами роботи стенда - дистанційне з пульту; габаритні розміри - 2800 х 800 х 1500 мм.

Стенд (рис.4.12) складається з рами 4, на плиті 1 якої розташований привідний електродвигун 19, з'єднаний з гідронасосом 3 гідростатичної передачі, масляного баку 15 з радіатором,

Стенд для дослідження пружно-захисних пристроїв і демпфуючих властивостей бітерних валів при ударних взаємодіях їх лопаток з коренеплодами

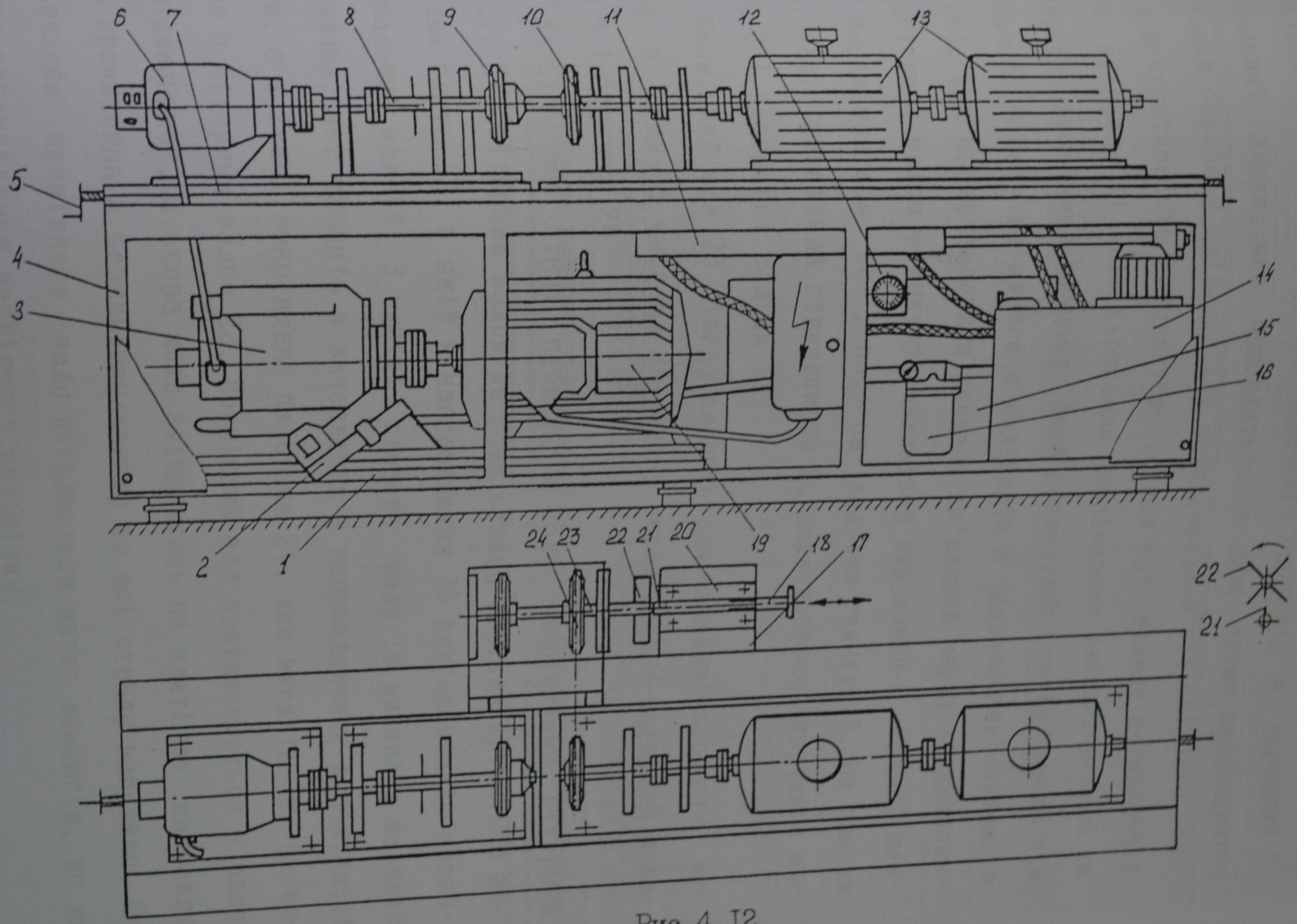


Рис.4.12

фільтру 16, гідростанції 14, з'єднаної з гідроциліндром 11 через регулятор швидкості 12. Гідронасос 3 гідростатичної передачі складається з корпусу, циліндричного барабану з поршнями і коливальної плити, яка приводиться в рух двома циліндрами. Обертання барабану здійснюється безпосередньо від вхідного валу, а продуктивність регулюється зміною кута нахилу коливальної плити відносно її осі. Керування циліндрами забезпечується за допомогою золотника клапану, який розподіляє потік масла від живильного насосу до одного з циліндрів з одночасним зливом з другого. При цьому золотник клапана зв'язаний через з'єднувальну систему з валом редуктора механізму керування 2. Рухомі плити 7 переміщаються за допомогою ходових гвинтів 5. На плитах змонтовані привідний гідродвигун 6, перетворювач крутного моменту 8 і порошкові гальми 13.

Проміжний вал 23 стенду служить для передачі крутного моменту з ведучої системи на ведену через пружно-захисний механізм 9 і зірочки 24.

На вільному кінці проміжного валу закріплений бітерний вал 22. Під бітерним валом до рами стедну жорстко кріпиться допоміжна плита 17, в якій в направляючих 20 розташований навантажувальний вал 18. З однієї сторони валу 18 виконане шліцеве з'єднання, яке входить в зачеплення з направляючими допоміжньої плити, а з іншої закріплена пластина 21, яка входить в перекриття з бітерним валом 22. Проміжний вал розташовується в опорі на підшипниках, а опора може зміщуватись на плиті по направляючих кронштейна в перпендикулярному до осі стенду напрямку. Переміщенням проміжного валу регулюється натяг ланцюгів, що полегшує встановлення дослідного механізму.

Перетворювачі крутного моменту виконані у вигляді тензовалів, встановлених в підшипниках. На тензометричних ділянках

валів наклеєні тензодатчики, з'єднані по напівмостовій схемі через струмознімач з входом тензометричного підсилювача.

Передача руху в стенді здійснюється від привідного електродвигуна 19 на гідронасос 3 гідростатичної передачі, підживлення якого проходить від масляного баку 15 через фільтр 16. Ведуча система, яка складається з гідродвигуна 6 і перетворювача крутного моменту 8, кріпиться на рухомій плиті 7, яка має можливість обмеженого переміщення вздовж стенду. На валі перетворювача крутного моменту 8 встановлений пружно-захисний пристрій 9, з'єднаний за допомогою ланцюгової передачі через проміжний вал 23 і зірочки 24 з веденим валом 10 перетворювача крутного моменту. Вал разом з гальмівними пристроями 13 і 18 складає ведену систему стенду. Осьове переміщення веденої системи здійснюється гідроциліндром 11, який з'єднаний з гідростанцією через регулятор швидкості 12.

Основна мета експериментальних досліджень заключається у визначенні ступеня пошкоджень коренеплодів при їх взаємодії з жорсткою нерухомою і пружною лопатками бітерного валу, а також у визначенні функціональних характеристик (коефіцієнтів точності спрацювання, чутливості до перевантаження, динамічності і стабільності) розроблених пружно-захисних пристроїв [8;65; 83], які забезпечують привід в обертовий рух бітерних валів та інших робочих органів бурякозбиральних машин.

Визначення ступеня пошкоджень коренеплодів проводились в наступній послідовності. Попередньо, вибирались коренеплоди цукрових буряків близькі один до одного за масою. Далі, корені кидали з певної висоти на лопатку бітера,вал якого жорстко закріплювали. При цьому, глибина пошкоджень коренеплодів визначалась шляхом зрізання травмованого шару і відповідним замірюванням його товщини. Далі, бітерний вал кінематично з'єднювали з

пружно-захисним механізмом і проводили аналогічні дослідження, при різних характеристиках роботи пружних вузлів розчеплення півмуфт.

За отриманими результатами встановлювалась глибина пошкоджень коренеплодів в залежності від конструктивних параметрів бітерного валу та швидкості взаємодії коренеплодів з робочими органами.

Однак, дана методика дослідження глибини пошкоджень коренеплодів є надзвичайно тривалою (необхідно 1 - 2 години затрачати на термін потемніння здеформованої зони коренеплоду), а також потребує багаторазового повторювання дослідів, підбору коренеплодів однієї ваги, форми та сорту. Враховуючи, що тіло коренів цукрових буряків не є ізотропним, то відповідно деформація їх різних зон взаємодії з робочим органом також буде різною, що суттєво знижує точність отриманих результатів.

Для прискорення досліджень, а також підвищення точності експерименту застосовували імітатор коренеплоду [58; 173], який виконаний у вигляді сферичного ізотропного пластичного шару, наприклад пластиліну. В цьому випадку, при взаємодії імітатора з лопаткою бітера, чітко спостерігалась здеформована зона у вигляді плями контакту, яка при інших постійних параметрах ударної взаємодії збільшувалась при підвищенні жорсткості з'єднання лопатки з ведучою ланкою бітерного валу.

При одинакових параметрах взаємодії коренеплоду і імітатора встановлювали співвідношення між глибинами їх деформацій. Далі дослідження проводились виключно з імітатором і будувались графічні залежності величини його деформації від конструктивних та кінематичних параметрів бітерного валу. При проведенні досліджень з імітатором забезпечувалась постійна його температура для стабільності умов дослідження, тобто після відновлення його

початкової форми, імітатор на декілька хвилин клали в ємкість під струмінь холодної води.

Необхідно зауважити, що отримані результати досліджень не можуть виражати абсолютні показники, однак вони з високою ступінню точності відображають характер зміни плями контакту (сили ударної взаємодії) від жорсткості пружного зв'язку бітерного валу з приводом, його моменту інерції, швидкості взаємодії з коренеплодом.

Стендові випробування пружно-захисних механізмів були поділені на статичні і динамічні. Попередньо поводилось тарування стенду (рис.4.12). Для цього перетворювач крутного моменту з'єднували жорсткою муфтою. На вільний кінець валу гальмівного пристрою 13 встанавлювали тарувальний важіль довжиною 1м і проводили його зрівноваження за допомогою переміщення противаг.

Далі, дослідні пристрої настроювали на визначений крутний момент і встановлювали на валу перетворювача ведучої системи. Також (як і при таруванні датчиків) проводилось защімлення валу і встановлення тарувального важеля (виставляють в горизонтальному положенні).

Регулювання пружно-захисного механізму здійснюється послабленням пружин до плавного опускання тарувального важеля під заданим навантаженням, яке відповідає моменту спрацювання. Після неодноразового спрацювання, повільно-рівномірного опускання важеля, вал розклинюють і знімають тарувальний важіль.

Після статистичних випробувань проводяться динамічні стендові дослідження, основною метою яких є визначення динамічного моменту спрацювання пружно-захисного пристрою, його довговічності і надійності.

Ведена півмуфта безпосередньо, або через ланцюгову передачу (в залежності від схеми захисного пристрою) зв'язана з ви-

хідним валом порошкових гальмів. При встановленому режимі роботи визначається частота обертання привідного валу гідродвигуна.

Для проведення досліджень розроблених механізмів в пружному режимі роботи вал 18 (рис.4.12) переміщують в осьовому напрямку в сторону бітерного валу для введення в перекриття виступу 21 з лопатками 22 бітерного валу. В процесі обертання, в залежності від величини перекриття виступу з лопатками здійснюється періодичне навантаження робочого органу, яке імітує процес роботи бітерних валів в реальних умовах функціонування.

Для проведення досліджень пружно-захисних механізмів в запобіжному режимі навантажують ведену систему, шляхом гальмування веденого валу порошковими тормозами. Максимальний момент опору - рівний 800 Нм /по 400 Нм кожен/. При досягненні моменту опору вище номінального спрацьовує захисний вузел механізму. Величина кута закручування привідного валу замірюється за допомогою датчиків, закріплених на ньому під кутом 45 град. до осі обертання і з'єднаних по напівмостовій схемі. Далі, через струмознімач і тензостанцію перетворений і підсилений сигнал подається на високочутливий самописець, який і фіксує момент спрацювання. Самописець Н338-4П записує сигнал з частотою до 250 Гц.

На одній і тій же частоті обертання привідного валу проводиться декілька повторних замірів величини моменту спрацювання механізму для можливості визначення його точності відключення. Динамічні випробовування здійснюються при послідовному збільшенні частоти обертання ведучого валу.

Після проведення повного циклу динамічних досліджень повторно проводять статистичні випробування механізму для визначення його коефіцієнту стабільності [133] в залежності від кількості повторюваних циклів спрацювання.

4.2 Результати експериментальних досліджень

4.2.2. Визначення силових та енергетичних параметрів при викопуванні та сепарації коренеплодів

З метою оптимального вибору конструктивно-технологічних параметрів дискових викопувальних та шнекових очисних пристроїв, а також для перевірки теоретичних положень, викладених у другому розділі, проведені дослідження по визначенню характеру зміни силових факторів, які виникають на даних робочих органах при виконанні технологічного процесу, в залежності від твердості грунту, глибини копання, частоти обертання дисків та поступальної швидкості коренезбиральної машини.

При роботі викопувальних пристроїв, в їх робочій зоні, досить часто виникають як випадкові, так і технологічні перевантаження (попадання каменів, забивання копачів внаслідок намотування бур'янів і залипання землею), які призводять до поломок робочих органів. Так дискові копачі, особливо часто руйнуються в результаті стопоріння активного диску, які викликані різними небажаними явищами.

Для забезпечення гарантованого переривання потоку енергії від двигуна до робочих органів при виникненні перевантаження, шляхом високоточного регулювання захисних пристроїв на задані крутні моменти, необхідно встановити їх граничні зони, які виникають при роботі викопувальних та сепарующих пристроїв.

Визначення характеру зміни осьових, вертикальних і бокових зусиль на кронштейні дискового копача, а також величини крутного моменту на приводах викопувальних і шнекових сепарующих пристроїв проводилось в 1990 і 1991 роках в Німеччині (Магдебурська і Лейпцігська дослідні станції) при спільній розробці

(АТ "ТеКЗ" і фірма "BBG") і впровадженні в серійне виробництво дискового викопувального пристрою [148; 18], згідно методики, викладеної в розділі 4.1.3.

Кожна точка, яка зображена на графіках (рис.4.12 - 4.17), є математично обробленою і представляє собою математичне очікування від результатів серії дослідів на певному режимі роботи та різних фонах при збиранні коренеплодів бурякозбиральною машиною. При цьому з осцилограми, яка відповідає роботі копача на одному режимі, вибирались пікові значення досліджуваного параметру, після чого проводилась статистична обробка результатів досліджень.

Процес зміни параметру (сила, момент) в часі залежить від декількох одночасно діючих факторів і сумарний ефект може бути оцінений ймовірносним методом, шляхом складання окремих дисперсій.

Оскільки і зміна фону і вплив випадкових похибок носить ймовірносний характер то відповідно дисперсії впливу випадкових похибок і дисперсії від впливу фону сумуються.

При цьому коефіцієнт варіації від отриманих даних при роботі машини на певному режимі роботи не залежить від впливу фону. Згідно перевірки за критерієм Стьюдента такий вплив незначний і становить $\delta_n \approx 0{,}14$.

Отже коефіцієнт варіації досліду (результати кожної точки на графіку) буде визначатись

$$\delta = \delta_n + \delta_\phi , \qquad (4.9)$$

де δ_ϕ - коефіцієнт варіації від впливу фону.

На рис.4.13 представлені графічні залежності зміни осьових зусиль Рх від швидкості машини при різних частотах обертання привідних дисків (65 і 90 об/хв) і глибині підкопування ко-

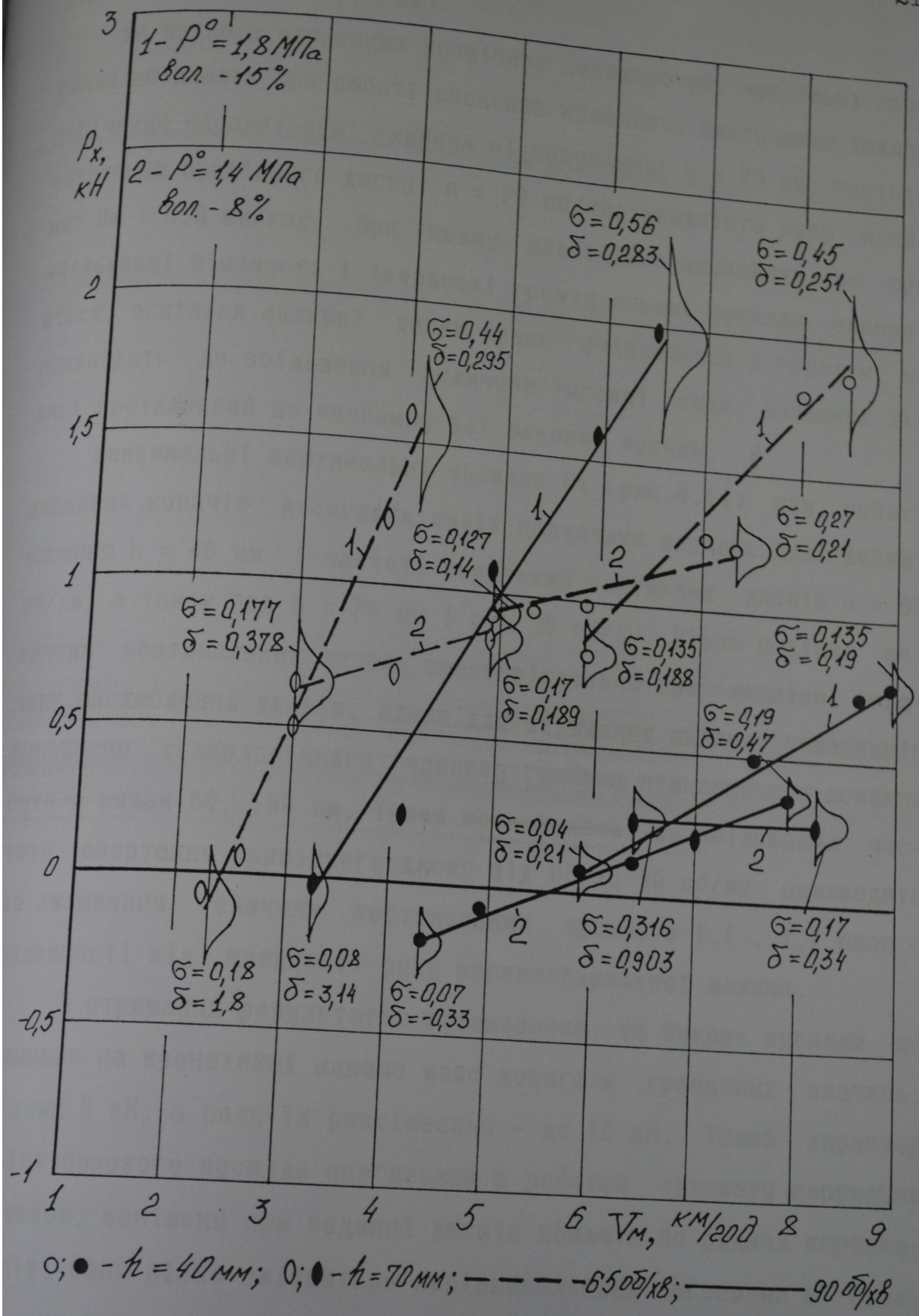


Рис.4.13 Залежності зміни осьових зусиль Px на кронштейні копача від швидкості руху коренезбиральної машини

ренеплодів (h = 40 і 70 мм).

Як видно з отриманих графічних залежностей, найбільші зусилля виникають при роботі дискових копачів з наступними технологічними параметрами: глибина підкопування: h = 70 мм; частота обертання привідного диску: n = 70 об/хв; швидкість руху машини: Vм = 6,8 км/год. При цьому необхідно зауважити, що при збільшенні в'язкості і твердості грунту осьові зусилля зменшуються, оскільки активні диски краще зчіплюються з грунтом, що призводить до збільшення величини тягової сили, напрямок дії якої протилежний до напрямку дії осьових зусиль.

Максимальні вертикальні зусилля Pz (рис.4.14) при роботі дискових копачів досягають своїх критичних значень при глибині копання h = 40 мм і частоті обертання активних дисків n = 65 об/хв, а також при h = 70 мм і n = 90 об/хв. Різке падіння величини вертикальних зусиль спостерігається при зменшенні величини заглиблення дисків, однак для отримання якісних показників виконання технологічного процесу глибина підкопування повинна бути в межах 60...80 мм. Також встановлено, що збільшення частоти обертання привідного диску від 60 до 90 об/хв призводить до зменшення величини вертикальних зусиль в 1,1...1,7 рази в залежності від швидкості руху коренезбиральної машини.

З отриманих результатів встановлено, що бокове зусилля, що виникає на кронштейні копача може досягати граничних значень, рівних 5 кН, а поле їх розсіювання - до 10 кН. Такий характер зміни бокового зусилля пов'язаний з роботою автомату керування машиною, оскільки при веденні дисків копачів по рядках коренеплодів, вони різко зміщуються вирівнювальними системами в поперечному напрямку до напрямку руху машини, що супроводжує значні бокові зусилля.

Для оцінки виявлення закономірностей впливу основних фак-

торів при виконанні технологічного процесу дисковими копачами (швидкість машини Vм (X1), глибина підкопування h(X2) та частота обертання диска n (X3)) на зусилля викопування проведені дослідження під реалізацією повного факторного експерименту.

Таблиця 4.3

Дані кодування факторів $ПФЕ2^3$

Фактор	Інтервал варіювання	Рівні варіювання					
		Натуральні Xi			Кодові xi		
		верхній	нижній	нульовий	верхній	нижній	нульовий
Швидкість руху км/год.	0,8	4,8	3,2	4	+1	-1	0
Величина заглиблення см	15	70	40	55	+1	-1	0
Частота обертання	12,5	90	65	87,5	+1	-1	0

Перевірку відтворюванності дослідів при одинаковому числі повторюваностей $m_o = 4$ для кожного досліду проводимо за критерієм Кохрена.

Табличне значення G (0,05, n, fu) = G (0,05, 8, 3)= 0,438. Тут α = 0,05 - 5% рівень значущності; n - число незалежних оцінок дисперсії (число дослідів); fu = m - 1 - число ступеней вільності кожної оцінки.

Таблиця 4.4

Результати дослідів за планом ПФЕ 2

Точка плану	X1	X2	X3	X1X2	X1X3	X2X3	Вихідні параметри Y, Yu_1	Yu_2	Yu_3	Yu_4	серед. арифм. $\bar{Yu}$	Su 10^{-2}	розрахунк. Yp
1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	2,2	2,5	2,3	2,6	2,4	3,3	2,47
2	+1	-1	-1	-1	-1	+1	3,8	3,5	3,1	4	3,6	15,3	3,59
3	-1	+1	-1	-1	+1	-1	4,4	5,1	5,1	4,6	4,8	12,7	4,59
4	+1	+1	-1	+1	-1	-1	5,7	5,1	6,1	5,3	5,55	19,7	5,71
5	-1	-1	+1	+1	-1	-1	1,9	2,5	1	1,4	1,7	42	1,35
6	+1	-1	+1	-1	+1	-1	2,7	1,3	1,8	3,0	2,2	62	2,47
7	-1	+1	+1	-1	-1	+1	3,0	2,7	3,2	3,1	3	4,6	3,47
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	4,8	5,0	4,7	5,5	5	12,6	4,59

Визначаємо критерій Кохрена

$$G = \frac{S_{u\,max}^2}{\sum_{u=1}^{n} S_u^2} \qquad (4.10)$$

Дисперсії, що характеризують розсіювання результатів в кожному досліді

$$S_u^2 = \frac{1}{m_0 - 1} \sum_{i=1}^{m_0} (y_{uin} - \bar{y}_u)^2. \qquad (4.11)$$

$S^2_{u1} = 0,033$; $S^2_{u2} = 0,153$; $S^2_{u3} = 0,127$; $S^2_{u4} = 0,197$;
$S^2_{u5} = 0,42$; $S^2_{u6} = 0,62$; $S^2_{u7} = 0,046$; $S^2_{u8} = 0,126$.

Дисперсія досліду буде

$$S_y^2 = \frac{S^2_{u1} + S^2_{u2} + S^2_{u3} + S^2_{u4} + S^2_{u5} + S^2_{u6} + S^2_{u7} + S^2_{u8}}{8} = 0,2453. \qquad (4.12)$$

Підставивши значення Sui отримаємо

$$G = 0,62/1,72 = 0,36. \qquad (4.13)$$

При порівнянні із табличним G < Gтаб = 0,438, встановлено, що процес відтворюється.

Відповідно коефіцієнти регресії будуть мати вигляд

$$b_0 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^{n} \bar{y}_u = 3,53;$$

$$b_1 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^{n} X_1 \bar{y} = 0,56;$$

$$b_2 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^{n} X_2 \bar{y} = 1,06;$$

$$b_3 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^{n} X_3 \bar{y} = -0,56; \qquad (4.14)$$

$$b_{12} = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^{n} X_1 X_2 \bar{y} = 0,13;$$

$$b_{13} = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^{n} X_1 X_3 \bar{y} = 0,07;$$

$$b_{23} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} X_2 X_3 \bar{y} = -0,03.$$

Отже рівняння регресії буде мати вигляд

$$y = 3,53 + 0,56X1 + 1,06X2 - 0,56X3 + \qquad (4.15)$$
$$+ 0,13X1X2 + 0,07X1X3 - 0,03X2X3.$$

Перевірку адекватності спочатку проводимо на лінійній частині рівняння (4.15) Y = 3,53 + 0,56X1 + 1,06X2 – 0,56X3 за до-

помогою критерія Фішера

Дисперсія адекватності

$$S_{OA}^2 = \frac{1}{n-k-1} \sum (y - \bar{y}_u)^2 = \frac{1}{8-3-1} 0,4382 = 0,11. \quad (4.16)$$

Тут число ступеней вільності дисперсії адекватності fad = n-k-1 = 8-3-1 = 4

Критерій Фішера

$$F = S_{oA}^2 / S_y^2 \leq F(0,05; f_{oA}; f_y). \quad (4.17)$$

Число ступеней вільності дисперсії відтворюваності fy = n*(m-1) = 8*3 = 24.

Отже критерій Фішера рівний

$$F(0,05; 4; 24) = 2,7. \quad (4.18)$$

Розрахункове значення критерія Фішера

$$F = 0,52 < F_{таб.} \quad (4.19)$$

Отже, лінійна модель з високою ступінню адекватності відтворює реальну зміну зусилля Pz від перерахованих факторів.

Оцінку значущості коефіцієнтів регресії проводимо за критерієм Стьюдента

Довірча границя

$$\Delta b = t(0,05, f_n) \frac{S_u}{\sqrt{n}} = 0,16. \quad (4.20)$$

Оскільки b1 < Δb; b2 < Δb; b3 < Δb то всі коефіцієнти при лінійних членах значущі.

Отже, в кодованих змінних функція регресії рівна

$$y = 3,53 + 0,56X1 + 1,06X2 - 0,56X3. \quad (4.21)$$

В натуральних перемінних із врахуванням xi = (Xi - Xic) /

(Xic - Ximin), отримаємо

$$y = 1,86 + 1,25V + 0,06h - 0,08n. \qquad (4.22)$$

Таким чином, залежність осьового зусилля Pz на в'язкій глині (твердість 2,2 МПа, вол.-18%) від швидкості машини Vм, глибини копання h та частоти обертання диску n можна апроксимувати лінійним поліномом y = 1,25V + 0,06h - 0,08n в межах розглянутого діапазону.

Аналогічним чином, проведені дослідження для визначення зусилля Px на різних типах грунтів, які показали, що лінійна модель адекватно відтворює вплив факторів на зміну вказаного параметру.

Характер зміни крутних моментів при роботі дискових копачів на різних типах грунтів в залежності від частоти обертання n і поступальної швидкості Vм дисків представлено на рис.4.15 (n = 65 об/хв) і рис.4.16 (n = 90 об/хв).

Аналізуючи дані залежності можна встановити наступні закономірності:

граничні крутні моменти для частоти обертання активного диска n = 65 об/хв знаходяться в межах руху машини 4...4,5 км/год і досягають граничних значень 180 Нм при глибині копання h = 70 мм і 100 Нм при h = 40 мм;

граничні крутні моменти для частоти обертання активного диска n = 90 об/хв знаходяться в межах руху машини 6...8 км/год і досягають граничних значень 150 Нм при глибині копання h = 70 мм і 92 Нм при h = 40 мм;

збільшення глибини копання від 40 до 70 мм призводить до збільшення величини крутного моменту на приводі копача у 1,5... 1,8 рази.

Залежності крутних моментів на очисних шнеках від посту-

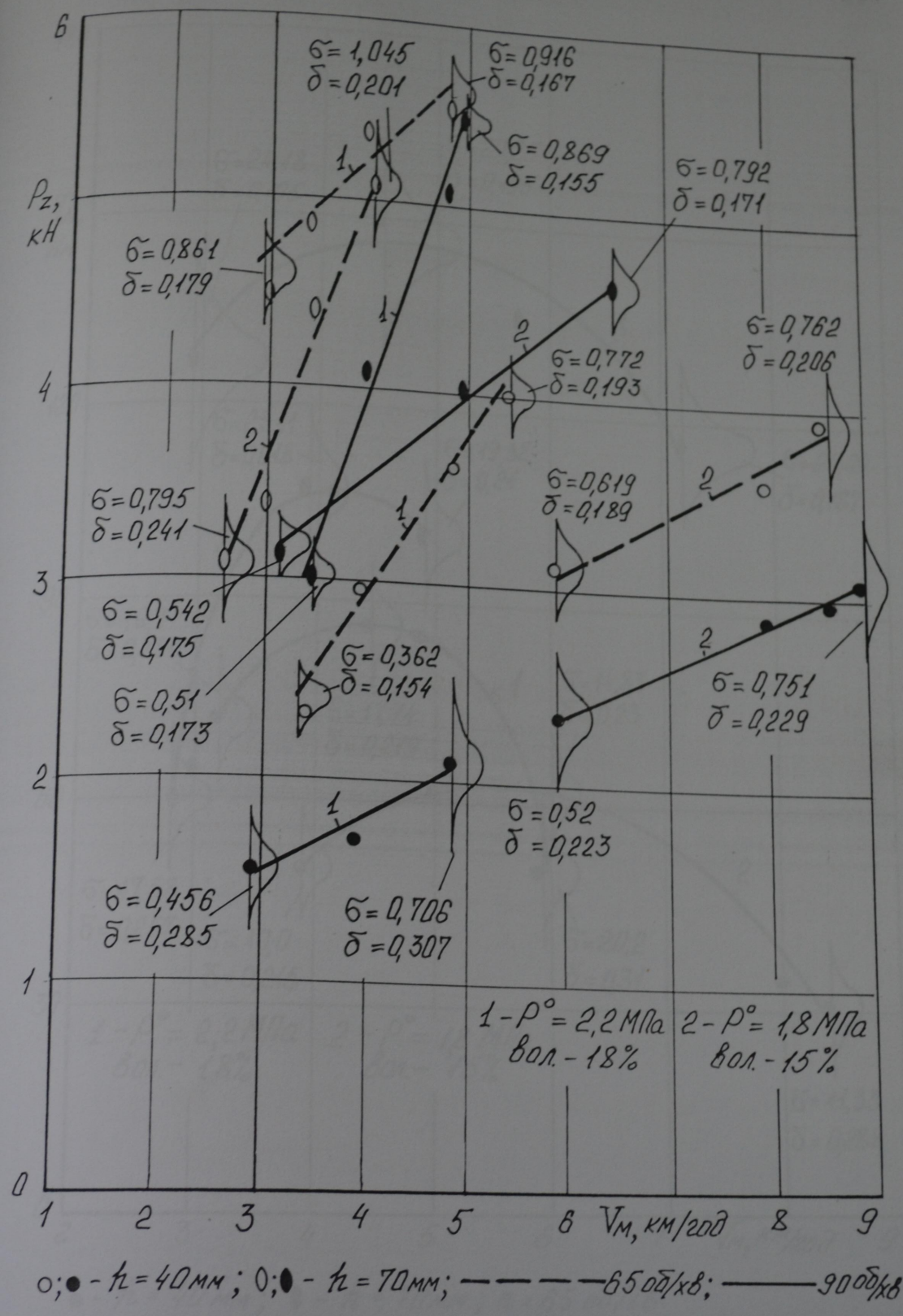


Рис.4.14 Залежності зміни вертикальних зусиль P_z на кронштейні копача від швидкості руху коренезбиральної машини

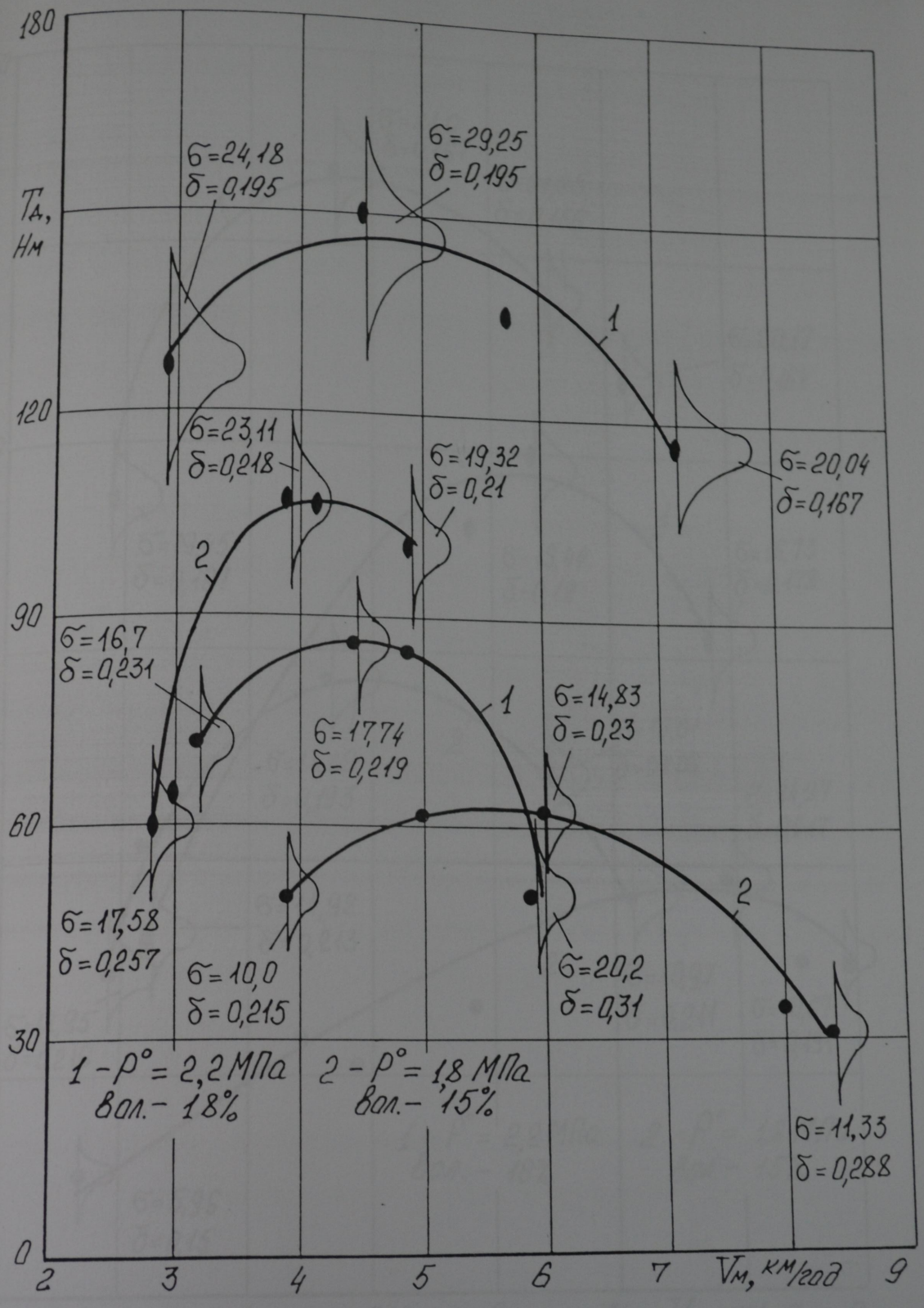


Рис.4.15 Залежності зміни крутних моментів на дискових копачах від швидкості руху коренезбиральної машини

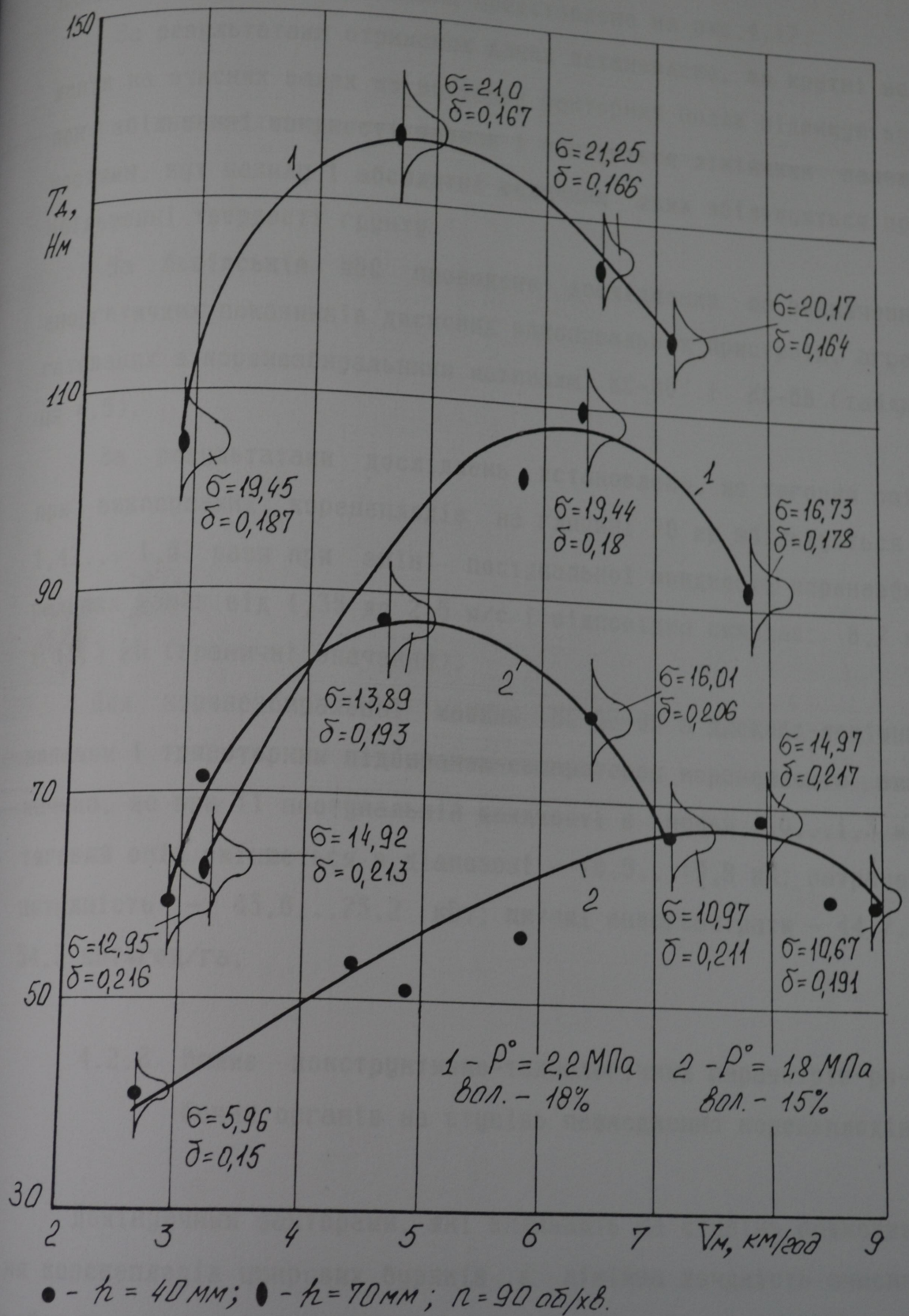


Рис.4.16 Залежності зміни крутних моментів на дискових копачах від швидкості руху коренезбиральної машини

пальної швидкості руху машини представлено на рис.4.17.

За результатами отриманих даних встановлено, що крутні моменти на очисних валах на вказаних факторних полях підвищуються при збільшенні швидкості машини і описуються лінійними залежностями, кут нахилу і абсолютні величини яких збільшуються при збільшенні твердості грунту.

На Львівській МВС проведено дослідження по визначенню енергетичних показників дискових викопувальних пристроїв, агрегатованих з коренезбиральними машинами КС-6Б і КС-6В (таблиця 4.5).

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 коренезбиральних 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 триторним 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.

4.2.2 Вплив конструктивно-технологічних параметрів робочих органів на ступінь пошкодження коренеплодів

Домінуючими факторами, які впливають на ступінь пошкодження коренеплодів цукрових буряків є лінійна швидкість очисного робочого органу і його площа контакту в зоні їх взаємодії.

Для встановлення характеру пошкоджень, корені, згідно методики, викладеної в розділі 4.1.3, кидали з різної висоти на

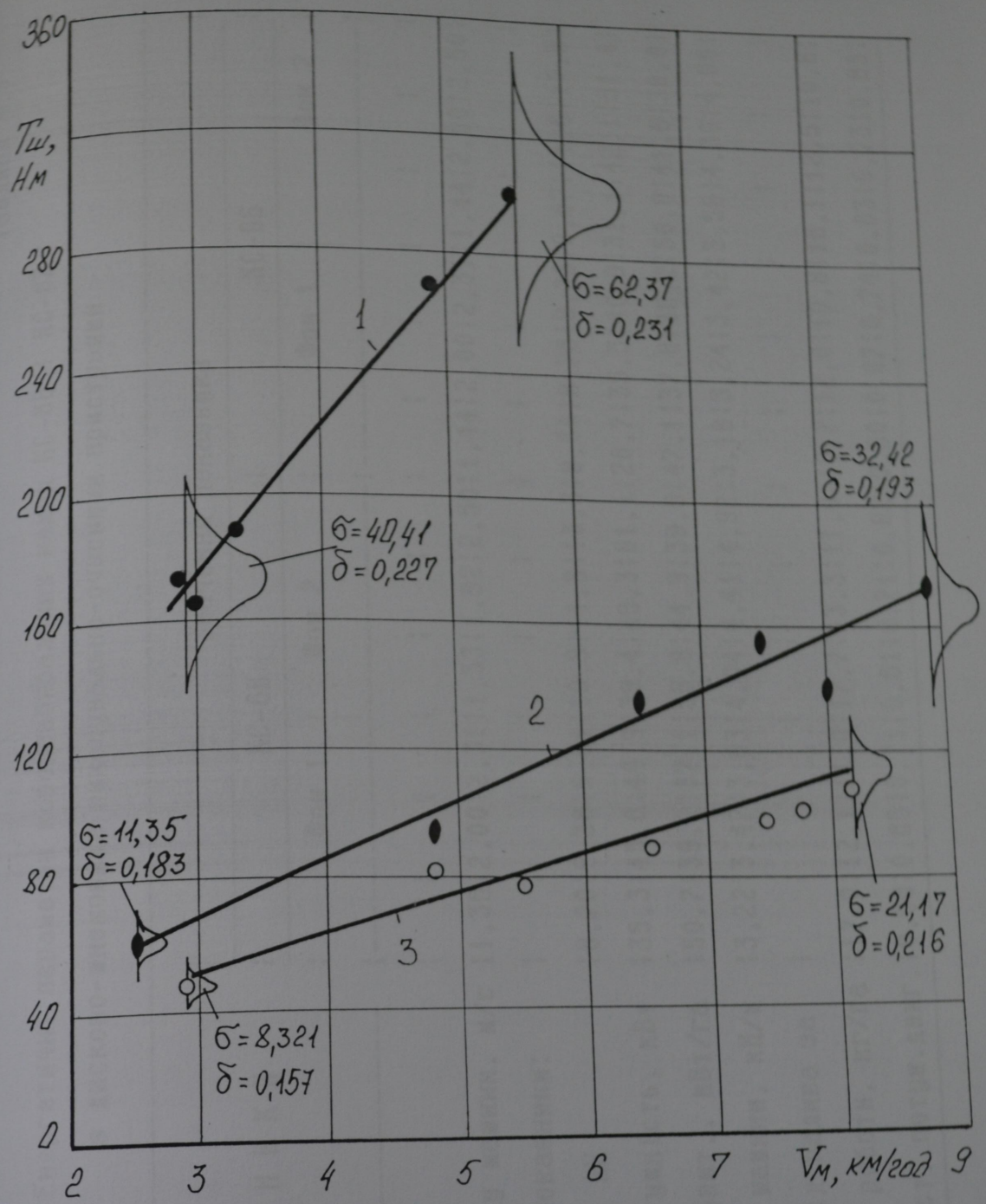


Рис.4.17 Залежності зміни крутних моментів на очисних шнеках від швидкості руху коренезбиральної машини

Таблиця 4.5

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 машини, м/с	1,35 2,00 2,31	1,33 1,92 2,50	1,44 2,00 2,31	1,44 2,00 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 11,6 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 42,1 51,4
питомі енерговит., кВт/га	50,7 39,2 37,1	55,8 44,9 39,9	47,1 37,8 36,2	50,0 41,6 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 4,30 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 12,5 10,8
Коеф. використ. потуж.двиг.	0,56 0,65 0,71	0,61 0.71 0,82	0,60 0,67 0,74	0,63 0,73 0,85

робочі органи очисника (варіанти взаємодії коренеплоду з робочими органами очисника наведено в додатку Е). При цьому лінійна швидкість V в момент удару визначалась за відомою залежністю

$$V = \sqrt{2gh}, \qquad (4.23)$$

де h і g – відповідно висота і прискорення вільного падіння коренеплоду.

Основу робочих органів, з якою контактували корені виконували у трьох варіантах: r1 = 15 мм; r2 = 10 мм; r3 = 5мм.

Графічні залежності ступеня (глибини) пошкодження коренеплодів від площі контакту і швидкості їх взаємодії з робочими органами очисника зображені на рис.4.18.

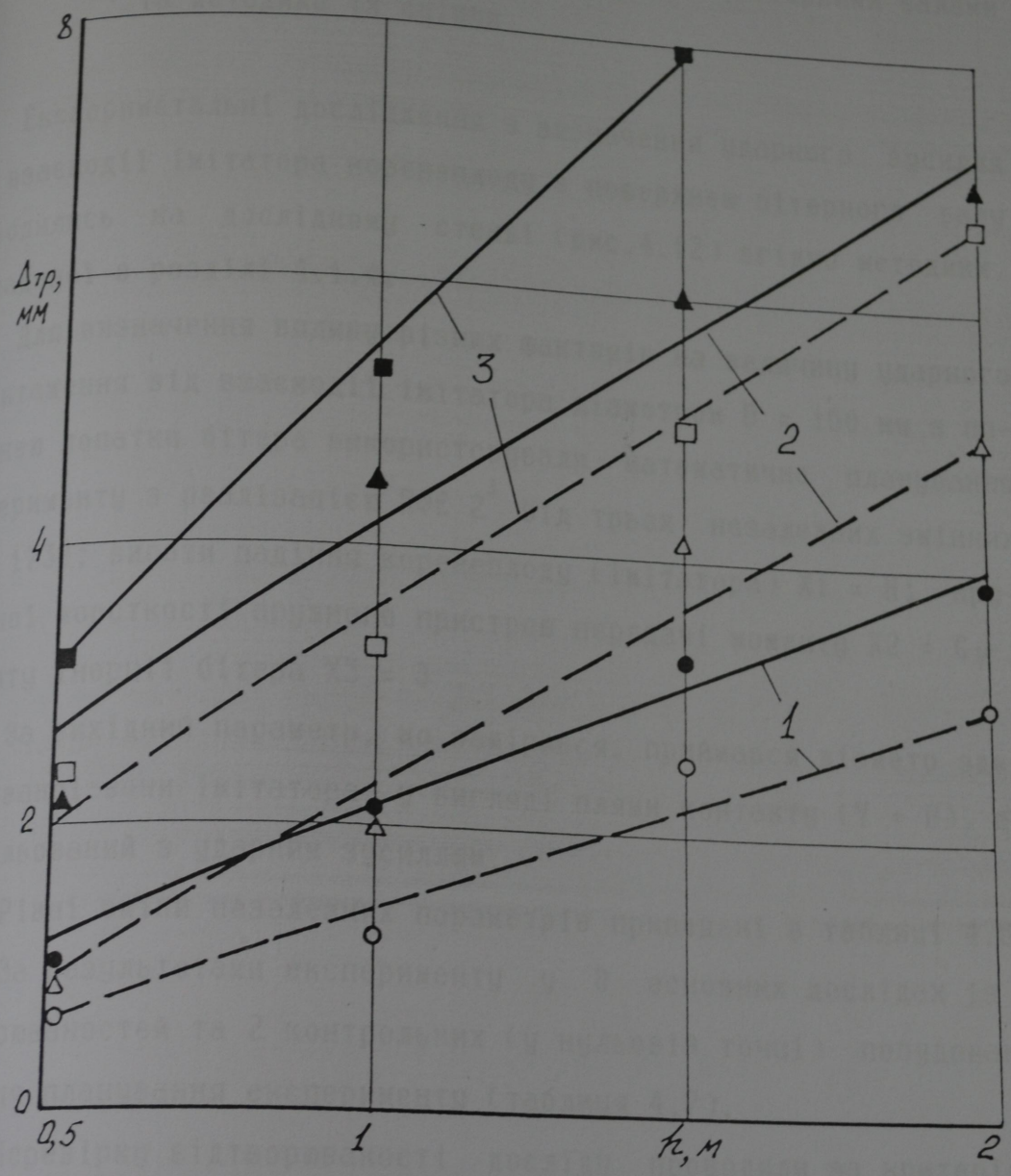
За результатами статистичної обробки отриманих даних визначено, що середнє квадратичне відхилення від серії дослідів (окрема точка на графіках) коливається в межах 0,7...0,9 мм, а коефіцієнт варіації становить 0,15...0,2.

Аналізуючи отримані дані залежностей можна встановити наступні закономірності:

при висоті вільного падіння коренеплодів від 0,5 до 2 м глибина їх пошкоджень описується лінійними залежностями, кут підйому яких збільшується при зменшенні площі контакту;

збільшення радіуса круглого поперечного перетину основи від 5 до 10 мм і від 5 до 15 мм призводить до зменшення глибини пошкоджень (при h = 1,5 м) відповідно в 1,6...1,9 і 2,3...2,6 рази.

Таким чином, при виборі конструктивних і кінематичних параметрів очисників, лінійні швидкості робочих поверхонь не повинні перевищувати критичних швидкостей їх взаємодії з коренеплодами, а параметри робочих органів можуть вибиратись з врахуванням графічних залежностей, зображених на рис.4.18.



●,▲,■, ——— прямий удар; ○,△,□,— — — косий удар

1 - R = 15 мм ; 2 - R = 10 мм ; 3 - R = 5 мм

Рис.4.18 Залежності глибини пошкоджень коренеплодів від площі контакту і швидкості їх взаємодії з робочими органами очисника

4.2.3 Результати досліджень процесу демпфування ударних взаємодій коренеплодів з пружними бітерними валами та методика їх оцінки

Експериметальні дослідження з визначення ударного зусилля при взаємодії імітатора коренеплоду з поверхнею бітерного валу проводились на дослідному стенді (рис.4.12) згідно методики, викладеної в розділі 4.1.4.

Для визначення впливу різних факторів на величину ударного навантаження від взаємодії імітатора діаметром D = 150 мм з поверхнею лопатки бітера використовували математичне планування експерименту з реалізацією ПФЕ 2^3 від трьох незалежних змінних [58; 173]: висоти падіння коренеплоду (імітатора) X1 = H; крутильної жорсткості пружного пристрою передачі моменту X2 = $C\varphi$; моменту інерції бітера X3 = J .

За вихідний параметр, що замірявся, приймався діаметр здеформованої зони імітатора у вигляді плями контакту (Y = D), що скорельований з ударним зусиллям.

Рівні зміни незалежних параметрів приведені в таблиці 4.6.

За результатами експерименту у 8 основних дослідах із 5 повторюваностей та 2 контрольних (у нульовій точці) побудована матриця планування експерименту (таблиця 4.7).

Перевірку відтворюваності досліду проводили за критерієм Кохрена для 5% рівня значущності (95% довірчої ймовірності), при якому табличне значення (для $n = 8; m_0 = 5$) = G(0,05; 8; 4)= = 0,391.

Оскільки значення критерія Кохрена G = 0,2042 < Gтаб, то процес відтворюється. Відповідно коефіцієнти регресії (аналогічно 4.14) мають вигляд $b_0 = 62,775$; $b_1 = 5,925$; $b_2 = 4,025$; $b_3 = 1,975$; $b_{12} = 0,075$; $b_{13} = -0,075$; $b_{23} = -0,475$.

4.2.3 Результати досліджень процесу демпфування ударних взаємодій коренеплодів з пружними бітерними валами та методика їх оцінки

Експериметальні дослідження з визначення ударного зусилля при взаємодії імітатора коренеплоду з поверхнею бітерного валу проводились на дослідному стенді (рис.4.12) згідно методики, викладеної в розділі 4.1.4.

Для визначення впливу різних факторів на величину ударного навантаження від взаємодії імітатора діаметром D = 150 мм з поверхнею лопатки бітера використовували математичне планування експерименту з реалізацією ПФЕ 2^3 від трьох незалежних змінних [58; 173]: висоти падіння коренеплоду (імітатора) X1 = H; крутильної жорсткості пружного пристрою передачі моменту X2 = $C\varphi$; моменту інерції бітера X3 = J .

За вихідний параметр, що замірявся, приймався діаметр деформованої зони імітатора у вигляді плями контакту (Y = D), що скорельований з ударним зусиллям.

Рівні зміни незалежних параметрів приведені в таблиці 4.6.

За результатами експерименту у 8 основних дослідах із 5 повторюваностей та 2 контрольних (у нульовій точці) побудована матриця планування експерименту (таблиця 4.7).

Перевірку відтворюваності досліду проводили за критерієм Кохрена для 5% рівня значущності (95% довірчої ймовірності), при якому табличне значення (для n = 8; m_o = 5) = G(0,05; 8; 4)= = 0,391.

Оскільки значення критерія Кохрена G = 0,2042 < Gтаб, то процес відтворюється. Відповідно коефіцієнти регресії (аналогічно 4.14) мають вигляд $b_0 = 62,775$; $b_1 = 5,925$; $b_2 = 4,025$; $b_3 = 1,975$; $b_{12} = 0,075$; $b_{13} = -0,075$; $b_{23} = -0,475$.

Таблиця 4.6

Фактори, їх рівні та інтервали змін

Кодовані значення факторів	Висота H, м	Крутильна жорсткість C_φ, Н*м/рад	Момент інерції бітера J, кг*м^2
Основний рівень (0)	1,5	2000	0,07
Інтервал варіюван.(1)	0,5	1500	0,03
Верхній рівень (+)	2	3500	0,1
Нижній рівень (–)	–1	500	0,04

Таблиця 4.7

Матриця планування експерименту

n	x_0	x_1	x_2	x_3	x_{12}	x_{13}	x_{23}	y_1	y_2	y_3	y_4	y_5	$\bar{y}_u$	S_u^2	Yteor
1	+	–	–	–	+	+	+	47	52	51	52	48	56	5,5	50,9
2	+	+	–	–	–	–	+	66	62	60	61	64	62,6	5,8	62,7
3	+	–	+	–	–	+	+	57	60	61	61	59	59,6	2,8	58,9
4	+	+	+	–	+	–	+	71	70	72	73	69	71	2,5	70,7
5	+	–	–	+	+	–	+	57	53	56	58	55	55,8	3,7	54,9
6	+	+	–	+	–	+	+	68	65	67	64	69	66,6	4,3	66,7
7	+	–	+	+	–	–	–	62	63	60	64	61	62	2,5	62,9
8	+	+	+	+	+	+	–	75	74	75	73	76	74,6	1,3	74,7

Рівняння регресії має вигляд

$$Y = 62,775 + 5,925X_1 + 4,025X_2 + 1,975X_3 + \quad (4.24)$$
$$+0,075X_1X_2 - 0,075X_1X_3 - 0,475X_2X_3.$$

Перевірку адекватності спочатку проводимо на лінійній моделі рівняння (4.25) Yт = 62,8 + 5,9X1 + 4X2 + 2X3 за допомогою

критерія Фішера.

Дисперсію адекватності $S^2_{ад}$ знаходимо за залежністю (4.16)

$$S_{ад} = \frac{1}{n-k-1}\sum_{u=1}^{n}(Y_т - \bar{Y}_u)^2 = 0,76. \quad (4.25)$$

Адекватність має місце, оскільки значення критерія Фішера

$$F = \frac{S^2_{ад}}{S^2_y} = \frac{0,76}{3,55} = 0,214 \leq F(0,05; f_{ад}; f_y), \quad (4.26)$$

де F = (0,05; fад; fy) = 2,68 – критерій Фішера при 5% рівні значущності; fад – число ступенів вільності дисперсії адекватності fад = n – k –1 = 8 – 3 – 1 = 4; fy – число ступенів вільності дисперсії відтворюваності fy = n(mo – 1) = 8(5 – 1) = 32.

Проводимо оцінку рівня значущності коефіцієнтів регресії за допомогою критерія Стьюдента (за довірчою границею Δb)

$$\Delta b = t(0,05, f_u)\frac{S_y}{\sqrt{n}} = 1,3. \quad (4.27)$$

В нашому випадку коефіцієнти моделі bo, b1, b2 і b3 більші довірчої границі ($bi > \Delta b$), отже кінцева модель має вигляд

$$Y = 62,8 + 5,9X_1 + 4X_2 + 2X_3. \quad (4.28)$$

Всі коефіцієнти при змішаних членах менші довірчої границі ($bij < \Delta b$), що підтверджує вибір лінійної моделі.

Перевірка показала, що відхилення теоретичних значень в т.0(0;0;0) від експериментальних становить не більше 15%.

Використовуючи формули для кодування змінних $x_i = (Xi - Xic)/\Delta X$ переходимо до натуральних змінних H, $C\varphi$ та J

$$Y = 23,07 + 11,8H + 0,0026C\varphi + 66,7J, \quad (4.29)$$

де H – висота падіння імітатора, м; $C\varphi$ – крутильна жорсткість вузла приводу бітера, Н м/рад; J – момент інерції бітера, кг·м^2.

Для визначення взаємозв'язку між деформацією коренеплоду

та імітатора доцільно розглянути розподіл кінетичної енергії E коренеплоду (імітатора) на роботу демпфування системи Адем та роботу контактної взаємодії A: E = Адем + A. При цьому, доля енергії, що йде на демпфування в обох випадках буде практично одинаковою і може характеризувати демпфуючі властивості системи.

Розглянемо взаємодію пластичного імітатора діаметром D із лопаткою бітерного валу. Нехай при ударі глибина демпфування рівна h (рис.4.19), а відповідно діаметр площини контакту (деформації) рівний $d = 2\sqrt{h(D-h)}$. Тоді зусилля удару пропорційне площині контакту $P = \sigma_s F = \pi d^2 \sigma_s / 4$.

Відповідно робота пластичної деформації імітатора, діаметр відбитку на якому становить d буде рівна

$$A = \frac{\pi \sigma_s}{4} \int_0^{h(d)} d^2 dh = \frac{2\pi \sigma_s D^3}{3} \left[2 - \left(2 + \frac{d^2}{D^2}\right)\sqrt{1 - \frac{d^2}{D^2}}\right]. \qquad (4.30)$$

При ударі в абсолютно жорстку поверхню робота демпфування Адем = 0 і E = A(dж), де dж – діаметр відбитку при ударі імітатора доцільно розглянути розподіл кінетичної енергії E коренеплоду (імітатора) на роботу демпфування системи Адем та роботу контактної взаємодії A: E = Адем + A. При цьому, доля енергії, що йде на демпфування в обох випадках буде практично одинаковою і може характеризувати демпфуючі властивості системи.

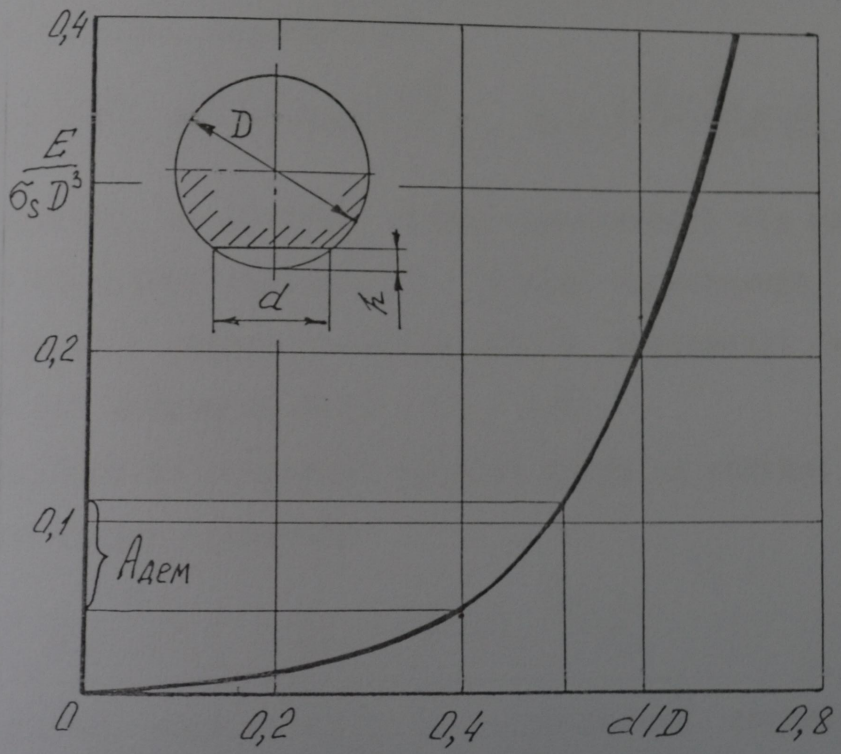


Рис.4.19 Залежність приведеної роботи демпфування пластичної моделі від відносного діаметру відбитку імітатора

тора в абсолютно жостке тіло.

Доля кінетичної енергії, що поглинається демфуючою системою рівна

$$a = \frac{A_{дем}}{E} = \frac{E - A(d)}{E} = 1 - \frac{A(d)}{A(d_*)} . \qquad (4.31)$$

З врахуванням (4.30)

$$a = 1 - \frac{2 - [2 + (d/D)^2]\sqrt{1 - (d/D)^2}}{2 - [2 + (d_*/D)^2]\sqrt{1 - (d_*/D)^2}} . \qquad (4.32)$$

На рис.4.19 представлений графік залежності приведеної роботи Априв. демпфування пластичної моделі умовним одиничним діаметром D з одиничним граничним напруженням σ_S в залежності від відносного діаметру відпечатку d/D. Даним гафіком зручно користуватись при визначенні долі роботи демпфування в загальній роботі контактної взаємодії за експериментальними даними.

При ударі коренеплоду в абсолютно жорстку поверхню робочого органа реалізується пружно-в'язка модель взаємодії, при якій кінетична енергія E, зусилля удару P та середні контактні напруження σ зв'язані залежностями

$$P = k^{\frac{2}{5}} \left(\frac{5}{2} E\right)^{\frac{3}{5}} = k^{\frac{2}{5}} \left(\frac{5}{4} m V^2\right)^{\frac{3}{5}}; \quad \sigma = k^{\frac{2}{3}} P^{\frac{1}{3}} / \pi R, \qquad (4.33)$$

де k - параметр, що враховує пружні властивості тіл взаємодії та геометрію поверхонь контакту; R - радіус коренеплода.

При ударі в пружну поверхню робота деформації коренеплода згідно (4.31) становить A(d) = (1 - a)E.

Відповідно розрахункове зусилля удару та середні контактні напруження будуть становити

$$P_p = (1-a)^{3/5} P; \quad \sigma_p = (1-a)^{1/5} \sigma. \qquad (4.34)$$

Визначивши коефіцієнт a за результатами експерименту на пластичній моделі, можна прогнозувати величину зменшення контактних зусиль при ударі коренеплоду в аналогічну поверхню.

4.2.4 Результати експериментальних досліджень транспортно-сепаруючих вузлів трирядкової бункерної коренезбиральної машини

Для визначення впливу на показники якості виконання технологічного процесу (втрати, пошкодження та забрудненість коренеплодів) розробленою трирядковою коренезбиральною машиною (рис.4.11) конструктивних і кінематичних параметрів її робочих органів проведені польові експериментальні дослідження. Під час проведення досліджень твердість грунту складала 2 МПа, вологість 21%, а врожайність коренеплодів становила 32 т/га. Проби відбирались із залікових участків довжиною 5 м, згідно методики наведеної в підрозділі 4.1.3 [59].

В процесі проведення досліджень межі регульованих конструктивних і кінематичних параметрів, які зображені на рис.4.11 становили:

Vм - поступальна швидкість коренезбиральної машини - 0,8...1,85 м/с.

S - величина концентричного зазору між вершинами скребків транспортера і криволінійною решіткою -10...40 мм.

h - величина зазору між віссю обертання крайнього бітера і криволінійною решіткою - 60...75 мм.

Nе - частота обертання ексцентрикового валу, кінематично зв'язаного з направляючою решіткою - 120...240 об/хв.

Vп - лінійна швидкість полотна транспортера-0,88...1,24м/с.

β - кут нахилу очисних валів до горизонту - $10^{\circ}...16^{\circ}$.

α - кут нахилу завантажувальної ланки транспортера до горизонту - $40^{\circ}...49^{\circ}$.

Δ - величина зазору між трубчатим валом барабана та направляючою решіткою - 20...100 мм.

Вказані межі параметрів регулювались шляхом зміни передаточних відношень між ланцюговими передачами та місця розташування досліджувальних вузлів, можливість здійснення яких була передбачена конструкцією експериментальної машини. При визначенні впливу одного з факторів на якісні показники виконання технологічного процесу машиною інші залишались незмінними та їх абсолютні зачення становили: Vм - 1,56 м/с; S - 20мм; h - 65мм; Ne -200 об/хв; Vп - 1,24м/с; β - 12°; α - 43°; Δ - 70 мм.

Результати експериментальних досліджень представлені на рис.4.20. Графічні залежності відображають вплив вищеназваних конструктивних і кінематичних параметрів робочих органів і машини на втрати коренеплодів ($\delta_в$, %), ступінь їх пошкодження ($\delta_п$, %) та загальну забрудненість вороху коренеплодів ($\delta_з$, %).

З аналізу отриманих залежностей можна зробити висновок, що на втрати коренеплодів суттєво впливає величина зазору між крайнім очисним валом і криволійною решіткою. Так при h > 70 мм втрати коренеплодів перевищують 1,5 %, що не допускається згідно агровимог [127]. Зміна інших параметрів не призводить до суттевого підвищення втрат коренів.

На ступінь пошкодження буряків домінуючий влив має зміна концентричного зазору S, а на забрудненість вороху коренеплодів - поступальна швидкість машини Vм, кут нахилу очисних валів до горизонту β та величина зазору між трубчатим валом барабана і направляючою решіткою.

З аналізу результатів досліджень можна зробити висновок про те, що коренезбиральна машина найбільш ефективно працює при таких конструктивно-технологічних параметрах: Vм < 1,56 м/с; S = 25... 30 мм; h = 55...65 мм; Ne = 200...240 об/хв; Vп = 1,00...1,25м/с; β = 12°...14°; α = 43°...46°; Δ = 60...80 мм.

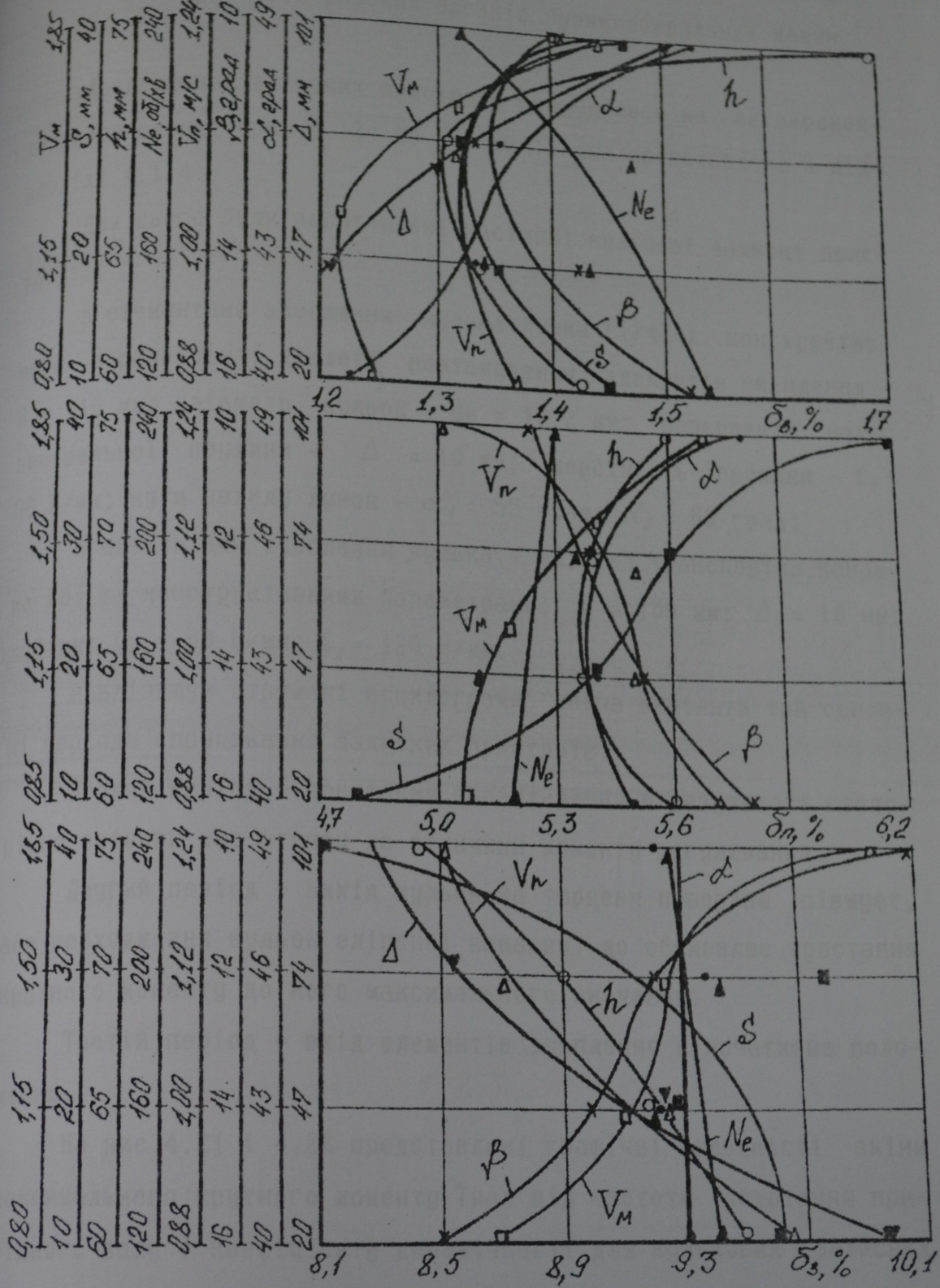


Рис. 4.20 Залежності втрат, пошкодження та забрудненості коренеплодів від конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів і машини МКП-3

4.2.5 Результати експериментальних досліджень захисних пристроїв робочих органів бурякозбиральних машин

Дослідження захисних пристроїв проводились на експериментальному стенді (рис.4.12) по методиці, яка представлена в підрозділі 4.1.4.

Для цього були виготовлені наступні кулькові захисні пристрої:

з елементами заеплення кулька-лунка [174] і конструктивними параметрами: діаметр розташування елементів зчеплення - D = 110 мм; діаметр кульок - dк = 17,2 мм; попередній натяг центральної пружини - Δ = 10 мм; жорсткість пружини - C_1 = 90 Н/мм; кути нахилу лунок - α_1 = 55 град; α_2 = 60 град;

з елементами зчеплення кулька - еліпсна транспортна канавка [8] та конструктивними параметрами: D = 160 мм; Δ_1 = 10 мм; Δ_2 = 8 мм; C_1 = 60 Н/мм; C_2 = 120 Н/мм.

Аналізуючи отримані осцилограми, можна виділити три основні періоди спрацювання захисних пристроїв.

Перший період - зростання навантаження в результаті стопоріння ведених мас стенду до величини моменту регулювання.

Другий період - вихід кульок на торцеву поверхню півмуфт, або проходження кульок еліпсної канавки, що обумовлює зростання крутного моменту до його максимального значення.

Третій період - вхід елементів зчеплення в початкове положення.

На рис.4.21 і 4.22 представлені графічні залежності зміни максимального крутного моменту Тмах від частоти обертання привідного валу і коефіцієнту динамічності для кулькових захисних пристроїв: 11 і 12 - з елементами зчеплення кулька-лунка та кутами нахилу лунок відповідно α = 50 і 60 град; 21 і 22 - з еле-

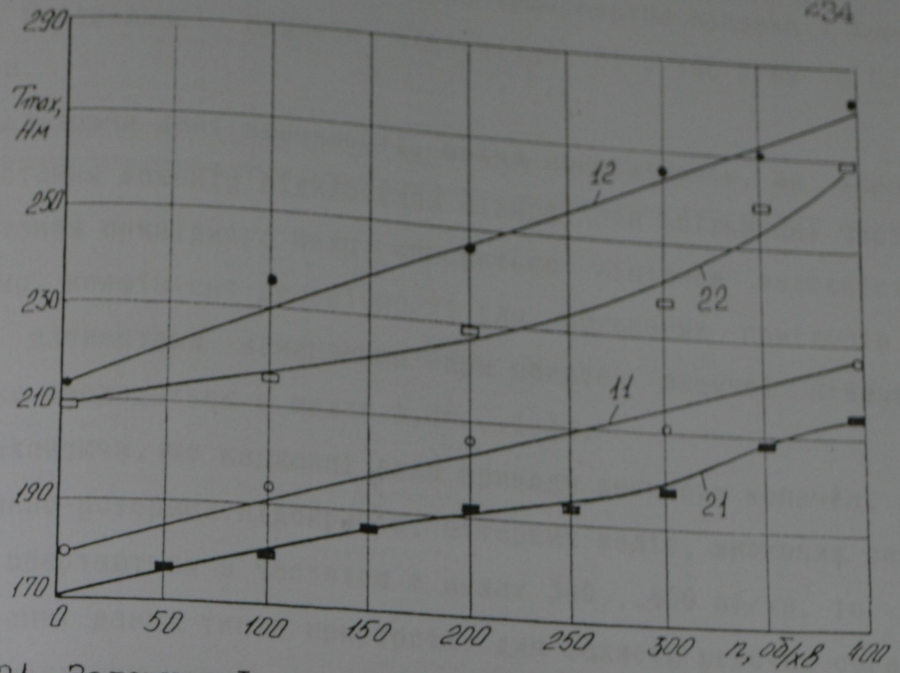


Рис.4.21 Залежність максимального крутного моменту від частоти обертання привідного валу для кулькових захисних пристроїв

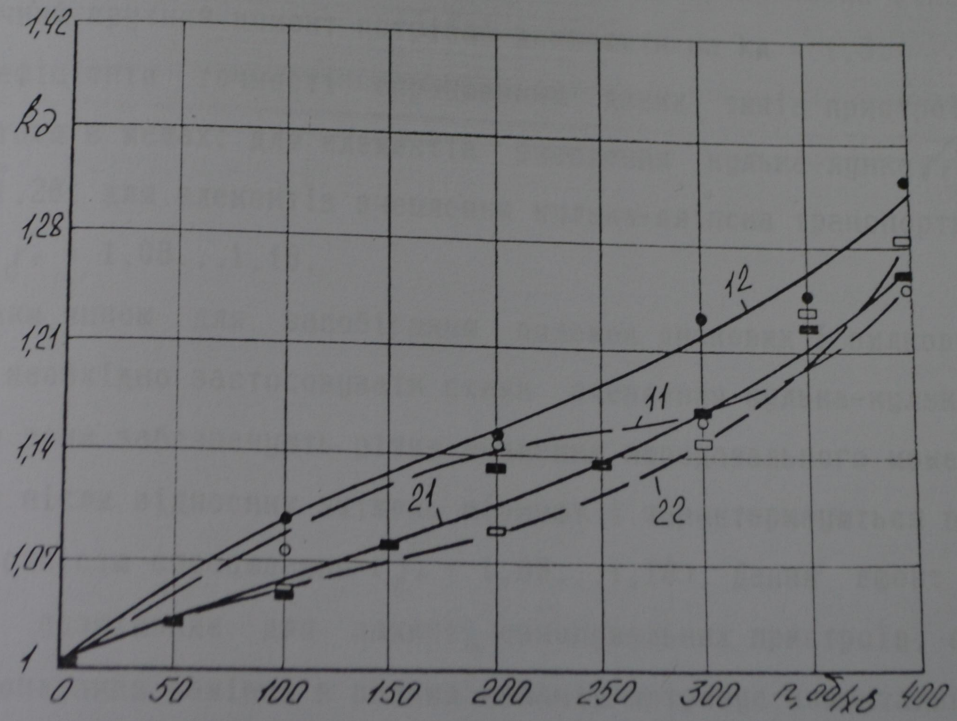


Рис.4.22 Залежності коефіцієнту динамічності від частоти обертання привідного валу для кулькових захисних пристроїв

ментами зачеплення кулька – еліпсна транспортна канавка і жорс-
ткістю центральної пружини відповідно: С1 = 100 Н/мм та С2 =
120 Н/мм.

Аналізуючи дані залежності, можна констатувати, що харак-
тер зростання моменту відключення півмуфт при збільшенні часто-
ти обертання привідного валу описується лінійною залежністю.
При цьому, коефіцієнт динамічності для кулькових пристроїв з
різними елементами зачеплення при обертах ведучої півмуфти
400 об/хв знаходиться в межах 1,25...1,32.

Враховуючи, що карданні вали приводу дискових копачів, го-
ризонтально-роторних підбирачів, бітерних валів, шнекових сепа-
раторів обертаються з частотою в межах 300...450 об/хв, то при
застосуванні даних типів пристроїв для захисту робочих органів
коренезбиральних машин від перевантажень, необхідно враховувати
їхні динамічні характеристики. Так, при виборі конструктивно-
технологічних параметрів захисних пристроїв розрахунковий кіне-
тостатичний крутний момент потрібно домножити на kд = 1,3.

Коефіцієнти точності спрацювання даних типів пристроїв
знаходяться в межах: для елементів зчеплення кулька-лунка $\gamma_т$ =
1,1... 1,28; для елементів зчеплення кулька-еліпсна транспортна
канавка $\gamma_т$ = 1,08...1,18.

Таким чином для запобігання поломок дискових і вилкових
копачів необхідно застосовувати схеми зчеплення кулька-кулька,
оскільки вони забезпечують різке зниження передавального момен-
ту зразу після відносних зміщень півмуфт і характеризуються ви-
сокою точністю спрацювання ($\gamma_т$ = 1,08...1,18). Даний ефект є
особливо позитивним для захисту викопувальних пристроїв, ос-
кільки попадання каміння в розхил копачів потребує моментальної
їх зупинки для уникнення поломок.

За результатами проведених експериментальних досліджень можна зробити наступні висновки.

Досліджені основні закономірності розподілу енерговитрат при виконанні технологічного процесу викопувальними та сепарую-чими робочими органами в залежності від фізико-механічного стану грунту, швидкості руху коренезбиральної машини і глибини копання. Встановлено, що при роботі дискових копачів на грунтах, твердість яких не перевищує 2 МПа, осьове зусилля на кронштейні копача досягає 3 кН; вертикальне -6 кН; бокове - 5 кН. Граничні крутні моменти для частоти обертання активного диску - 65 об/хв знаходяться в межах швидкості руху коренезбиральної машини 4... 4,5 км/год і досягають граничних значень 180 Нм при глибині копання 70 мм і 100 Нм - при 40 мм. Граничні крутні моменти для частоти обертання активного диску - 90 об/хв знаходяться в межах швидкості руху 6...8 км/год і досягають граничних значень 150 Нм при глибині копання 70 мм і 92 Нм - при 40 мм. Збільшення глибини підкопування коренеплодів від 40 до 70 мм призводить до збільшення величини крутного моменту на приводі копача у 1,5 ...1,8 разів.

Проведено дослідження по визначенню енергетичних показників дискових копачів, агрегатованих з коренезбиральними машинами КС-6Б і КС-6В, за якими встановлено, що тяговий опір на глибині копання 70 мм збільшується в 1,47...1,52 рази при зміні поступальної швидкості машини від 1,35 до 2,5 м/с і відповідно складає: 8,7 кН і 13,3 кН.

Встановлено, що трирядкова бункерна коренезбиральна машина МКП-3 найбільш ефективно працює при наступних конструктивно-технологічних парамертах: величина концентричного зазору між

вершинами скребків транспортера і криволінійною решіткою -25... 30 мм; величина зазору між віссю обертання крайнього бітера та криволінійною решіткою - 55...65 мм; частота обертання ексцентрикового валу 200...240 об/хв; лінійна швидкість скребкового полотна - 1,00...1,25 м/с; кут нахилу очисних валів до горизонту - 12°...14°; кут нахилу завантажувальної ланки транспортера до горизонту - 43°...46°.

Досліджені основні закономірності впливу конструктивних і технологічних параметрів робочих органів на ступінь пошкодження коренеплодів. Встановлено, що при збільшенні швидкості взаємодії робочих органів з коренеплодами від 3 до 6,2 м/с глибина їх пошкоджень описується лінійними залежностями, кут підйому яких збільшується при зменшенні площі контакту. Збільшення радіусу круглого поперечного перетину основи робочого органу від 5 до 10 мм і від 5 до 15 мм призводить до зменшення глибини пошкоджень (при швидкості взаємодії - 5,4 м/с) відповідно в 1,6...1,9 і 2,3...2,6 разів.

Встановлено, що застосування розроблених пружно-демпфуючих вузлів приводу бітерних валів копачів в межах кутової жорсткості 500...1000 Нм/рад зменшує зусилля удару в 1,3...1,5 разів та контактних напружень на поверхні коренеплоду в 1,10...1,15 разів.

Визначені коефіцієнти динамічності та точності спрацювання кулькових захисних пристроїв для частот їх обертання: Кд = 1,25...1,32; δ_T = 1,08...1,28.

РОЗДІЛ 5

ОПТИМІЗАЦІЯ ДИСКОВИХ КОПАЧІВ, РЕЗУЛЬТАТИ ВИРОБНИЧИХ ВИПРОБОВУВАНЬ І РЕКОМЕНДАЦІЇ ДЛЯ ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ ТА ТИПІВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

5.1 Оптимізація конструктивно-технологічних параметрів дискових копачів

В загальному вигляді оптимізація дискових копачів є багатокритеріальною задачею нелінійного програмування, в якій шукані параметри повинні відповідати вимогам мінімізації пошкоджень, втрат, крутного моменту на диску і загальних енерговитрат [52].

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

$$f_o = \alpha_1 T + \alpha_2 Q_x \frac{V_м}{\omega}, \qquad (5.1)$$

де T - крутний момент на диску копача;

Qx - осьове зусилля на кронштейні копача по ходу машини (лобова сила опору);

Vм - поступальна швидкість бурякозбиральної машини;

w - кутова швидкість диска копача;

α_1 і α_2 - коефіцієнти вагомості, які в першу чергу враховують конструктивні особливості копача та їх надійність і вибираються з умови $\alpha_1/(\alpha_1+\alpha_2) = 0{,}7...0{,}9$.

Згідно [134]

$$T = M\rho_{ср}\sqrt{2r^3\Delta h^3}\left(1-\frac{\Delta h}{2r}\right)\frac{V_м(V_A-V_м)}{V_A^2} \qquad (5.2)$$

$$Q_x = k_Q T = \frac{2(\cos\beta \sin\alpha - \mu k_x \cos\alpha) T}{\mu (z - \Delta h/2 \cos\beta)}, \qquad (5.3)$$

де r – радіус кромки диска копача;

Δh – величина заглибнення дисків;

α – кут розхилу копачів в перетині з горизонтальною площиною;

β – кут нахилу осі диска до горизонтальної площини;

V_A – лінійна швидкість кромки диска, $V_A = \omega z$.

За незалежні параметри Xj , що описують конструкцію дисків копачів і режими їх роботи, які підлягають оптимізації з метою мінімізації цільової функції, приймаємо лінійну швидкість машини $X_1 = V_м$; кутову швидкість обертання дисків $X_2 = w$; радіус диска $X_3 = r$; величину заглиблення $X_4 = \Delta h$, а також кути встановлення диска α і β (рис.5.1).

З метою зменшення рівня складності задачі за незалежні параметри доцільно приймати кут нахилу дисків один до одного 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

$$tg\delta = \frac{\sin\alpha}{tg\beta}; \quad \cos\gamma = \cos\alpha \cos\beta. \qquad (5.4)$$

Отже множина незалежних параметрів Xj буде складати

$$\{X_j\} = \{V_м, \omega, z, \Delta h, \sin\gamma, \cos\delta\}.$$

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

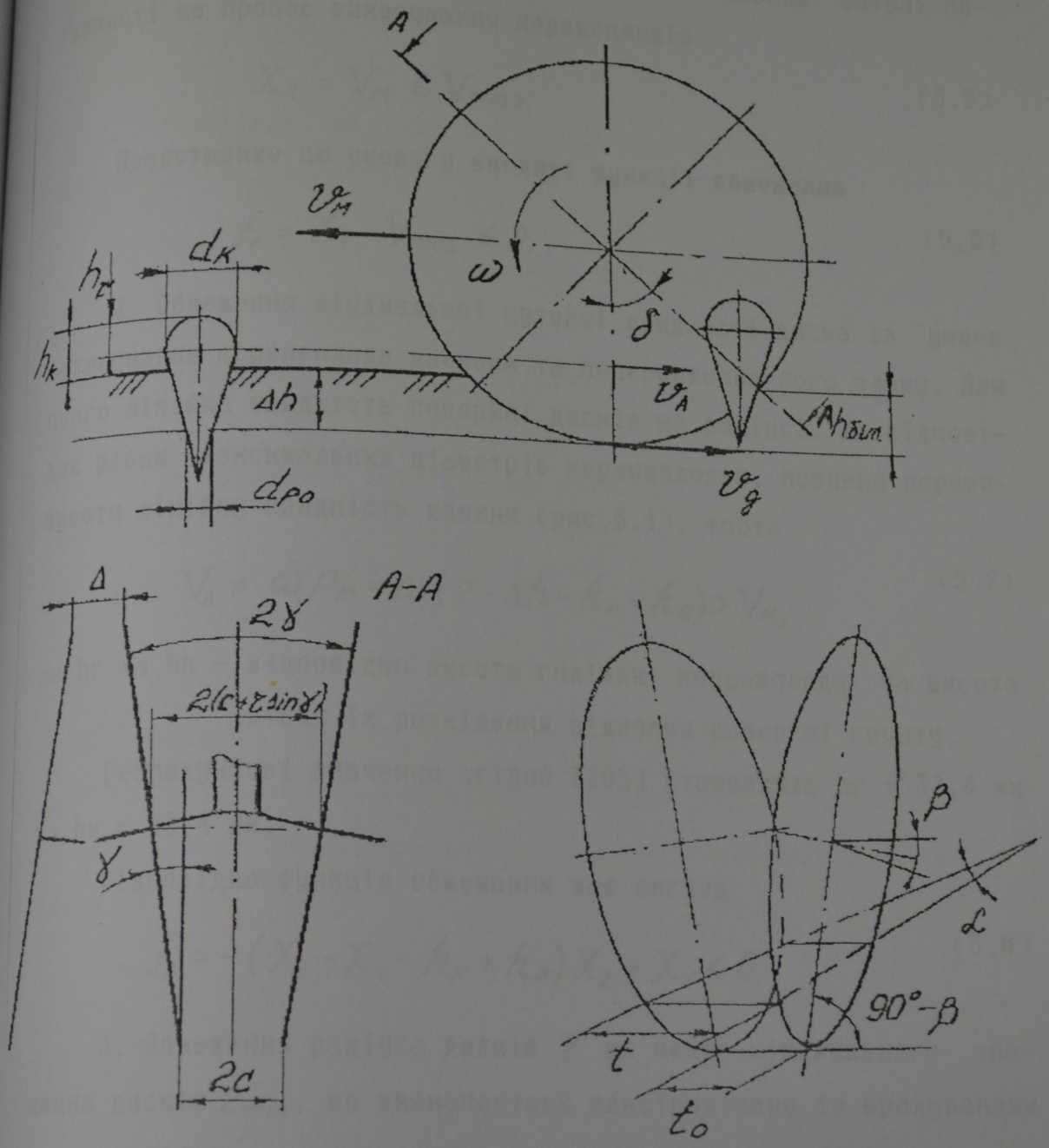


Рис.5.1 Розрахункова схема для визначення оптимальних конструктивних параметрів копача

1. Обмеження експлуатаційної швидкості машини із умови неперевищення значення Vmax, що приводить до збільшення втрат вище допустимих значень [205], чи різкого збільшення затрат потужності на процес викопування коренеплодів

$$X_1 = V_M \leq V_{max}. \qquad (5.5)$$

Представимо цю умову у вигляді функції обмеження

$$f_1 = X_1 - V_{max} \leq 0. \qquad (5.6)$$

2. Обмеження мінімальної кутової швидкості диска із умови затягування коренеплода дисками та попередження його зламу. Для цього лінійна швидкість поверхні дисків на радіусі, що відповідає рівню максимальних діаметрів коренеплодів, повинна перевищувати лінійну швидкість машини (рис.5.1), тобто

$$V_A = \omega \rho_k = \omega (z - \Delta h - h_k + h_z) > V_M, \qquad (5.7)$$

де hr та hк – відповідно висота голівки коренеплоду та висота рівня їх розміщення відносно поверхні грунту.

Розрахункові значення згідно [205] становлять hr = 32,4 мм та hк = 42,4 мм.

Відповідно функція обмеження має вигляд

$$f_2 = -(X_3 - X_4 - h_k + h_z) X_2 + X_1 \leq 0. \qquad (5.8)$$

3. Обмеження радіуса дисків z не менше мінімального значення дисків z_{min}, що визначається конструктивно із врахуванням ширини ріжучого леза, необхідних розмірів просівних отворів дисків, діаметру редукторів копачів. Отже можна представити функцію

$$f_3 = z_{min} - X_3 \leq 0. \qquad (5.9)$$

4. Обмеження по глибині копання із умови збирання коренеплодів при максимальній врожайності, де регульована глибина копання Δh_p не перевищує 100 мм

$$f_4 = -X_4 + \Delta h_p \leq 0. \qquad (5.10)$$

5. Обмеження, що накладаються шириною міжрядь і необхідною компоновкою машини [205]

$$4z \sin\gamma \leq b - 2c - \Delta, \qquad (5.11)$$

де b – ширина міжрядь;

Δ – мінімально допустима відстань між дисками суміжних копачів;

2C – максимальне значення регульованої відстані між дисками одного копача.

Функція обмеження має вигляд

$$f_5 = X_3 X_5 - a_5 \leq 0, \qquad (5.12)$$

де a_5 параметр функції, $a_5 = (b - 2c - \Delta)/4$.

6. Обмеження мінімального значення кута атаки із умови розтиску коренеплода по висоті $h_{бім}$, достатній для його захоплення бітером, тобто

$$z - z\cos\delta \geq h_{бім}, \qquad (5.13)$$

чи

$$f_6 = -X_3(1 - X_6) + h_{бім} \leq 0. \qquad (5.14)$$

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

При цьому ширина захоплення $t \geq a_7$ у міждисковому просторі

на рівні грунту повинна бути [205]

$$t = \sin\gamma\left[z + \frac{\Delta h - z(1-\sin\delta)}{\cos\delta}\right] \geq d_k + 2\Delta_{ряд} = a_7. \qquad (5.15)$$

Відповідно функція обмеження має вигляд

$$f_7 = a_7 X_6 - X_5\left[X_3\left(X_6 - 1 + \sqrt{1 - X_6^2}\right) + X_4\right] \leq 0. \qquad (5.16)$$

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

$$t_o = 2\left[C + z(1-\cos\delta)\sin\gamma\right] \geq d_{po}, \qquad (5.17)$$

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

Тоді

$$f_8 = a_8 - X_3 X_5 (1 - X_6) \leq 0, \qquad (5.18)$$

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 $z\cos\delta \geq \varepsilon$.

Відповідно

$$f_9 = -X_3 X_6 + \varepsilon \leq 0. \qquad (2.19)$$

Аналіз зміни цільової функції fo в області допустимих значень {Xj} і визначення точки оптимуму проводимо з використанням умови Куна-Таккера [233], яка полягає в існуванні таких множників

$u_i \geq 0$, $i = 1 \ldots n$, що $u_i f_i = 0$, та $\frac{\partial \varphi(u_j, X_i)}{\partial X_j} = 0$,

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

Визначимо часткові похідні функції Лагранжа

$$\frac{\partial \varphi(u_i, x_j)}{\partial x_1} = \frac{\partial f_0}{\partial x_1} + u_1 + u_2 = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(u_i, x_j)}{\partial x_2} = \frac{\partial f_0}{\partial x_2} - u_2 (x_3 - x_4 + h_2 - h_k) = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(u_i, x_j)}{\partial x_3} = \frac{\partial f_0}{\partial x_3} - u_2 k_2 - u_3 + u_5 x_5 - u_6 - u_7 x_5 \left(x_6 - 1 + \sqrt{1 - x_6^2}\right) -$$

$$- u_8 x_5 (1 - x_6^2) - u_9 x_6 = 0; \qquad (5.20)$$

$$\frac{\partial \varphi(u_i, x_i)}{\partial x_4} = \frac{\partial f_0}{\partial x_4} + u_2 x_2 - u_4 - u_7 x_5 = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(u_i, x_i)}{\partial x_5} = \frac{\partial f_0}{\partial f_5} + u_5 x_3 - u_7 x_3 \left(x_6 - 1 + \sqrt{1 - x_6^2}\right) - u_8 x_3 (1 - x_6) = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(u_i, x_i)}{\partial x_6} = \frac{\partial f_0}{\partial x_6} + u_6 x_3 + u_7 \left(a_7 - x_3 x_5 \left(1 - \frac{2 x_6}{\sqrt{1 - x_6^2}}\right)\right) +$$

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

Аналіз цільової функції показує, що в області визначення параметрів Xj, що задаються функціями обмежень fi, цільова функція не має глобального оптимуму і її часткові похідні відмінні від нуля, причому

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_1} < 0; \frac{\partial f_0}{\partial x_2} > 0; \frac{\partial f_0}{\partial x_3} > 0, \frac{\partial f_0}{\partial x_4} > 0, \frac{\partial f_0}{\partial x_5} > 0; \frac{\partial f_0}{\partial x_5} < 0. \qquad (5.21)$$

Зі 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 Xj точки оптимуму визначаються із спільного розв'язку системи складеної з таких обмежень

$$f_1 = 0,\ f_2 = 0,\ f_3 = 0,\ f_4 = 0,\ f_6 = 0,\ f_8 = 0. \qquad (5.22)$$

Звідси шукані змінні визначаються за залежностями

$$X_1 = V_м = V_{max};$$

$$X_2 = \omega = \frac{X_1}{X_3 - X_4 - h_к + h_г} = \frac{V_{max}}{r_{min} - \Delta h_р - h_к + h_г};$$

$$X_3 = z = z_{min}; \qquad (5.23)$$

$$X_4 = \Delta h = \Delta h_р;$$

$$X_6 = \cos\delta = 1 - \frac{a_6}{X_3} = 1 - \frac{h_{\delta im}}{r_{min}};$$

$$X_5 = \sin\gamma = \frac{a_7 X_6}{X_3\left(X_6 - 1 + \sqrt{1 - X_6^2}\right) + X_4} = \frac{(d_к + 2\Delta_{ряд})\cos\delta}{r_{min}\sin\delta - h_{\delta im} + \Delta h_р}.$$

У випадку, коли порушується обмеження $f_5 \le 0$, то пошук координат точки оптимуму здійснюють із спільного розв'язку системи

$$f_1 = 0;\ f_2 = 0;\ f_4 = 0;\ f_5 = 0;\ f_6 = 0;\ f_7 = 0. \qquad (5.24)$$

В цьому випадку швидкість машини Vм, кутова швидкість копачів w і величина заглиблення Δh визначаються аналогічно до попереднього випадку, а параметри z, γ та δ відповідно із залежностей

$$z = h_{\delta im}/(1 - \cos\delta);$$

$$\sin\gamma = \frac{(b - 2c - \Delta)(1 - \cos\delta)}{4h_{\delta im}} = \frac{(b - 2c - \Delta)}{4z};$$

$$\cos\delta = \frac{1}{2a'}\left[\sqrt{b'^2 - 4a'c'} + b'\right],$$

$$\text{де } a' = \left[\frac{4(d_к + 2\Delta_{ряд})}{b - 2c - \Delta} - \frac{\Delta h}{h_{\delta im}} - 1\right] + 1; \qquad (5.25)$$

$$b' = 2\left[1 + \frac{\Delta h}{h_{\delta im}} - \frac{4(d_к + 2\Delta_{ряд})}{b - 2c - \Delta}\right];\ c' = \left(1 + \frac{\Delta h}{h_{\delta im}}\right)^2 - 1.$$

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

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

Звідки

$$\cos\delta = 1 - \frac{2(d_k + 2\Delta_{ряд})}{b - 2c - \Delta};$$

$$\sin\gamma = \frac{(b-2c-\Delta)(\cos\delta + \sin\delta - 1) - 4(d_k + 2\Delta_{ряд})\cos\delta}{\Delta h}; \quad (5.26)$$

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

За визначеними кутовими параметрами δ та γ значення інших кутових параметрів α та β просторового розміщення диска, у відповідності (5.4) визначаються за залежностями

$$\alpha = arctg(tg\gamma \sin\delta);$$

$$\beta = arcsin(\sin\gamma \cos\delta). \quad (5.27)$$

На рис.5.2 показано область зміни параметрів X_5 та X_6 і можливі варіанти розміщення точок оптимуму, що відповідають різним розрахунковим схемам. Відповідно на рис.5.3 показано область зміни та зону оптимального розміщення кутів розвалу копачів α та нахилу осі диска до горизонтальної площини β, на рис.5.4 - кутів атаки δ та γ нахилу дисків.

При користуванні схемою рис.5.3 доцільно ввести додаткове обмеження f_{10}, що уточнює область визначення кута β. Згідно [205] та експлуатаційних даних розміщення дисків із кутом нахилу $\beta < 7^\circ$ недоцільне.

Дана методика дозволяє аналітичним шляхом визначити оптимальні конструктивні параметри дискового копача та режими роботи коренезбиральної машини і може бути покладена в основу системи автоматизованого проектування нових робочих органів.

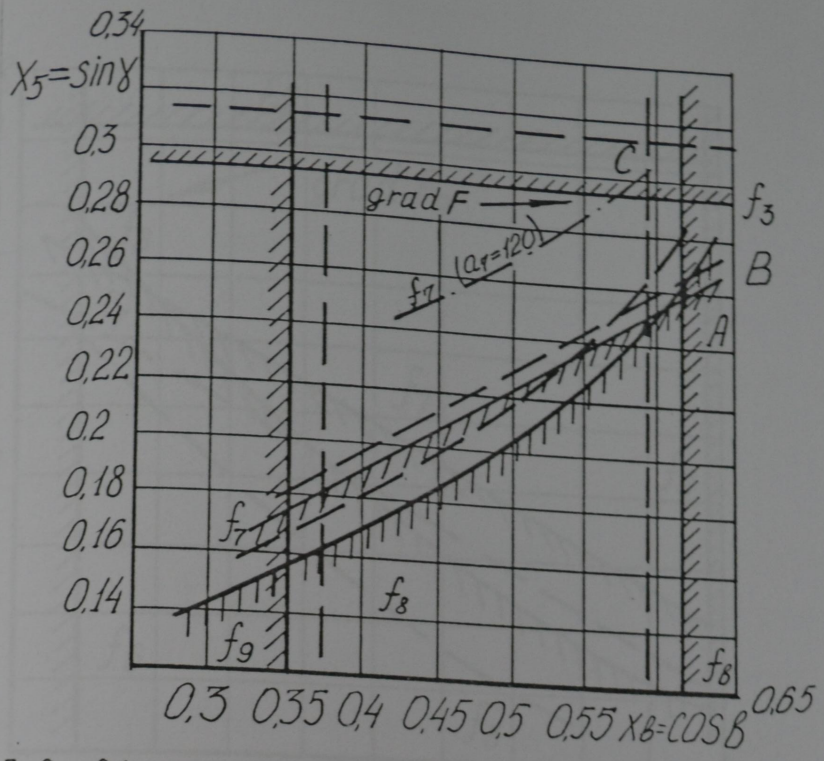


Рис.5.2 Область визначення параметрів X_5 та X_6 обмежена функціями fi при заглибленні копачів $h \leqslant 100$мм: A, B, C – можливого розміщення оптимальних значень: ——для копачів радіусом r = 340 мм; - - - -для r = 320 мм.

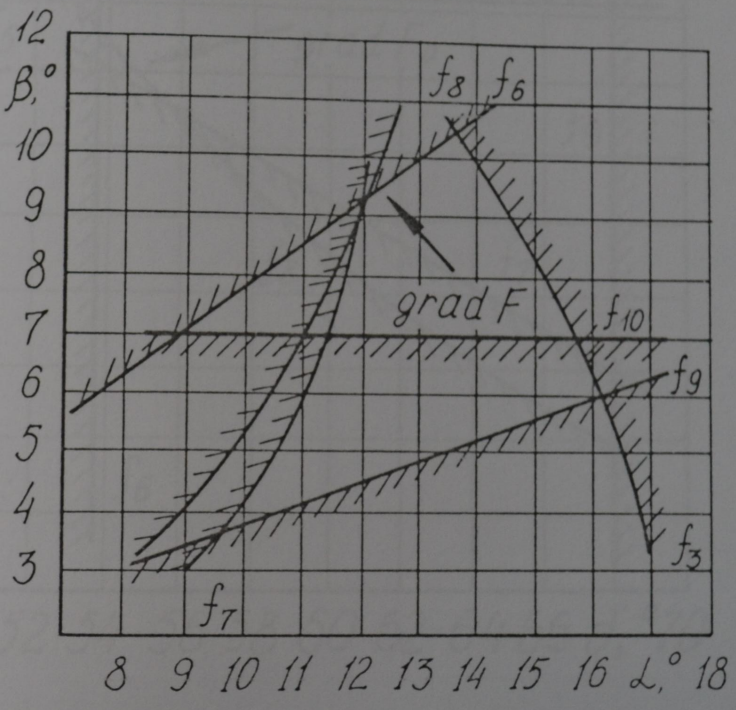
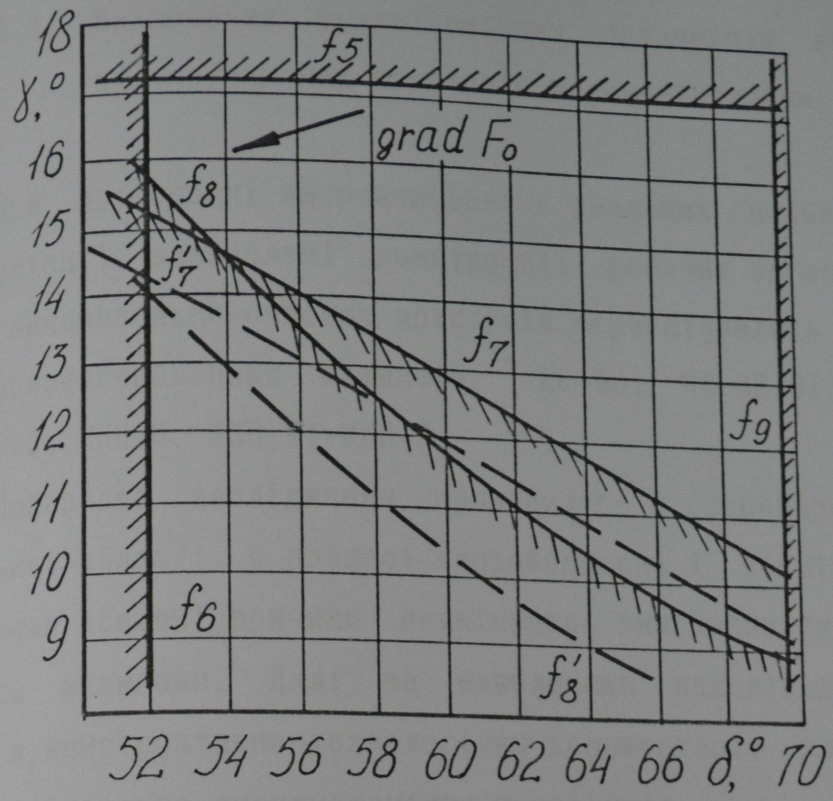


Рис.5.3 Схема розміщення оптимальних значень кутів α і β для копачів радіусом r = 340 мм.



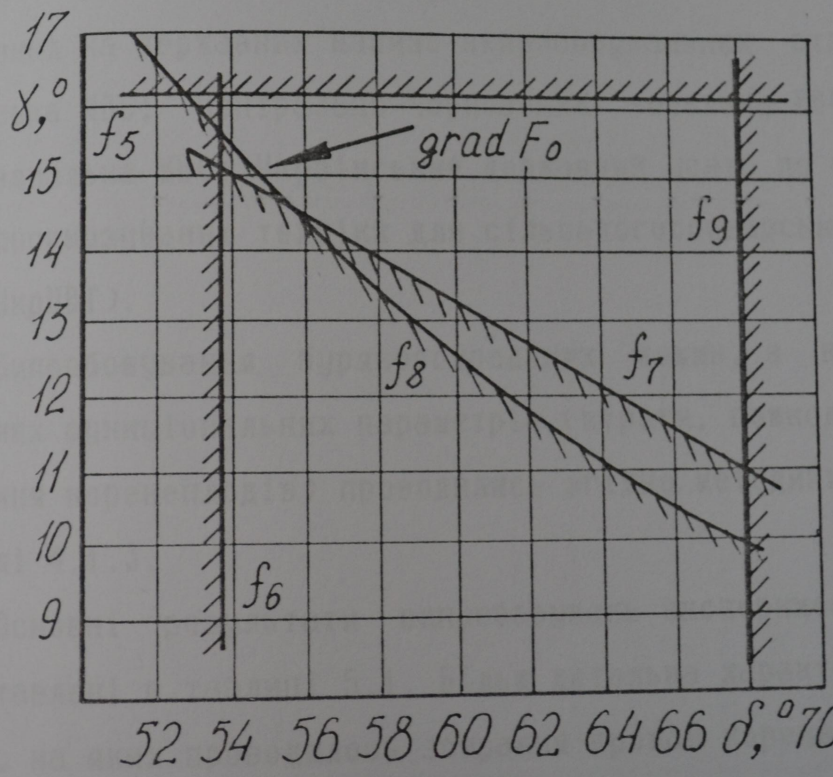


Рис.5.4 Схема розміщення оптимальних значень кутів γ і δ для копачів радіусом: а – r = 340 мм; δ – r = 320 мм.

5.2. Визначення функціональних параметрів викопувально-очисних пристроїв коренезбиральних машин

При проведенні випробовувань в реальних (польових) умовах експлуатації, розроблені конструкції робочих органів і компоновки викопувально-очисних пристроїв агрегатувались 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. В процесі випробовувань і досліджень встановлювали основні причини неякісного виконання технологічного процесу машинами. Далі, за виявленими недоліками, вводились зміни в конструктивно-технологічну документацію для покращення їх функціонально-експлуатаційих показників.

Експериментальні коренезбиральні машини проходили випробовування на державних машино-випробовувальних 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 4.1.3.

Основні результати випробовувань експериментальних машин представлені в таблиці 5.1. Більш детальна характеристика плантацій, на яких проводилось збирання врожаю коренеплодів цукрових і кормових буряків, а саме вологість і твердість грунту в шарах 0 - 10; 10 - 20; 20 - 30 см, відхилення коренеплодів від осьової лії рядків, розташування голівок коренеплодів відносно

Показники якості виконання технологічного процесу коренезбиральними машинами

Таблиця 5.1

	Коренезбр. машина	Тип викопувально-очисного пристрою	Місце і рік випробовувань	Коренеплоди	Врожайн. т/га	Вологість гр. (0–20см),%	Твердість гр. (0–20см), МПа	Робоча шв.м/с	Втрати кор.,%	Забруд. кор.,%	Сильні пошк.%
1	КС-6Б-05	пасивний леміш-	Львів.МВС,1988	кормові	73,1	37 – 34	1,2 – 1,7	1,5	2,6	14,4	0,3
2	КС-6Б-05	ний диск – три-	ВНДІМОТ, 1988	цукрові	48,2	8,6 – 11,2	1,5 – 4,6	1,5	2,9	4,9	9,4
3	КС-6Б-05	ротрорний се-	ЦЧ МВС, 1988	кормові	110,9	19 – 24	2,1 – 3,0	1,5	3,04	3,93	2,91
4	КС-6Б-05	паратор	Львів.МВС,1989	кормові	92,7	28,5 – 30	1,53 – 2,57	1,5	0,2	1,5	0,8
5	КС-6Б	активні дискові	ЦЧ МВС, 1990	цукрові	37,7	22,35–24,84	0,71 – 1,25	1,5	0,4	6,6	3,0
6	КС-6Б	копачі –	УкрЦВТ, 1990	цукрові	40,0	12,4 – 16,2	3,2 – 4,7	1,5	1,4	7,2	3,1
7	КС-6Б	шнековий	Львів.МВС,1990	цукрові	46,6	12,7 – 16,7	2,06 – 3,78	1,5	0,6	6,6	0,9
8	КС-6Б	сепаратор	УкрЦВТ, 1992	цукрові	30,8	25,8 – 26,6	1,4 – 2,0	1,5	1,2	5,3	3,0
9	КС-6Б-02	вилкові копачі	УкрНДІПВТ,1994	цукрові	44,4	9,1 – 9,9	1,8 – 2,4	1,5	1,0	7,6	2,4
10	КС-6В	п.диск-дворот.сеп	Львів.МВС,1991	цукрові	39,5	17,6 – 2,8	1,42 – 2,8	1,5	0,2	0,5	0,4
11	КС-6Б	V-под.форма диска	ЦЧ МВС, 1992	цукрові	45,2	34 – 26,6	1,31 – 1,37	1,5	1,0	14,6	4,1
12	КС-6Б	Г-под.форма диска	к-п"Нива",1996	цукрові	34	25 – 30	1,8 – 2,2	1,5	1,2	2,0	3,0
		лемішний диск-ро-						1,0	0,0	3,7	1,1
13	КС-6В	торний підбирач –	ВНДІМОТ, 1988	кормові	94,4	15,4 – 16,8	1,5 – 4,6	1,5	0,2	6,1	1,7
		бітерний очисник						2,0	0,7	6,7	2,3
14	КС-6Б	вібраційний копач	Львів.МВС,1995	цукрові	22,7	17,8 – 19,7	1,8 – 2,4	1,6	1,4	3,8	4,7
15	МКП-6	ак.диски-шнек.оч.	ВНДІМОТ, 1991	цукрові	45,8	25,9 – 24,3	0,6 – 1,4	1,8	1,2	21,8	2,3
16	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

рівня поверхні грунту, середня відстань між рослинами, їх густота насаджень, забур'яненість плантації, наявність каміння, відповідно приведена в протоколах державних випробовувань коренезбиральних машин на МВС [178 - 190].

Функціональні параметри процесу роботи викопувально-сепарючого пристрою з пасивними лемішними дисками і трироторним сепаратором (рис.5. 5.а), агрегатованого з самохідною коренезбиральною машиною КС-6Б-05 представлені в табл. 4.2 (позиції 1-4) [186; 183; 184; 185].

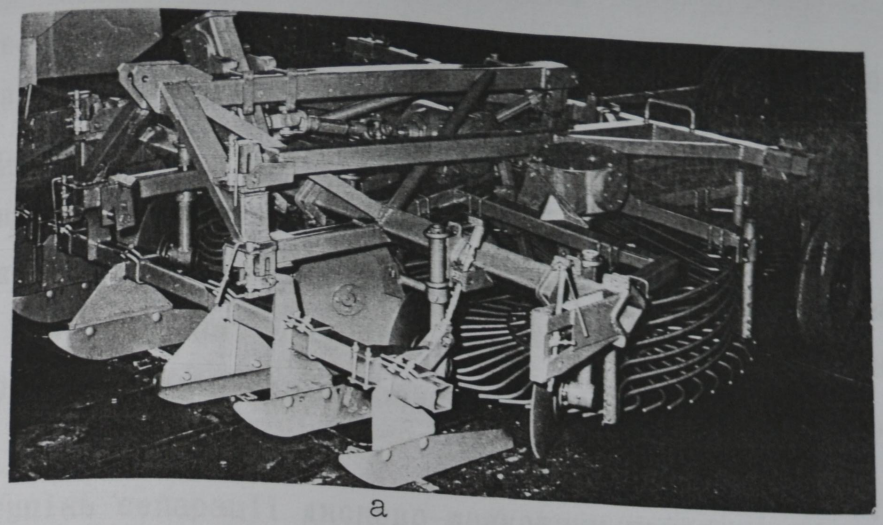
Аналізуючи отримані дані можна констатувати, що при виконанні технологічного процесу втрати коренеплодів становили: 2,6 ...3,04%; забрудненість купи буряків землею і рослинними залишками знаходилась в межах 4...5%.

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%.

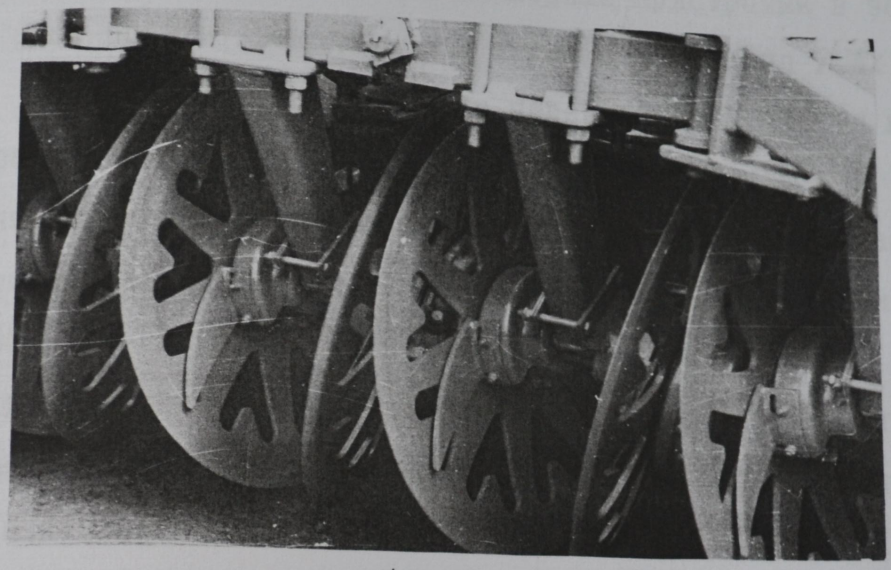
Сильні механічні пошкодження буряків коливаються в межах від 0,3 до 9,4%. Останній показник (поз.2) не відповідає агровимогам, однак, як видно з протоколу випробовувань [183], при виконанні технологічного процесу коренезбиральною машиною КС-6Б-05 на ВНДІМОТ фізичний стан грунту знаходився на граничній межі (низька вологість 8,8...11,2% і висока твердість грунту - до 4,6 МПа).

При повторному проведенні випробовувань даної коренезбиральної машини в 1999р. на Львівській МВС (поз.4) показники якості виконання технологічного процесу в повній мірі відповідали агровимогам [185].

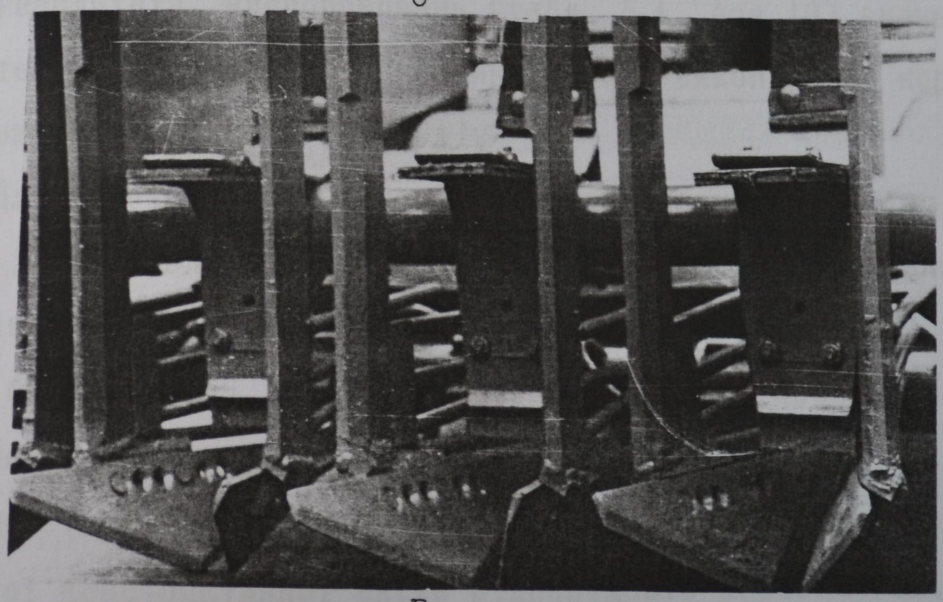
В табл. 4.2 (поз.5...8) приведені результати випробовувань дисково-пнекових викопувально-очисних пристроїв (рис.4.6), аг-



а



б



в

Рис.5.5 Експериментальні викопувально-очисні пристрої

регатованих з коренезбиральними машинами КС-6Б і КС-6Б-01 [188; 187; 189].

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 вилковими копачами (поз.9) механічні коренів пошкодження становлять 4,7%, з яких сильні - 2,4% [180].

Ступінь сепарації дисково-пнековими пристроями в залежності від умов роботи знаходиться в межах від 0,4% до 7,4% домішок в купі коренеплодів, а втрати не перевищують 1,4%, що відповідає агровимогам.

Для зменшення габаритних розмірів і забезпечення агрегатування роторних сепарувчих пристроїв з коренезбиральними машинами КС-6Б і КС-6В (рис.4.9) розроблені і виготовлені дослідні взірці двороторних сепарувчих пристроїв (рис.4.8) з активізацією процесу завантаження повздовжніх транспортерів, розташованих в зоні вивантаження сепаратора.

Результати випробовувань (табл. 5.1, поз.10) значно перевищують функціональні показники якості викопування коренезбиральною машиною КС-6Б-05 [181].

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 "ВВС" (ФРН) (рис.5.5.б). За результатами випробовувань встановлено, що в нормальних умовах експлуатації (вологість 10...24%, або твердість грунту 1,3...3,5 МПа) функціональні показники такої конструктивної схеми відповідають агровимогам.

Однак в критичних умовах роботи, дані робочі органи допускають значну кількість землі у купі коренеплодів [179]. При

цьому, отримані дані (табл. 5.1, поз.11) не можуть нести об'єктивну інформацію, оскільки вологість грунту при випробовуваннях переважала всякі допустимі норми (34% на поверхні грунту).

Враховуючи те, що основна доля відсепарованої землі в дискових копачах проходить по периферії робочого органу, то для покращення якості відділення землі на стадії викопування розроблена нова конструкція викопувального диску з Г-подібною формою вікна (рис.4.1.д). При його випробовуваннях в господарствах Тернопільської обл. (с.Биківці, Шумського р-ну, і с.Радошівка, Лановецького р-ну) в 1996р. встановлено, що ступінь сепарації землі значно підвищилась в порівнянні з попереднім варіантом і доля землі в купі зібраних коренеплодів не перевищувала 7% (табл. 5.1, поз.12).

Для збирання кормових буряків, а також сортів цукрових буряків, значна частина голівок яких виступає над рівнем грунту, розроблений, виготовлений і випробуваний викопувально-очисний пристрій з дисково-лемішними підкопувачими органами, горизонтально-роторним підбирачем і бітерно-шнековою системою сепарації (рис.4.2.д, 4.3.в, 4.3.г). При його агрегатуванні з коренезбиральною машиною 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% [182].

Високі функціональні характеристики такого типу викопувально-очисних пристроїв отримані в першу чергу завдяки розробленому 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 пошкодженями коренеплодів 15,4% (сильні 4,7%).

Для підвищення функціональних показників між копачами і шнековим очисником встановили горизонтально-роторний підбирач (рис.4.12.в), показники якості роботи якого, за результатами випробовувань в агрофірмі "Україна" Радивилівського р-ну Рівненської обл.(1996р.), відповідали агровимогам (табл. 5.1,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. 5.1, 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 грунту до 25,9% [178].

Функціонально-експлуатаційні показники причіпної бункерної коренезбиральної машини МКП-3 (рис.4.11) з пасивними дисковими копачами, бітерною системою сепарації землі 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.Іщківці, Теребовлянського 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 показників допустимих меж можна пояснити перш за все екстремальними умовами збирання коренеплодів (висока твердість або вологість грунту).

5.3 Рекомендації для вибору викопувально-очисних пристроїв коренезбиральних машин

На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень, виробничих випробовувань, структурно-схемного векторного синтезу робочих органів, модернізовано ряд конструктивно-технологічних схем викопувально-очисних пристроїв для їх ефективного функціонування в залежності від технології збирання коренеплодів цукрових буряків, грунтово - кліматичних умов, способу їх агрегатування з різними типами бурякозбиральних машин.

При виборі викопувально-очисних пристроїв (блок-схема для їх вибору зображена на рис.5.6) необхідно враховувати два основних фактори. Перший фактор визначає середовище, в якому виконується технологічний процес збирання коренеплодів, а другий характеризує тип механізованого збирального комплексу. Перший фактор включає наступні основні критерії: твердість і вологість грунту, забрудненість поля, а також врожайнійсть коренеплодів, які розподіляються за граничними межами власних характеристик [134].

З іншої сторони, тип збирального комплексу може оцінюватись в залежності від таких основних критеріїв як технологія збирання коренеплодів, компонувальна схема та рядність бурякозбиральної машини.

При низькій твердості грунту (пісчані і субпісчані грунти, 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 грунтів перевищує 20%. На грунтах із середньою твердістю (2...3 МПа) доцільно вико-

Блок-схема вибору викопувально-очисних пристроїв

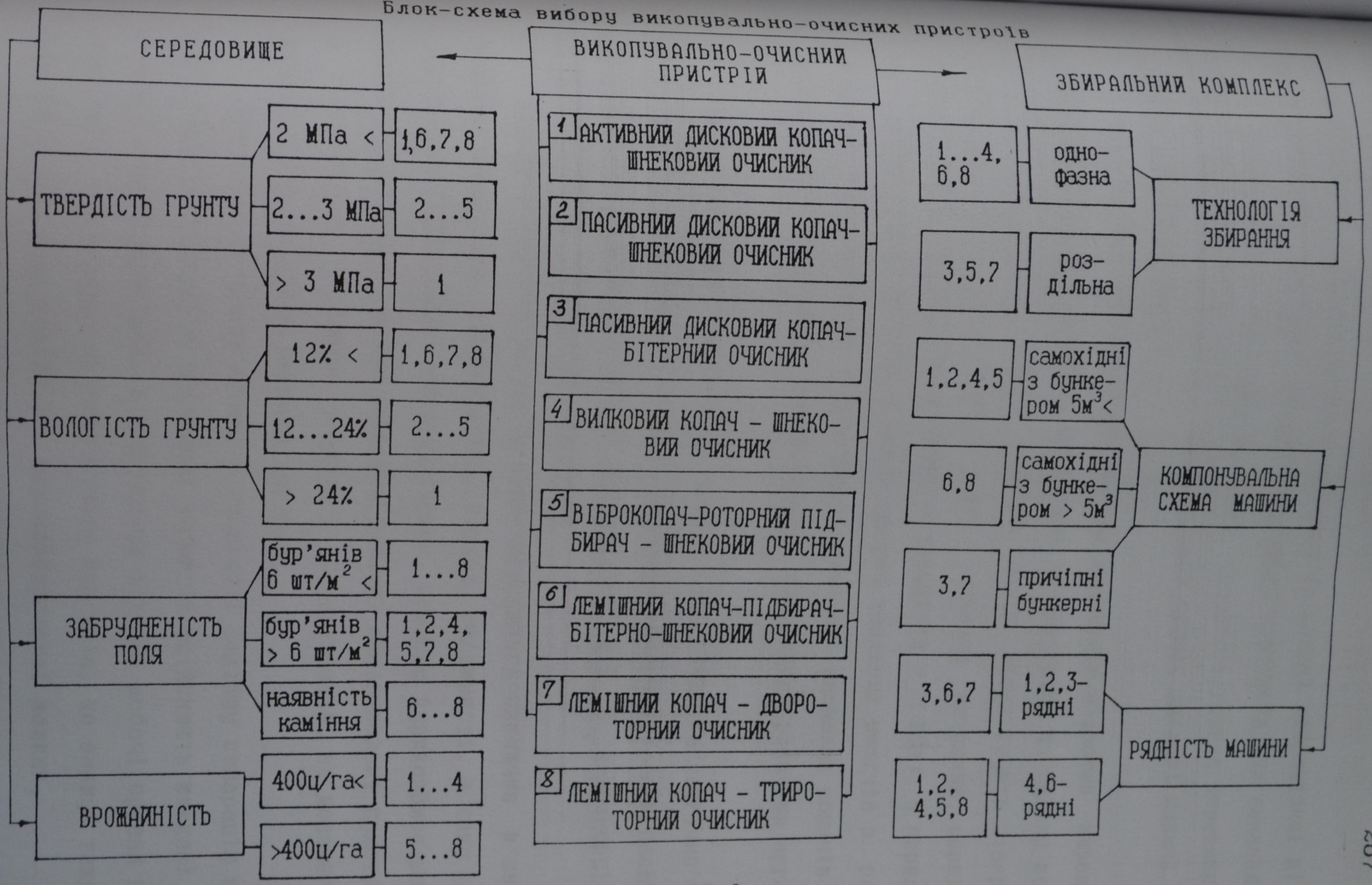


Рис.5.6

ристовувати пасивні дискові, вилкові та копачі вібраційної дії в компоновці з різними типами сепарувчих пристроїв. Як показали експериментальні дослідження, коли твердість грунту перевищує 3 МПа надійно виконують технологічний процес дискові копачі з одним привідним диском.

При виборі викопувально-очисних пристроїв відносно характеристик вологості грунту, необхідно враховувати, що низьку вологість (до 12%), з однієї сторони, мають легкі грунти (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 пнековими робочими органами.

Для середньої вологості грунту (12...24%), аналогічно як для середньої твердості грунту, доцільно використовувати пасивні дискові, вилкові та копачі вібраційної дії в компоновці з різними типами сепарувчих пристроїв.

Високою вологістю грунту характеризуються виключно в'язкі грунти: чорноземи, торфоболотні, глеєві, суглинисті, а тому для ефективного виконання технологічного процесу бурякозбиральною машиною необхідно використовувати дискові викопувальні пристрої з інтенсивною системою сепарації коренеплодів, за допомогою пнекових або роторних робочих органів.

При високій забур'яненості плантації надійну сепарацію коренеплодів від землі і рослинних залишків здійснюють пнекові 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 грунтах необхідно застосовувати лемішні

підкопувчі робочі органи з вертикально-роторною системою сепарації, оскільки така компонувальна 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. В залежності 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 сепарувчих пристроїв.

Для самохідних коренезбиральних машин, з об'ємом бункера до 5 куб.м 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 коренеплоди висипають на краю поля і завантажують у транс-

портні засоби навантажувачами з їх повторною сепарацією.

При застосуванні коренезбиральних машин з об'ємом бункера більш як 5 куб.м, необхідно використовувати сепаруючі пристрої з високою інтенсивністю очищення коренеплодів від землі, оскільки коренеплоди з бункерів таких машин, як правило, завантажують у транспортні засоби для відправки їх 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 триторний 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 коренів 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.

5.4. Конструктивно-технологічні параметри робочих органів викопувально-очисних пристроїв

При проектуванні нових коренезбиральних машин різної ряд-ності і типорозмірів першочерговим постає питання вибору основ-них робочих органів, компонувальних схем і способів їх агрега-тування з енергетичними засобами.

На основі проведеного комплексу теоретичних і експеримен-тальних досліджень запропоновано ряд принципово нових і модер-нізованих викопувальних і сепарувчих пристроїв бурякозбиральних машин. На рис.5.7- 5.12 представлені схеми дискових, вібрацій-них копачів, підбирачів коренеплодів, бітерних, шнекових і ро-торних сепарувчих пристроїв, з вказаними раціональними конст-руктивними та технологічними параметрами.

На рис.5.7 зображений диск активного копача з Г-подібною формою вікна, з наступними межами конструктивно-технологічних

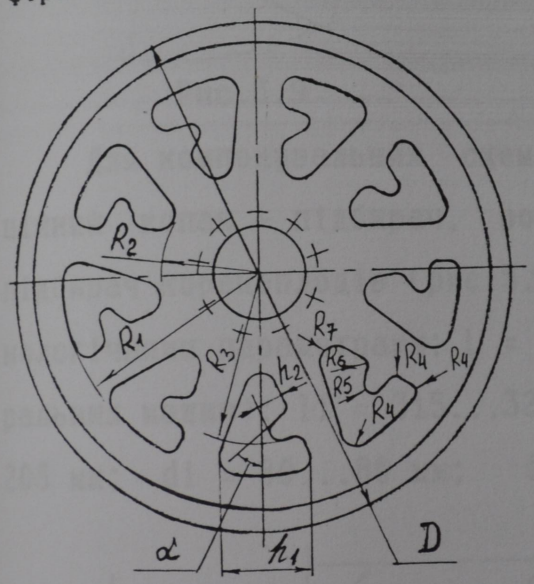


Рис.5.7

паметрів: D = 680...690 мм; h1 = 126...132 мм; h2 = 38...42 мм; α = 52...56 град.; R1 = 342...348 мм; R2 = 126...130 мм; R3 = 214... 218 мм; R4 = 18...22 мм; R5 =10... 14 мм; R6 = 14...16 мм.

Рекомендована частота обертання активного диску:

n = 85...95 об/хв.

Підкопувальний диск лемішного типу, застосування якого до-цільне при збиранні кормових буряків, а також цукрових буряків, значна частина голівок яких розташована над поверхнею грунту, зображений на рис.5.8.

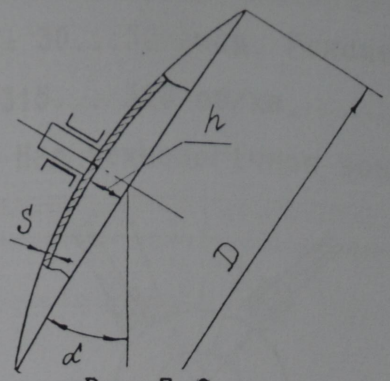


Рис.5.8

Межі конструктивних параметрів пасивного диску:

D = 460...480 мм;

α = 30...32 град.;

S = 6...7 мм;

h = 30...34 мм.

Конструктивна схема копача вібраційної дії представлена на рис.5.9 з наступними конструктивними параметрами:

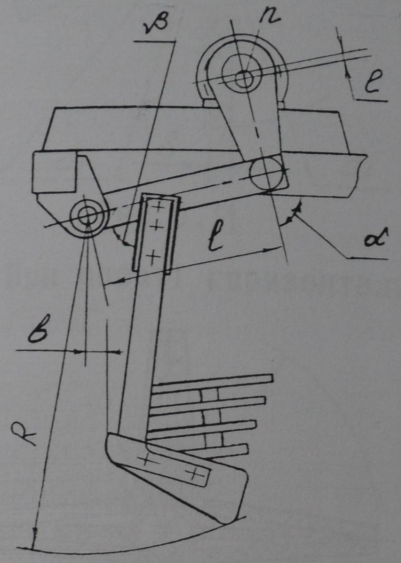


Рис.5.9

R = 770...790 мм;

l = 400...420 мм;

e = 10...11 мм;

b = 64...68 мм;

α = 74...76 град;

β = 80...90 град;

n = 510...520 об/хв.

Для компонувальних схем: пасивний диск - підбирач, вібраційний копач - підбирач, розроблений горизонтально-роторний підбирач коренеплодів (рис.5.10) з наступними конструктивно-технологічними параметрами: L = 1100 мм (для трирядних коренезбиральних машин); l1 = 315...320 мм; l2 = 130...135 мм; D = 195...205 мм; d1 = 80...86 мм; d2 = 22...26 мм; d3 = 16...18 мм;

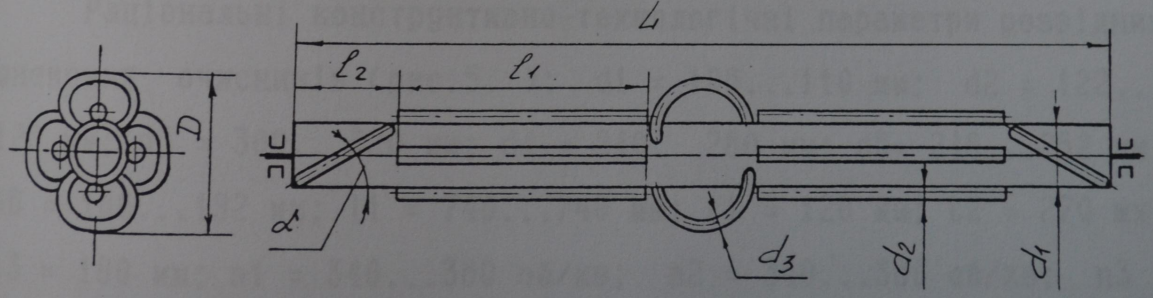


Рис.5.10

α = 30...32 град. Рекомендована частота обертання підбирача n = 315... 320 об/хв.

Над технологічною зоною вібраційних копачів, для підвищення ступеня очищення коренеплодів від зв'язаної гички доцільно застосовувати бітерні направляючі вали-очисники (рис.5.11) з наступними конструктивно-технологічними параметрами: d1 = 170...180 мм; d2 = 110...120мм; d3 = 54...60мм; S = 10 мм; n = 310...330 об/хв.

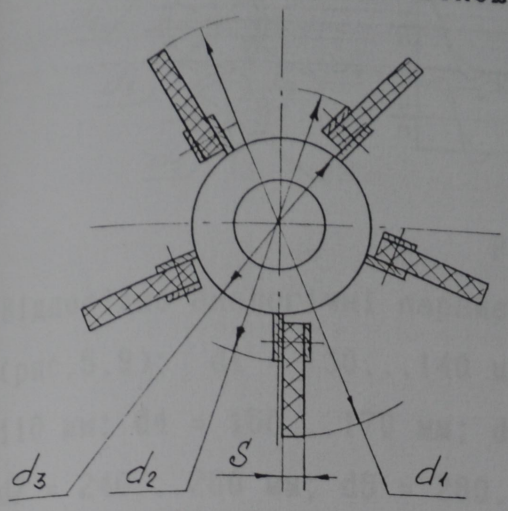


Рис.5.11

При роботі горизонтально-роторних підбирачів, над технологічною зоною їх обертання ефективним с застосування еластичних бітерних валів для направлення потоку коренеплодів (рис.5.12). Рекомендовані конструктивно-технологічні параметри: d1 = 390... 410 мм; d2 = 230...240 мм; S = 10 мм; n = 130... 150 об/хв.

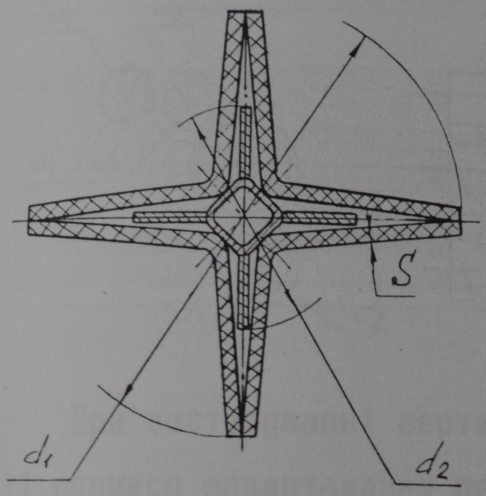


Рис.5.12

Конструктивні схеми шнекових очисників, для шестирядного виконання коренезбиральних машин зображені на рис.5.13 і 5.14.

Раціональні конструктивно-технологічні параметри розвідних шнекових очисників (рис.5.): d1 = 106...110 мм; d2 = 122... 126 мм; d3 = 300...320 мм; d4 = 240...260 мм; d5= 246...252 мм; d6 = 186...192 мм; l1 = 740...740 мм; t1 = 120 мм; t2 = 270 мм; t3 = 180 мм; n1 = 340...360 об/хв; n2 = 340...360 об/хв; n3 = 520...530 мм.

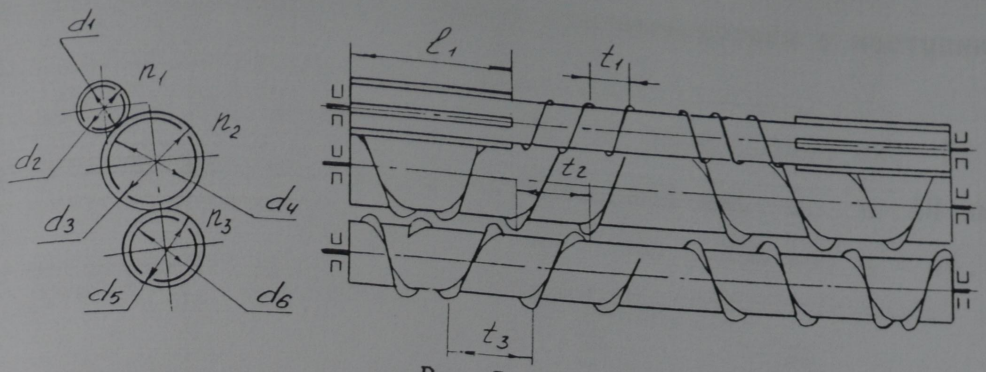


Рис.5.13

Відповідно аналогічні параметри для звідних шнекових очисників (рис.5.9): d1 = 130...140 мм; d2 = 122...126 мм; d3 = 106... 110 мм; d4 = 166...170 мм; d5 = 310...320 мм; d6 =240...260 мм; d7 = 240...260 мм; d8 = 280...300 мм; t1 = 270 мм; t2 = 270 мм; t3 = 270 мм; t4 = 180 мм; n1 = 340...360 об/хв; n2 = 340... 360 об/хв; n3 = 340...360 об/хв; n4 = 520...540 об/хв.

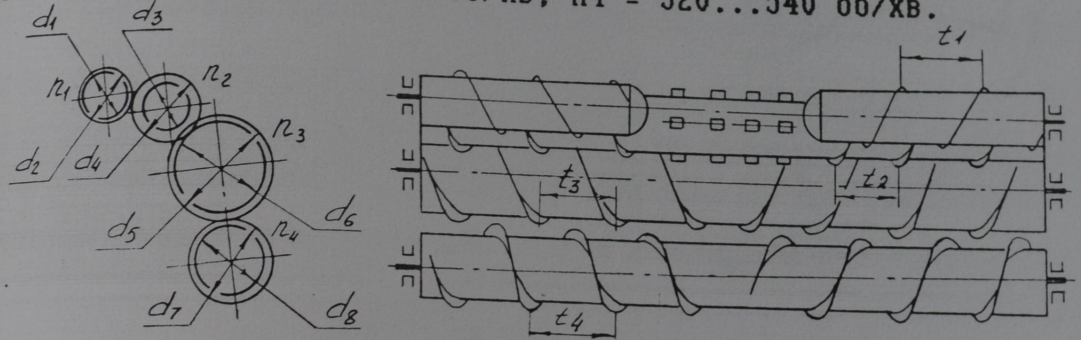
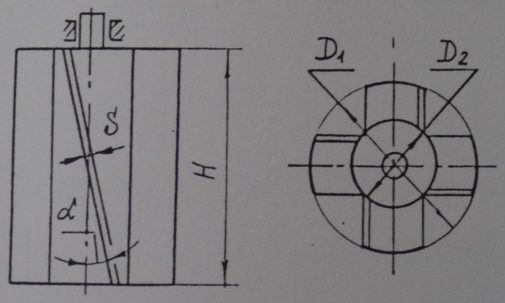


Рис.5.14

При застосуванні вертикальних бітерних валів для активізації процесу завантаження повздовжніх транспортерів в дворотор-них сепарувчих пристроях їх конструктивно-технологічні параметри доцільно вибирати в наступних межах (рис.5.15):



H = 300...320 мм; D1 = 226... 232 мм; D2 = 106...110 мм; S = 11 мм; α = 15...20 град.

Рис.5.15

Рекомендовані конструктивно-технологічні параметри роторних підбирачів-сепараторів (рис.5.16) і проміжних роторів, для

триторних систем сепарації (рис.5.17) знаходяться в наступних межах:

D1 = 1320 мм; D2 = 480...520 мм; d = 18 мм; = 14...16 град.; R1 = 610...615 мм; R2=70...80мм;n=32...36 об/хв.

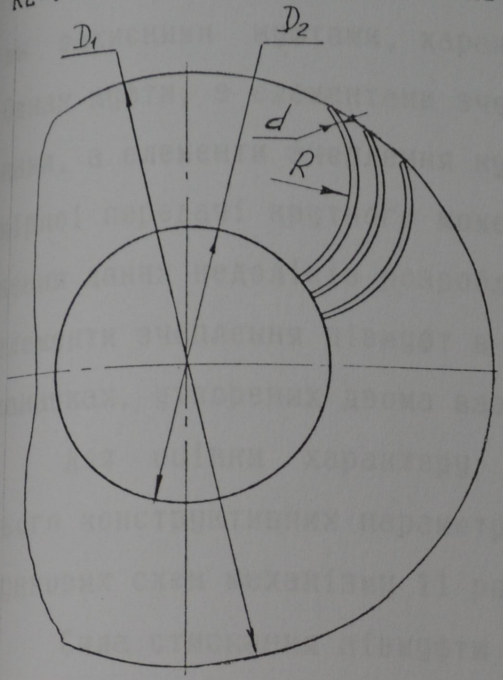


Рис.5.16

D1 = 1670...1680 мм; D2 = 780...800 мм; d = 18 мм; R2 = 360...380 мм; n = 46...48 об/хв.

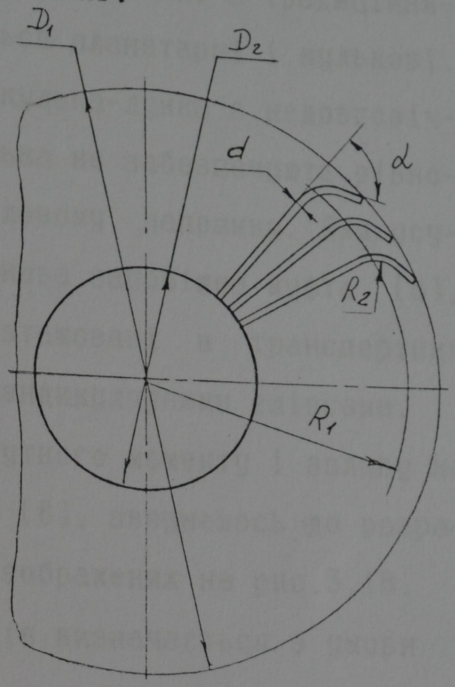


Рис.5.17

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.

5.5. Методи підвищення експлуатаційної ефективності робочих органів бурякозбиральних машин

Одним з основних напрямків підвищення експлуатаційної надійності робочих органів бурякозбиральних машин є застосування

в їх приводах високоточних захисних пристроїв, які забезпечують гарантоване роз'єднання кінематичного ланцюга у випадку перевантаження на робочому органі. На основі теоретичних і експериментальних досліджень [41; 42; 43; 58; 65; 85; 132; 133; 174; 175; 219] доведено, що вищим коефіцієнтом точності спрацювання та меншим коефіцієнтом динамічності, в порівнянні з традиційними захисними муфтами, характеризуються планетарні і кулькові. Однак муфти, з елементами зчеплення кулька-лунка є недовговічними, а елементи зчеплення кулька-кулька не забезпечують рівномірної передачі крутного моменту в коловому напрямку. Для усунення даних недоліків розроблена кулькова запобіжна муфта [8], елементи зчеплення півмуфт в якій розташовані в транспортних канавках, утворених двома взаємноперпендикулярними еліпсами.

Для оцінки характеру зміни крутного моменту і впливу на нього конструктивних параметрів муфти [8], звернемось до розрахункових схем механізму її розтиску, зображених на рис.5.18.

Сила стискання півмуфти і кулачків визначається з умови

$$F_{пр} = f(c\Delta + cX), \qquad (5.28)$$

де f і C – відповідно коефіцієнт тертя і жорсткість пружини;

Δ і X – відповідно величина попереднього стискання пружини і її біжуча величина, при переміщенні півмуфти, яка визначається з умови

$$X = \frac{(l_{max} - l)}{ctg\beta}. \qquad (5.29)$$

Оскільки значення X залежить від величини зближення кульок (Lmax – Lmin)/2, то встановимо залежність $L = f(\varphi)$.

Знайдемо перетин любої прямої з меншим еліпсом, координатні осі якого рівні (a, в)

$$tg\varphi = \frac{y}{x};\ \frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1;\ X = \sqrt{\frac{a^2b^2}{(b^2 + a^2tg^2\varphi)}}. \qquad (5.30)$$

Розрахункові схеми для визначення конструктивно-силових параметрів кулькової запобіжної муфти

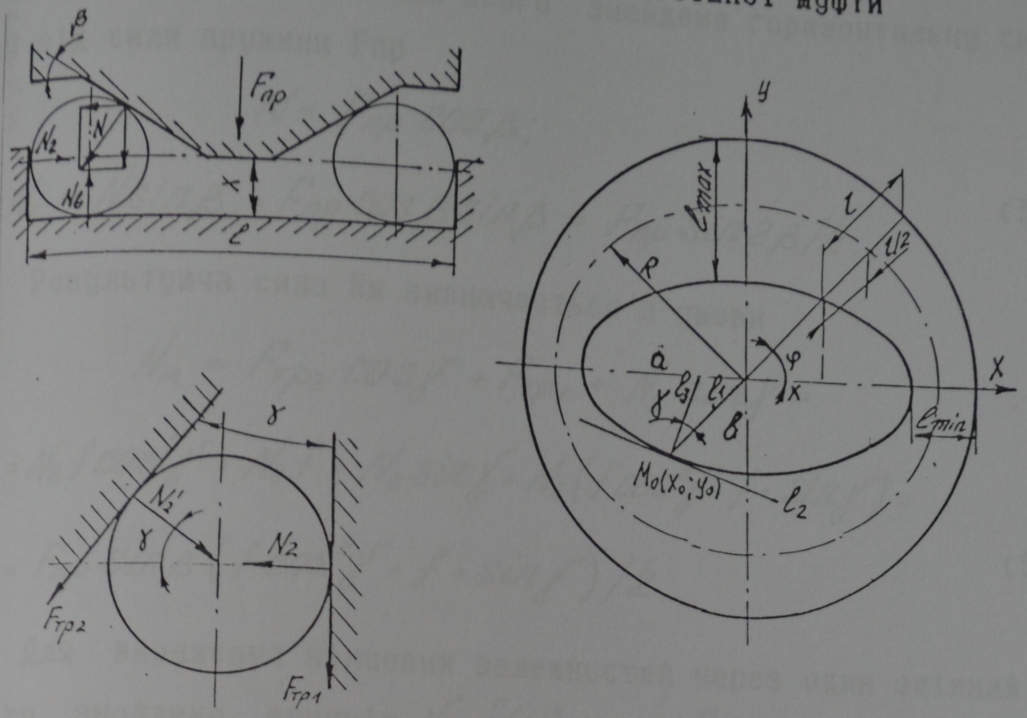


Рис.5.18

Відповідно відстань від центру обертання муфти до любої точки на еліпсі рівна

$$\rho = X/\cos\varphi = \sqrt{a^2b^2/(b^2+a^2tg^2\varphi)}\,/\cos\varphi;$$

$$\rho = \sqrt{\frac{a^2b^2}{(b^2+a^2tg^2\varphi)\cos^2\varphi}} = \sqrt{\frac{a^2b^2}{b^2\cos^2\varphi+a^2\sin^2\varphi}}. \qquad (5.31)$$

Таким чином величина L визначається за залежністю

$$\ell = 2(R-\rho) = 2\left(R-\sqrt{\frac{a^2b^2}{b^2\cos^2\varphi+a^2\sin^2\varphi}}\right). \qquad (5.32)$$

В кінцевому вигляді сила пружини Fпр запишеться у вигляді

$$F_{пр} = f\left(c\Delta + c\,\frac{\ell_{max}-2\left(R-\sqrt{\frac{a^2b^2}{b^2\cos^2\varphi+a^2\sin^2\varphi}}\right)}{2\,ctg\beta}\right), \qquad (5.33)$$

де R – радіус кола, проведений між еліпсними канавками.

Наступним етапом є визначення результуючої сили Nм, яка передає крутний момент. Для цього знайдемо горизонтальну складову від сили пружини Fпр

$$N = F_{пр}\cos\beta;$$

$$N_r = N\sin\beta = F_{пр}\cos\beta\sin\beta = F_{пр}\sin 2\beta/2. \qquad (5.34)$$

Результуюча сила Nм визначається з умови

$$N_м = F_{тр2}\cos\gamma + F_{тр1} + N_2\sin\gamma =$$

$$= N_2 f\cos^2\gamma + N_2 f + N_2\sin\gamma = N_2(f\cos^2\gamma + f + \sin\gamma) =$$

$$= F_{пр}\sin\beta\,(f\cos^2\gamma + f + \sin\gamma)/2. \qquad (5.35)$$

Для вираження кінцевих залежностей через один змінний параметр знайдемо функцію $\gamma = f(\varphi)$; де γ – кут між прямою, що з'єднує центр обертання муфти і любу точку, яка розташована на еліпсній канавці та перпендикуляром проведеним до дотичної в цій точці еліпса.

Рівняння прямої ℓ_1, що проходить через центр обертання і точку на еліпсі Мо (Хо; Уо)

$$\frac{X - X_o}{X_1 - X_o} = \frac{Y - Y_o}{Y_1 - Y_o}; \qquad \frac{X - X_o}{0 - X_o} = \frac{Y - Y_o}{0 - Y_o};$$

$$X/X_o = Y/Y_o; \quad XY_o = YX_o; \quad Y = k_1 X, \qquad (5.36)$$

де $k_1 = Y_o/X_o$ – кутовий коефіцієнт прямої.

Запишемо рівняння прямої до т.Мо (Хо; Уо), що лежить на еліпсі

$$Y - Y_o = f'(X_o)(X - X_o);$$

$$Y^2 = b^2(1 - X^2/a^2); \quad Y = \frac{b}{a}\sqrt{a^2 - X^2}; \qquad (5.37)$$

$$f(X) = \frac{b}{a}\sqrt{a^2 - x^2};$$

$$f'(X) = \frac{b}{a}\,\frac{-2X}{2\sqrt{a^2 - X^2}} = -\frac{bX}{a\sqrt{a^2 - X^2}}. \qquad (5.38)$$

Підставляючи рівняння (5.38) в (5.37) отримаємо

$$y - y_0 = -\frac{bX_0}{a\sqrt{a^2 - X_0^2}}(X - X_0);$$

$$y = -\frac{bX_0}{a\sqrt{a^2 - X_0^2}}X + \left(\frac{bX_0}{a\sqrt{a^2 - X_0^2}}X_0 + y_0\right); \quad y = k_2 X + C, \qquad (5.39)$$

де $k_2 = -bX_0/(a\sqrt{a^2 - X_0^2})$ – кутовий коефіцієнт дотичної.

Оскільки l_2 – дотична до еліпса в т.Мо (Хо; Уо), а l_3 – нормаль до еліпса в т.Мо (Хо; Уо), то

$$l_2 \perp l_3 \Rightarrow k_2 k_3 = 1;$$

$$k_2 = -b_0 X_0 / a\sqrt{a^2 - X_0^2}; \quad k_3 = a\sqrt{a^2 - X_0^2}/bX_0. \qquad (5.40)$$

В кінцевому випадку

$$tg(\hat{l_1; l_3}) = k_3 - k_1/(1 + k_1 k_3);$$

$$tg\gamma = \left(\frac{a\sqrt{a^2 - X_0^2}}{X_0} - \frac{y_0}{X_0}\right)\Big/\left(1 + \frac{y_0}{X_0}\,\frac{a\sqrt{a^2 - X_0^2}}{X_0}\right). \qquad (5.41)$$

Підставляючи (5.41) в (5.35) визначаємо результуючу силу

$$N_M = \frac{F_{np}\sin 2\beta}{2}\left(f\cos^2\left[arctg\,\frac{(a\sqrt{a^2 - X_0^2} - y_0)/X_0}{1 + y_0 a\sqrt{a^2 - X_0^2}/bX_0^2}\right] + \right.$$

$$\left. + f + \sin\left[arctg\,\frac{a\sqrt{a^2 - X_0^2}/bX_0 - y_0/X_0}{1 + y_0 a\sqrt{a^2 - X_0^2}/bX_0^2}\right]\right). \qquad (5.42)$$

Момент, який передає муфта знайдемо з умови

$$T_M = 2N_M R. \qquad (5.43)$$

Для аналізу на ПЕОМ в рівняння моменту (5.43) підставляємо (5.42) і (5.33). Аналізуючи характер зміни крутного моменту від конструктивних параметрів муфти, встановлено, що його максимальне значення знаходиться в межах кута відносного провертання півмуфт, рівного 78...80 град. Таким чином, запропонована конструкція муфти характеризується значним діапазоном пружного режиму роботи перед її переходом в запобіжний. Приймаючи відношення півосей еліпсних канавок рівним 1,15, а також нехтуючи малими величинами крутний момент визначиться із залежності

$$T_м = 2CRf^2\left(\Delta + \frac{l_{max} - 2(R-a)}{2\,ctg\,\beta}\right)\sin 2\beta. \qquad (5.44)$$

Передачу більших крутних моментів, при менших габаритних розмірах забезпечує планетарна запобіжна муфта [66], яка зображена на рис.5.19. Вона складається з ведучої півмуфти 1, з внутрішнім зубчатим вінцем якої входять в зачеплення сателіти 2, встановлені на осях 3 веденої півмуфти 4. Робоча поверхня сателітів виконана похилою і розташована під кутом α до вертикальної площини. На поверхні сателітів завальцовані кульки 5, які взаємодіють з пелюстковою пружиною 6, підтиснутою гайками 7.

В процесі перевантаження гальмується ведена півмуфта і сателіти починають обертатись відносно власних осей. Це супроводжує деформацію пелюстків і відповідно зміну крутного моменту.

Розроблена муфта забезпечує плавне відносне провертання півмуфт при спрацюванні, а також характеризується високими компенсуючими і пружними властивостями. На основі проведеного її кінетостатичного аналізу, який викладений в роботі [66], виведено рівняння для визначення моменту, який передає муфта

$$T_м = \frac{Ehb^3\left[R(1-\cos\varphi)\,tg\alpha + \Delta\right]Rfn}{4\left[l_0 + R(1-\cos\varphi)/\cos\alpha\right]^3 u\eta}, \qquad (5.45)$$

де E, h, b – відповідно модуль пружності, ширина і товщина пелюстка пружини;

φ – біжучий кут повороту сателіта;

Δ – величина прогину пружного пелюстка;

lo – початкова величина довжини консольної частини пелюстка пружини від зони защемлення до точки контакту з кулькою;

R – радіус розташування кульки відносно осі сателіта;

n – кількість сателітів;

u і η – відовідно передаточне число та ККД зубчатої передачі.

На основі аналізу на ПЕОМ при u = 0,3; f = 0,17; E = $2*10^5$ МПа; R = 20 мм; lo = 25 мм; h = 50 мм; b = 3 мм; n = 3; η = 0,96; Δ = 0 мм; α = 10...20 град. встановлено, що максимальний крутний момент, який передає муфта відповідає положенню сателіта проверненого на φ = 67 град. від початкового положення. Тому, підставляючи таке значення φ залежність (5.45) прийме вигляд [66]

$$T_M = \frac{E h b^3 (0{,}6R\,tg\alpha + \Delta) R f n}{4[l_o - 0{,}6R/\cos\alpha]^3 u \eta}. \qquad (5.46)$$

Зубчата запобіжна муфта

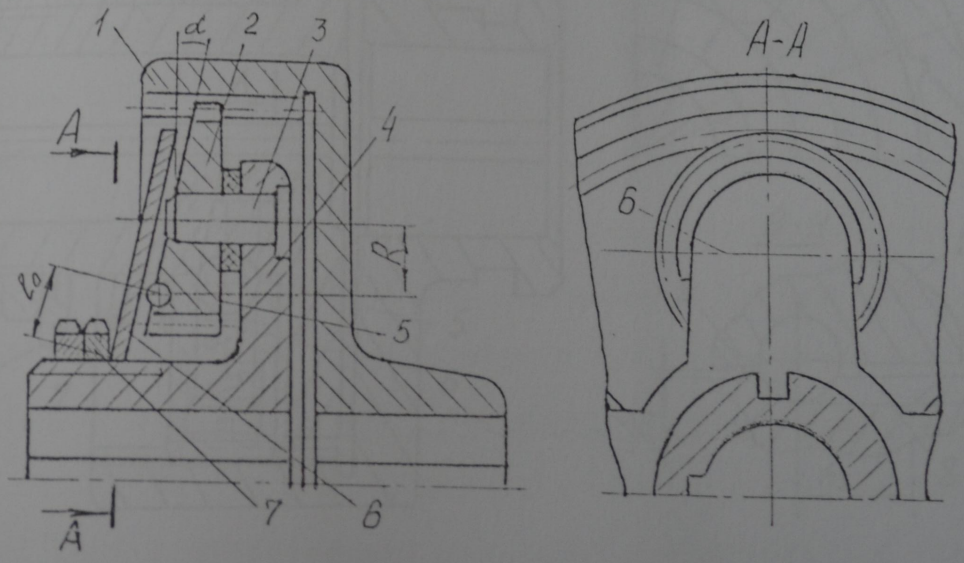


Рис.5.19

При проектуванні муфти для конкретних приводів викопувальних та очисних пристроїв, застосовуючи формулу (5.46) можна підібрати необхідні її конструктивні параметри при заданому критичному моменті опору на робочому органі.

Одним із шляхів підвищення стабільності передачі крутного моменту запобіжними муфтами є посднання кулькового і планетарного елементів зчеплення, варіант якого наведений в роботі [65]. В цьому випадку, лунки під кульки виконані на осях сателітів і в режимі буксування постійно провертаються, тим самим змінюючи поверхню взаємодії з несучими кульками, що забезпечує підвищення довговічності муфти.

З метою зменшення ударних взаємодій між півмуфтами в режимі їх буксування Тб, порівняно з початковим моментом розмикання Тп, розроблена запобіжна муфта [174], яка зображена на рис.5.20.

Кулькова запобіжна муфта

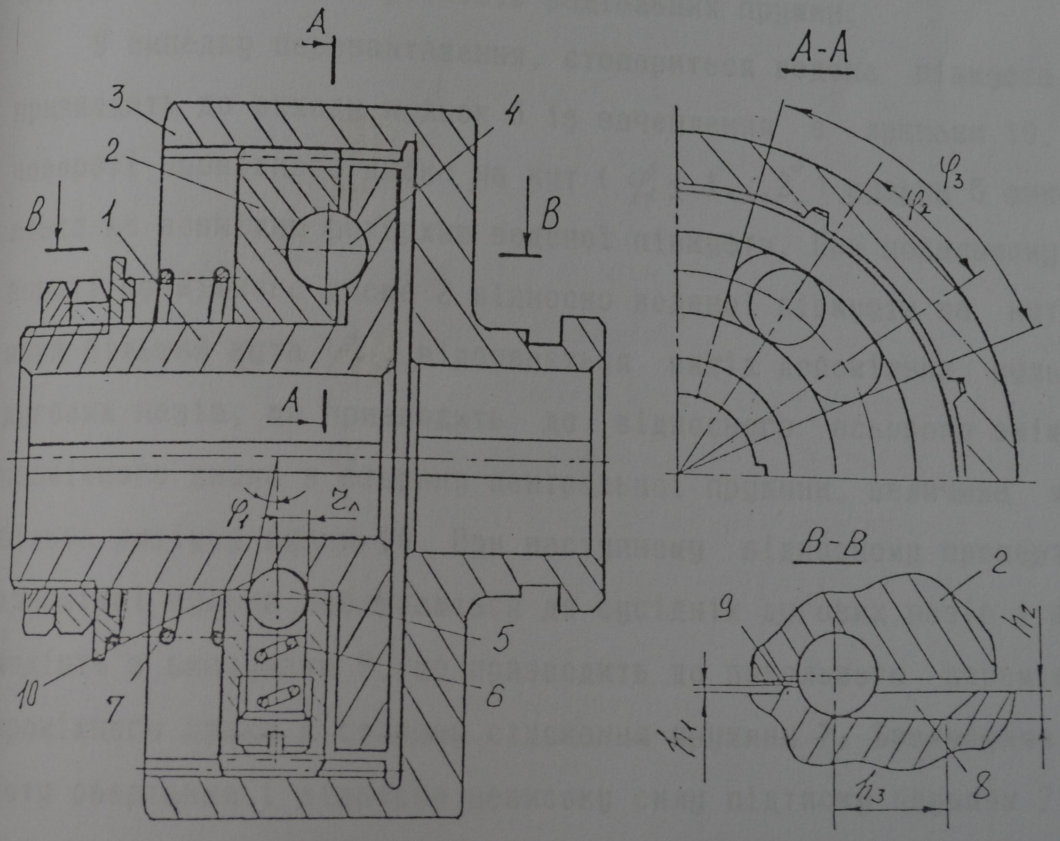


Рис.5.20

Вона складається з веденої півмуфти 1, проміжного диску 2, з'єднаних між собою за допомогою кульок 5, розташованих в радіальних отворах проміжного диску і підтиснутих регульованими пружинами 6. Кульки 5 у веденій півмуфті встановлені в лунках 10. Проміжний диск за допомогою шліцевого з'єднання взаємодіє з ведучою півмуфтою 3. В торцевих поверхнях проміжного диска встановлені допоміжні кульки 4, які з іншого боку розташовані в дугових пазах 8 веденої півмуфти. Довжина дугових пазів "h_3" взаємозв'язана з радіусом "$r_л$" лунки наступною залежністю $h_3 = r_л$ + 1...3 мм. По колу розташування дугових пазів виконані виступи 9, одна з поверхонь яких переходить в стінку дугового пазу. Глибина дугових пазів "h_2" повинна бути більшою ніж радіус лунки - "h_2" = "$r_л$" + 1...2 мм. З іншого боку проміжний диск підтиснутий центральною пружиною 7. Жорсткість центральної пружини є на порядок меншою ніж жорсткість радіальних пружин.

У випадку перевантаження, стопориться ведена півмуфта, що призводить до виходу кульок 5 із зачеплення з лунками 10. При повороті проміжного диска на кут (φ_1 + 1°...2°) кульки 5 викочуються на зовнішню поверхню веденої півмуфти. При подальшому повороті проміжного диска 2 відносно веденої півмуфти на кут φ_2, який більший кута φ_1, відбувається вихід допоміжних кульок з дугових пазів, що призводить до відносного осьового зміщення проміжного диска в сторону центральної пружини, величина якого більша радіусу лунки 10. При наступному відносному провертанні допоміжні кульки наближаються до сусідніх дугових пазів і взаємодіють з виступами 9, що призводить до подальшого переміщення проміжного диска в сторону стискання пружини 7. Враховуючи частоту обертання і відносно невисоку силу підтиску пружини 7 проміжний диск з допоміжними кульками здійснюють, до повторного контакту з торцевою поверхнею веденої півмуфти, в осьовому нап-

рямку переміщення $2h_1 + 2x$ (X -переміщення в сторону деформації пружини 7 за рахунок сил інерції). За час, який проміжний диск здійснює дане осьове переміщення, він провертається відносно веденої півмуфти на кут φ_3, який більший ніж кут φ_2, що гарантує проскакування допоміжними кульками дугових пазів і відповідно виключає повторні замикання півмуфт. Оскільки жорсткість пружини 7 значно менша ніж жорсткість пружин 6, то динамічні навантаження в режимі буксування муфти будуть мізерними.

Включення муфти здійснюється автоматично, шляхом зменшення частоти обертання ведучої півмуфти, внаслідок чого час колового переміщення проміжного диска зменшиться і допоміжні кульки попадуть в дугові пази, а кульки 5 в лунки 10.

Таким чином, приведені залежності забезпечують вибір оптимальних конструктивних параметрів в залежності від силових характеристик, а схеми таких захисних пристроїв гарантують плавне або повне розмикання півмуфт в процесі буксування, що понижує динамічні навантаження на привід і захищає робочі органи викопувально-очисних пристроїв як від випадкових, так і технологічних перевантажень.

При цьому слід відмітити, що при проектуванні запобіжних муфт необхідно враховувати динамічні характеристики приводу робочих органів (моменти інерції і жорсткості ведучих і ведених ланок, частоту обертання, характер зміни привідного моменту та моменту опору в часі). Розрахунковий динамічний момент у відношенні до кінетостатичного характеризує коефіцієнт динамічності муфти, який обов'язково необхідно враховувати при настроюванні захисних пристроїв на певний момент спрацювання. Детальне викладення динаміки приводу дискового копача із запобіжною муфтою приведене в монографії [43, стор.55-63]. На основі використання відомих диференціальних рівнянь для чотирьохмасових систем [82;

108; 109; 133] із врахуванням виведених кінетостатичних моментів спрацювання розроблених муфт складені програми розрахунку (додаток Б) для визначення динамічних параметрів процесу їх роботи. Так, встановлено, що коефіцієнти динамічності для кулькових запобіжних муфт становлять - 1,08...1,15, а для планетарних - 1,18...1,28. Проведені дослідження процесу спрацювання запобіжних муфт в приводі дискового копача вказують на те, що при виборі їх конструктивних параметрів і настроюванні на заданий момент спрацювання необхідно розрахунковий кінетостатичний момент спрацювання домножити на їх коефіцієнт динамічності.

При порівнянні розрахункових значень з результатами експериментальних досліджень максимальна похибка склала 24%. Слід зазначити, що в порівнянні з традиційними кулачковими та фрикційними муфтами (Кд = 1,4...1,6) розглянуті є менш динамічними і відповідно характеризуються підвищеною точністю спрацювання.

Підвищення експлуатаційної надійності робочих органів також досягається шляхом забезпечення високої точності їх виготовлення, складання, а також припрацюванням вузлів на стендах перед встановленням їх на коренезбиральні машини. Для цього розроблене технологічне та стендове обладнання (А.С.N1753990, патенти України N 518, 3078, 9684А, 15898А і патент України N19 на корисну модель), яке знайшло застосування при виготовленні серійних коренезбиральних машин на ВАТ "ТеКЗ".

Детальні описи верстатів для навивання полоси в спіраль на ребро для шнекових очисних валів, а також виведені аналітичні залежності для визначення параметрів заготовок і силових факторів, які виникають при формоутворенні приведені в роботі [77].

Для припрацювання вузлів викопувально-очисних пристроїв під навантаженням розроблений дослідний стенд (рис.5.21) [15], (А.С. СРСР N1753990), що складається з рами 1, на якій в опо-

рах 2 розташовані ротори-підбирачі 8 і передаточний ротор 7. Ротори зв'язані між собою за допомогою кінематичних передач 9 і приводяться в обертовий рух електродвигуном 6. В зоні "а" підбору коренеплодів роторами-підбирачами над їх шприхами встановлені гальмівні пристрої, виконані у вигляді набору пружних пальців 3, закріплених на рухомій основі 4. По периферії роторів-підбирачів в зоні "а" підбору коренеплодів, в зоні транспортування "б" на правому роторі- підбирачі і в зоні "в" холостого ходу на лівому роторі-підбирачі, з можливістю радіального переміщення встановлені нахилені секторні гальмівні накладки 5, внутрішньою частиною направлені в сторону шприх роторів. В зонах "б" і "в" також встановлені гальмівні пристрої, виконані у вигляді пружинних пальців, закріплених на рухомій основі. Причому на правому роторі- підбирачі гальмівні пристрої 3 і 4 встановлені над шприхами роторів, а на лівому роторі-підбирачі аналогічні гальмівні пристрої розташовані під шприхами ротора. Така необхідність розміщення пружинних гальмівних пристроїв заключається в тому, що на правому роторі-підбирачі гальмівний пристрій імітує зусилля від транспортування коренеплодів. На лівому роторі-підбирачі встановлення гальмівних пристроїв про-

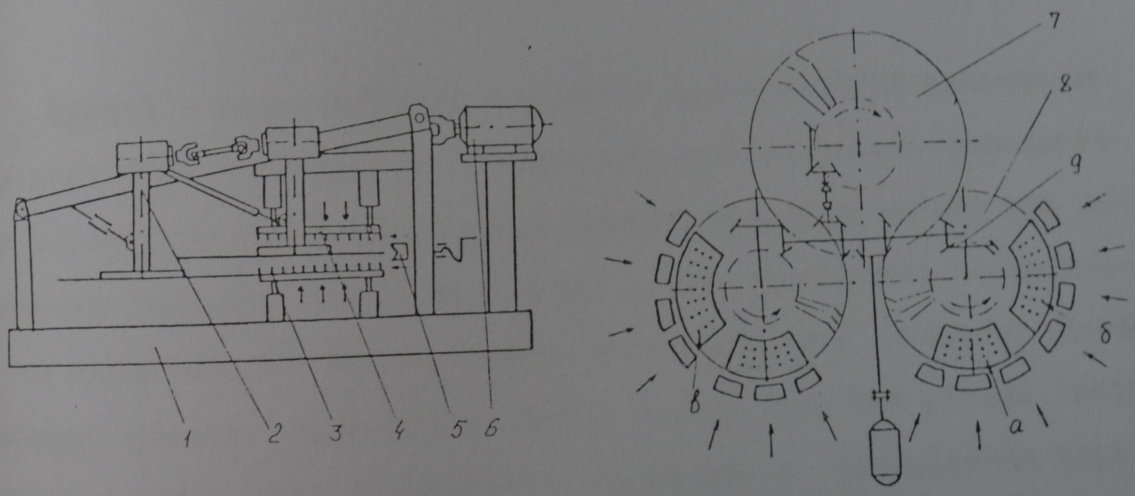


Рис.5.21 Стенд для випробовувань роторних очисників

водиться в зоні "в" холостого ходу, а зона транспортування знаходиться з діаметрально протилежної сторони. Розташування гальмівних пристроїв в зоні транспортування на лівому роторі-підбирачі значно ускладнила б процес монтування очисних пристроїв на стенді. При транспортуванні коренеплодів основна маса коренів зосереджена по периферії ротора. Тому частота встановлення і жорсткість пружних пальців по мірі віддалення від осі обертання ротора збільшується.

Накладки і пружні пальці можуть бути використані як в комбінації, так і окремо в залежності від режиму досліджень. Стенд працює наступним чином. Роторний транспортер-очисник встановлюють на опори і за допомогою електродвигуна робочі органи приводять в обертовий рух, після чого вводять в контакт зі шприхами гальмівні пристрої.

Запропонований стенд дозволяє з високим ступенем точності імітувати навантаження на роторний транспортер-очисник і проводити процес обкатування виготовлених пристроїв в стислі терміни при підвищених навантаженнях.

5.6. Перспективні напрямки вдосконалення робочих органів коренезбиральних машин

Одними з перспективних напрямків вдосконалення викопувальних пристроїв є вибір їх оптимальних конструктивно-технологічних параметрів для забезпечення повноти збирання врожаю при загальному зниженні матеріаломісткості, конструктивної складності та енерговитрат на виконання технологічного процесу. Даний принцип повинен бути покладений в основу розробки різних типів копачів, вибір яких необхідно здійснювати з врахуванням конкретних умов експлуатації. Важливим фактором, який необхідно

враховувати при розробці копачів є забезпечення максимальної сепарації грунту на стадії викопування з метою зниження подальших витрат на очищення коренеплодів в технологічних руслах машин. З іншої сорони, дані питання необхідно вирішувати в комплексі з вузлами приводу робочих органів для спрощення кінематичної схеми приводу машини в цілому.

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 косозубих 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.5.22.). Копач складається з рами 1, до якої за допомою кронштейнів 2 прикріплені підшипникові вузли 3 з привідними валами 4. На валах жорстко встановлені ступиці 5, на яких механічно закріплені викопувальні диски 6. Вузел з'єднання валів складається із зовнішньої півмуфти 7 взаємозв'язаної з проміжним кільцем 8 за допомогою пари діамет-

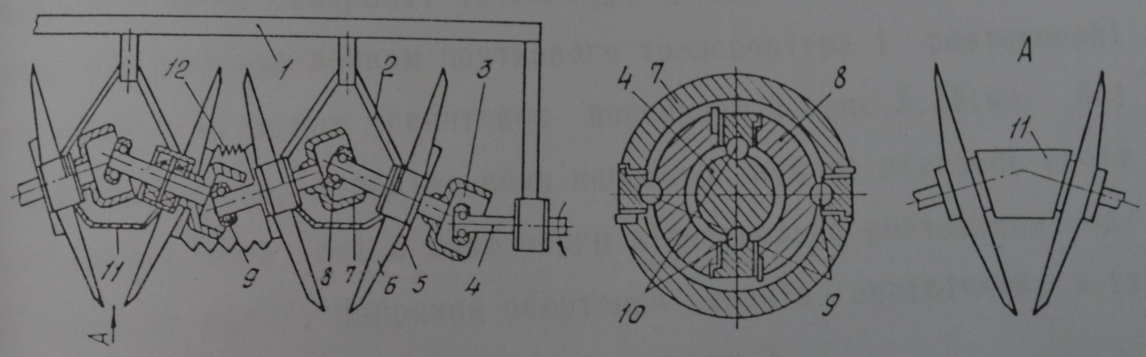


Рис.5.22. Копач з послідовним приводом дисків

рально 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 гнучним 12 (між копачами).

В процесі роботи, крутний момент від одного валу до іншого передається через вузел їх з'єднання. За рахунок того, що пари кульок розташовані у взаємноперпендикулярних площинах, то відповідно вали можуть передавати обертовий рух, будучи розташованими під кутами один до другого. Від валів крутний момент через ступиці передається на диски, які при заглибленні в землю і переміщенні вздовж рядків викопують коренеплоди і подають на сепаруючий пристрій.

Послідовний привід дисків, постійність плеча передачі крутного моменту, велика площа контакту елементів зачеплення забезпечує зменшення металомісткості пристрою, підвищення його надійності і довговічності порівняно з відомими технічними рішеннями.

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.N1447310), в якому під робочою ланкою пруткового транспортера 1 розташовані два шнеки з щітковою гвинтовою поверхнею 2 (рис.5.23.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.

При переміщенні вздовж полотна транспортера, коренеплоди

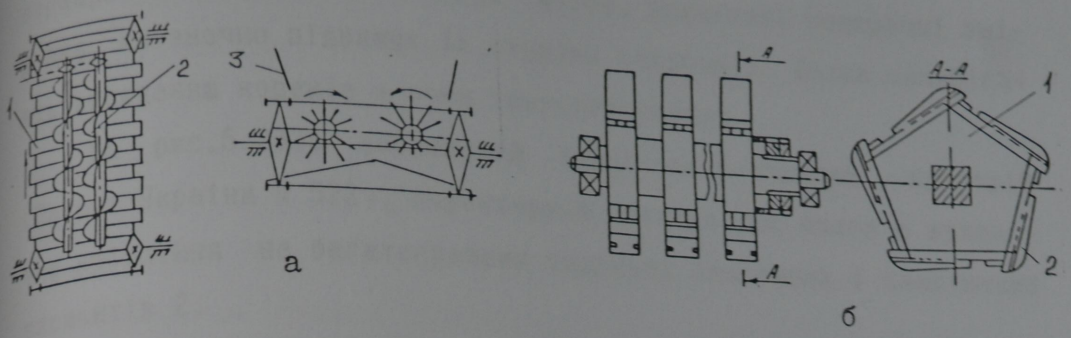
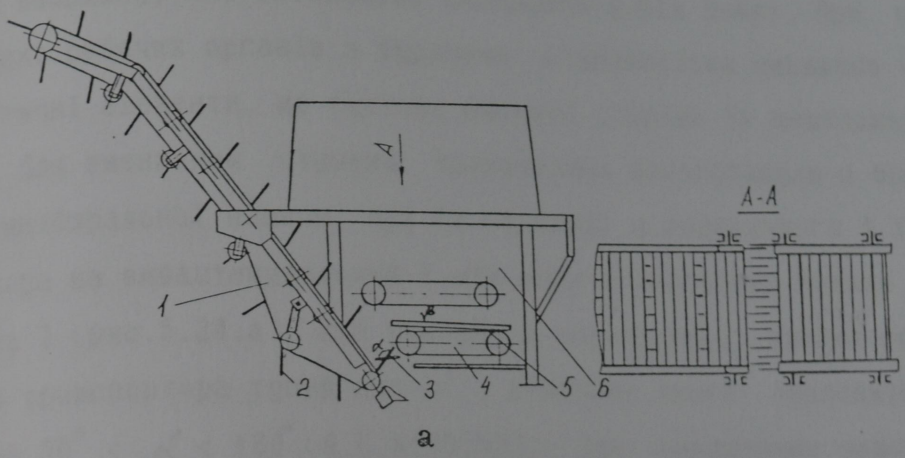


Рис.5.23 Очисники коренеплодів



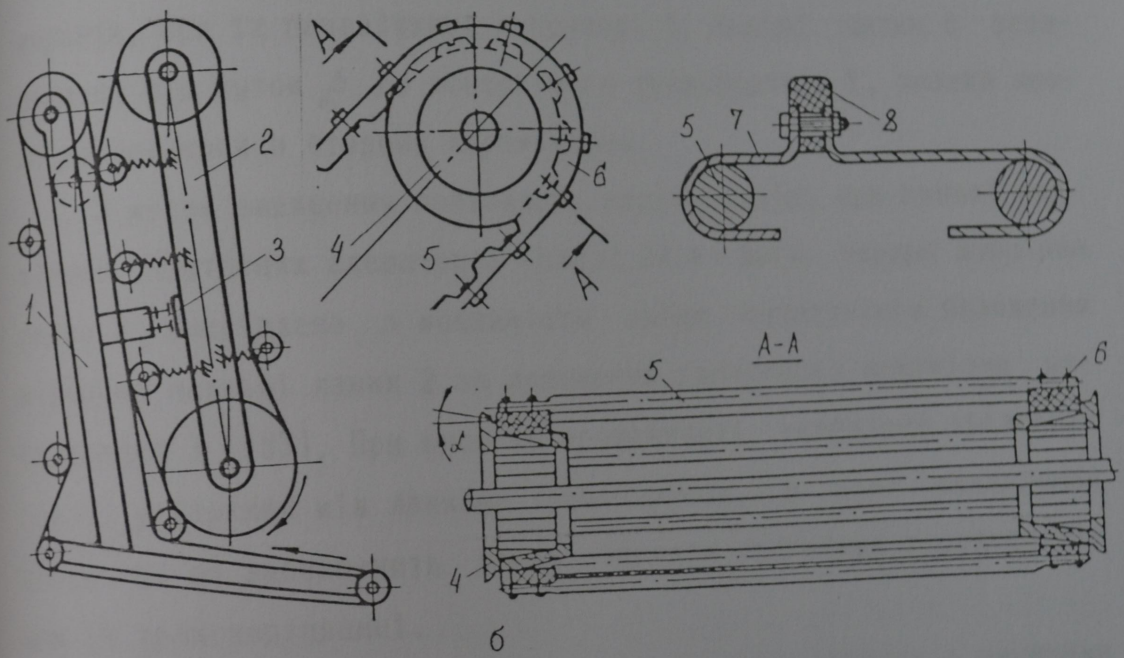


Рис.5.24 Транспортно-очисні пристрої

отримують, від дії еластичних щіток, додаткові поперечні зміщення, що значно підвищує їх ступінь сепарації. Щитки запобігають випаданню коренів з зони транспортування.

На рис.5.23.б зображений транспортно-очисний пристрій (Патент України N 522), характерною особливістю якого є механічне кріплення на багатогранних спарених пластинах 1 еластичних елементів 2.

При виконанні технологічного процесу, розташована в ряд група активних очисних валів, перекидає коренеплоди в поперечному напрямку, які інтенсивно сепаруються від землі. 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 транспортера на вивантажувальний 1 між ними встановлена похила гребінка 3 (рис.5.24.а), яка утворює з скребками 2 вивантажувального транспортера тупий кут α, величина якого знаходиться в межах $90^\circ < \alpha < 180^\circ$ (А.С.N1653593). Для виключення защемлення коренів, при їх переміщенні в бункері 5, бокові щитки 6 встановлені під кутом β до поперечного транспортера 1, розхил якого направлений в сторону переміщення.

З метою зменшення пошкоджень коренеплодів, при роботі подвійних пруткових елеваторів (рис.2.24.б) його верхня шарнірна ланка 1 закріплена з можливістю зміни початкового положення відносно нижньої ланки 2 за допомогою гвинтового механізму регулювання 3 [153]. При високій врожайності необхідно збільшити зазор, утворений між ланками транспортеру, в зоні захоплення продукту, що забезпечить менші зусилля стискання коренеплодів при їх транспортуванні.

Для підвищення площі контакту між барабаном і несучими

елементами пруткового транспортера, робочі поверхні барабану 4 виконані у вигляді зрізаних конусів, менші діаметри яких встановлені один навпроти одного [158]. В процесі роботи, при збільшенні навантаження на полотно, його несучі прутки 5 прогинаються, що спричиняє провертання зубчатих 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 [134].

Одним з основних напрямків покращення ступеня сепарації коренеплодів є їх доочищення на стрічкових транспортерах. Оскільки практично всі стрічкові транспортери виконані у вигляді пруткових полотен, з відстанню між прутками близькою 40 мм, то доцільним є активізувати процес переміщення вороху коренеплодів, який на даний час у більшості машин є пасивним. Для цього полотнам скребкових транспортерів необхідно надати пульсуючий рух, який забезпечить відрив коренеплодів від скребків і їх перекочування по ребристій поверхні полотна. Теоретичні дослідження в даному напрямку частково нами проведені і опубліковані у фахових виданнях [30; 55; 56]. Визначено залежності силових факторів, які виникають при накопиченні потенціальної деформації вузлів приводу валів полотен і елементів їх гальмування, а також вплив частоти і амплітуди коливань на характер переміщення коренеплодів по поверхнях полотен.

Вирішення проблеми доочищення коренеплодів в такому напрямку забезпечить суттєве підвищення якісних показників роботи машин при загальному зменшенні ресурсовитрат на процес збирання цукрових буряків.

5.7. Розрахунок економічної ефективності коренезбиральних машин

Основою для розрахунку показників економічної ефективності згідно [72] є прямі експлуатаційні витрати: відрахування на реновацію, капітальний і поточний ремонт, технічне обслуговування, оплата праці, затрати на паливно-мастильні матеріали, а також якість і кількість продукції, що одержується за допомогою порівнюваних машин.

Розрахунок економічних показників проведено з визначенням додаткового економічного ефекту від зниження сильних пошкоджень коренеплодів та їх забрудненості [40], а також з урахуванням затрат на транспортування сировини до бурякопункту.

Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності машини КС-6Б обладнаної новим викопуючим пристроєм коливного типу з горизонтально-роторним підбирачем представлені в таблиці 5.2.

Оскільки продуктивність обох машин, кількість обслуговуючого персоналу, питомі витрати палива одинакові, економічну ефективність визначаємо від зниження втрат, зменшення пошкоджень та зменшення забрудненості коренеплодів.

Економічний ефект від зниження втрат коренеплодів

$$E_к = W_з T_р У a c, \qquad (5.47)$$

де $W_з$ - продуктивність машини за годину змінного часу, га/год;

$T_р$ - річне планове завантаження машини, год;

$У$ - середня урожайність буряків, т/га;

a - питоме збільшення збору буряків за рахунок зменшення втрат; a = (2,2 - 1,4)/100 = 0,008;

c - закупівельна ціна буряків, грн/т (с = 98 грн/т; закупівельна ціна 1 тони буряків вираховувалась емпірично, виходячи з оптової ціни цукру, станом на 03.12.99 р.).

Тоді E = 1,1*300*23,4*0,008*98 = 6054,05 грн.

На один гектар зібраної площі економічний ефект становить

5.7. Розрахунок економічної ефективності коренезбиральних машин

Основою для розрахунку показників економічної ефективності згідно [72] є прямі експлуатаційні витрати: відрахування на реновацію, капітальний і поточний ремонт, технічне обслуговування, оплата праці, затрати на паливно-мастильні матеріали, а також якість і кількість продукції, що одержується за допомогою порівнюваних машин.

Розрахунок економічних показників проведено з визначенням додаткового економічного ефекту від зниження сильних пошкоджень коренеплодів та їх забрудненості [40], а також з урахуванням затрат на транспортування сировини до бурякопункту.

Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності машини КС-6Б обладнаної новим викопувчим пристроєм коливного типу з горизонтально-роторним підбирачем представлені в таблиці 5.2.

Оскільки продуктивність обох машин, кількість обслуговуючого персоналу, питомі витрати палива одинакові, економічну ефективність визначаємо від зниження втрат, зменшення пошкоджень та зменшення забрудненості коренеплодів.

Економічний ефект від зниження втрат коренеплодів

$$E_к = W_з T_р У a c, \qquad (5.47)$$

де $W_з$ – продуктивність машини за годину змінного часу, га/год;

$T_р$ – річне планове завантаження машини, год;

$У$ – середня урожайність буряків, т/га;

a – питоме збільшення збору буряків за рахунок зменшення втрат; a = (2,2 – 1,4)/100 = 0,008;

c – закупівельна ціна буряків, грн/т (с = 98 грн/т; закупівельна ціна 1 тони буряків вираховувалась емпірично, виходячи з оптової ціни цукру, станом на 03.12.99 р.).

Тоді E = 1,1*300*23,4*0,008*98 = 6054,05 грн.

На один гектар зібраної площі економічний ефект становить

Таблиця 5.2

Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності

Назва показника	Одиниця виміру	Модернізована модель	Базова модель
Продуктивність за 1 год часу зміни	га/год	1,1	1,1
річне планове завантаження	год	300	300
Середня урожайність	т/га	23,4	23,4
Основні якісні показники	%		
втрати коренеплодів		1,4	2,2
сильні пошкодження коренеплодів		4,7	6,8
забрудненість коренеплодів		3,8	6,3

$$E' = \frac{E_к}{W_з T_р} = 18,35 \text{ грн/га}. \qquad (5.48)$$

Додатковий економічний ефект від зменшення пошкоджень коренеплодів

$$E_{ДОД} = 0,95 \cdot 10^{-5}(X_1 - X_2) Q m t k C_1 - 10^{-4}(X_1 - X_2)[D_2 - t(0,0104 + 0,00095 X_2)] Q m k C_2, \qquad (5.49)$$

де X_1 і X_2 – кількість сильно пошкоджених коренів базовою і модернізованою машиною відповідно, %;

Q – кількість буряків зібраних за сезон, т;

D_2 – вихідна цукристість коренеплодів, % (D_2 = 14%);

m – частка сировини, що підлягає зберіганню (m=0,4);

t – середній термін зберігання буряку на цукровому заводі;

k – поправочний коефіцієнт;

C_1 – оптова ціна цукру, грн/т (C_1 = 1290 грн/т станом на 05.10.99р.);

C_2 – прямі видатки на виробництво однієї тони цукру (C_2 = 90 грн/т, станом на 05.10.99р.).

Кількість буряків зібраних за сезон

$$Q = У W_з T_р = 23,4 \cdot 1,1 \cdot 300 = 7722 т, \quad (5.50)$$

де Тр - річне планове завантаження машини, год;

Поправочний коефіцієнт визначається як добуток коефіцієнтів $k = k_1 k_2 k_3$, де k_1 - коефіцієнт заготовки буряку, $k_1 = 0,9$; k_2 - коефіцієнт втрат буряку за період від приймання до переробки, $k_2 = 0,96$, k_3 - коефіцієнт виходу цукру з сировини, $k_3 = 0,75$.

Тоді Едод = 1032,58 грн, а на один гектар зібраної площі Едод = 3,13 грн/га.

Крім того, модернізована машина буде мати економічну ефективність Ед від зменшення видатків, пов'язаних з транспортуванням коренеплодів до бурякопункту.

Продуктивність за одну годину змінного часу на відвезенні цукрових буряків

$$W_{з.в.} = \frac{B}{T_ц}, \quad (5.51)$$

де В - вантажездатність причіпа, т;

Тц - час одного циклу при відвезенні, с.

Приймемо, що відвезення здійснюється трактором ЮМЗ-6Л з причіпом 2ПТС-4 на відстань 12 км.

Вантажездатність причіпа в тонах чистої продукції

$$B = \frac{q}{100} Ч, \quad (5.52)$$

де q - паспортна вантажездатність причіпа (2ПТС-4 - 4 т);

Ч - чистота вороха коренеплодів.

Тоді Вб = 3,75 т; Вм = 3,85т.

Час одного циклу при відвезенні коренеплодів визначається

$$T_ц = t_{нав} + t_{пер} + t_{вив} + t_{х.пер.}, \quad (5.53)$$

де tпер.б = tпер.м = 0,7 - час перевезення коренплодів, год;

tх.пер.б = tх.пер.м = 0,6 - час холостого переїзду, год;

$t_{вив.б} = t_{вив.м} = 0,3$ – час вивантаження коренеплодів, год.

Час навантаження транспортного засобу

$$t_{нав} = \frac{B}{У W_з}, \qquad (5.54)$$

Тоді $t_{нав.б} = 0,146$ год; $t_{нав.м} = 0,150$ год; $T_{ц.б} = 1,746$ год; $T_{ц.м} = 1,750$ год; $W_{зв.б} = 2,15$ т/год; $W_{зв.м} = 2,20$ т/год.

Необхідна кількість транспортних засобів

$$К = \frac{У}{B}; \qquad К_б = 6,24; \qquad К_м = 6,08. \qquad (5.55)$$

Заробітна плата працівників по вивезенню коренеплодів з 1га

$$З = \frac{\Sigma К r_i}{T_ц K_i}, \qquad (5.56)$$

де К – кількість механізаторів, які зайняті на вивезенні;

r_i – погодинна ставка механізатора (r_i = 1,62 грн/год);

K_j – коефіцієнт використання експлуатаційного часу (Кі=0,7).

Тоді $З_б = 8,27$ грн/га; $З_м = 8,04$ грн/га.

Питомі витрати на реновацію транспортних засобів

$$А = \frac{Б А' У}{W_з T_{рт}}, \qquad (5.57)$$

де Б – балансова вартість транспортного засобу (ЮМЗ-6Л + причіп 2ПТС-4), грн (Б = 25000 грн);

А' – нормативний коефіцієнт амортизаційних відрахувань на реновацію (А' = 0,16);

$T_{рт}$ – нормативне річне завантаження трактора, год (1000 год).

Тоді $А_б = 43,53$ грн/год; $А_м = 42,54$ гр/год.

Питомі відрахування на капітальний, поточний ремонти і планове технічне обслуговування

$$Р = \frac{Б(R_к + R_п) У}{W_{зв} T_{рт}}, \qquad (5.58)$$

де (Rк + Rп) = 0,34 – нормативний коефіцієнт щорічних відрахувань на капітальний і поточний ремонти.

Тоді $Р_б = 92,51$ грн/га; $Р_м = 90,41$ грн/га.

Питомі затрати на паливно-мастильні матеріали

$$П = \frac{N_д Q_п Ц_п \alpha_п K T_ч}{100}, \qquad (5.59)$$

де Nд – номінальна потужність двигуна, кВт (Nд = 51,5 кВт);

$Q_п$ – питома витрата палива, кг/кВт*год ($Q_п$= 0,252 кг/кВт*год);

Цп – вартість дизельного палива, грн/кг (Цп = 0,8 грн/кг, за станом на серпень 1999 р);

$\alpha_п$ – коефіцієнт використання потужності трактора, % (80%);

Тоді $П_б = 90,49$ грн/га; $П_м = 88,37$ грн/га.

Прямі експлуатаційні видатки складуть: Вп = З + А + Р + П, Впб = 8,27 + 43,53 + 92,51 + 90,49 = 234,8 грн/га; Впм = 8,04 + 42,54 + 90,41 + 88,37 = 229,36 грн/га.

Питомі капітоловкладення визначаються

$$K_п = \frac{Б}{W_{зв} T_{рг}} У, \qquad K_{пб} = 273,28 \text{ грн/га}; K_{пм} = 267,04 \text{ грн/га}. \qquad (5.60)$$

Приведені витрати на 1 га – Ппит = е * К + Вп,

де е – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень (е = 0,15). Ппит.б = 0,15 * 273,26 + 234,8 = 275,79 грн/га; Ппит.м = 0,15 * 267,04 + 229,36 = 269,42 грн/га.

Економічний ефект від зниження забрудненості коренеплодів на 1 га складає Е'д=Ппит.б – Ппит.м=275,79 – 269,42=6,37 грн/га.

Річний екеномічний ефект складає Ед = Е'д * Wз *Тр = 6,37* 1,1*300 = 2102,1 грн.

Загальний економічний ефект за рік експлуатації становить Ер = Ек + Едод + Ед = 6054,05 + 1032,58 + 2102,1 = 9188,73 грн, а на один гектар зібраної площі Е'д = Ед /Wв*Тр = 27,84 грн.

В додатках приведені акти впровадження нових технічних рішень у виробництво.

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

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

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

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

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

4. Розроблена теорія динамічної сепарації вороху коренеплодів

на просівних поверхнях робочих органів та реалізована відповідна модель з визначенням впливу їх конструктивно-технологічних параметрів на процес очищення. Основним напрямком підвищення інтенсивності сепарації є збільшення кутової швидкості обертання коренеплоду та зміни прискорень (ривків) da/dt і dε/dt при невисокому рівні динамічних навантажень (a та ε), що дозволяє зменшити час очищення та шлях проходження коренеплодів по сепаруючих поверхнях і відповідно зменшити матеріало- і енергомісткість конструкцій очисників. Встановлено, що зміщення зони контакту робочого органу з коренеплодом від центру ваги в бік його хвостової частини призводить до зменшення миттєвої кутової швидкості обертання коренеплоду в 1,9...2,1 рази.

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

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

7. Для підвищення функціонально-експлуатаційних параметрів бурякозбиральних машин модернізовані та розроблені викопувальні,

сепарувчі робочі органи та їх компоновки, які забезпечують: вирівнювання зусилля викопування у вертикальному напрямку; рівномірне розподілення коренеплодів по всій ширині очисника; гарантоване підбирання коренеплодів допоміжним пристроєм роторного типу, з їх спрямуванням на сепарувчі робочі органи; спрощення дисків шляхом зміни форми сепарувчих вікон і кінематичної схеми приводу дискових копачів; зменшення ступеня пошкодження коренеплодів шляхом конструктивного підвищення площі контакту, зменшення жорсткостей основи і несучих елементів робочих органів сепараторів; безперервну сепарацію коренеплодів при їх переміщенні в технологічному руслі машини до зони вивантаження.

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

9. Встановлено основні закономірності розподілу енерговитрат при виконанні технологічного процесу викопувальними та сепарувчими

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

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

Частка економічного ефекту здобувача від застосування розроблених робочих органів бурякозбиральних машин в серійному виробництві на ВАТ "ТеКЗ" і фірмі "BBG" (ФРН) за 1988-1999 рр. в національній валюті склала 1478563 грив.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абусеидов А.С. Сепарация картофеля с помощью удара // Тракторы и сельхозмашины.- 1993.- №4.- С.21-23.

2. Аванесов Ю.В., Бессарабов В.И., Русанов И.И. Свеклоуборочные машины.- М.: Колос,- 1979.- 351с.

3. Аванесов Ю.В. Современные методы и средства механизации уборки сахарной свеклы.- ВНИИТЭИагропром.- 1987.-52с.

4. Алгоритмы оптимизации проектных решений / Под ред. А.И.Половиника.- М.:Энергия.-1976.-184с.

5. Алферов Г.С., Лутхов Н.Н. Исследование воздействия дисковых подкапывающих рабочих органов с почвой // Рабочие органы и устройства для возделывания, уборки и последующей обработки корнеклубнеплодов.: М.- 1990.- С.32-42.

6. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин // М.- Наука.- 1988.- 640с.

7. Архангельский Ю.А. Аналитическая динамика твердого тела.- М.: Наука.- 1977.- 328с.

8. А.с.№119824 СССР. МКИ F16 7/06 Предохранительная шариковая муфта / Р.Б.Гевко (СССР).- №3773237/25–27. Заявлено 24.07.84. Опул.15.12.85. Бюл. №46.-2с.

9. А.с.№1491378 СССР. МКИ A01D 33/08 Транспортирующее очистительное устройство / Р.Б.Гевко, В.М.Осуховский, М.Г.Данильченко и др. (СССР).- №4351753/30–15. Заявлено 30.12.87. Опул. 07.07.89. Бюл. №25.-2с.

10. А.с.№1556565 СССР. МКИ A01D 25/04 Корнеуборочная машина / Р.Б.Гевко, В.М.Осуховский, М.Г.Данильченко и др. (СССР).- №4372419/30–15. Заявлено 27.01.88. Опул. 15.04.90. Бюл. №14.-2с.

11. А.с.№1576006 СССР. МКИ A01D 33/08 Сепарирующий ротор корнеуборочной машины / М.Г.Данильченко, Р.Б.Гевко, В.М.Осуховский, и др. (СССР).- №4487981/30–15. Заявлено 23.08.88. Опул. 07.07.90. Бюл. №25 .-2с.

12. А.с.№1576017 СССР. МКИ A01D 51/00 Рабочий орган к подборщику корнеплодов / Р.Б.Гевко, М.Г.Данильченко, В.А.Мартыненко и др. (СССР).- №4415325/30–15. Заявлено 25.04.88. Опул. 07.07.90. Бюл. №25 .-2с.

13. А.с.№1584801 СССР. МКИ A01D 51/00 Роторное сепарирующиее устройство / М.Г.Данильченко, Р.Б.Гевко, В.М.Осуховський и др. (СССР).- №4482476/30–15. Заявлено 15.09.88. Опул. 15.08.90. Бюл. №30.-2с.

14. А.с.№1584801 СССР. МКИ A01D 51/00 Роторное сепарирующиее устройство / М.Г.Данильченко, Р.Б.Гевко, В.М.Осуховський и др. (СССР).- №4482476/15. Заявлено 15.09.88. Опул. 15.08.90. Бюл. №30.-2с.

15. А.с.№1753990 СССР. МКИ A01D 33/08, G01M 19/00 Стенд для испытания подкапывающих рабочих органов клубнекоренеубочного комбайна/ М.Г.Данильченко, Р.Б.Гевко, В.А.Мартыненко др. (СССР).- №4481223/15. Заявлено 05.09.88. Опул. 15.08.92. Бюл. №30.-3с.

16. А.с. 1822650 СССР, МКИ А 01 D 25/04. Корнеуборочная машина / В.М.Осуховский, Р.Б.Гевко М.Г.Данильченко и др. (СССР).- №4922775/15; Заявлено 28.03.91; Опубл. 23.06.93, Бюл. №23.- 3с.

17. А.с. 1813345 СССР, МКИ А 01 D 33/08 Роторный транспортер очиститель / В.М.Осуховский, Р.Б.Гевко, Н.З.Миколайчук и др. (СССР).- №4916137/15; Заявлено 04.03.91; Опубл. 07.05.93, Бюл. №17.- 3с.

18. А.с. 1722284 СССР, МКИ А 01 D 25/04 Выкапывающее устройство для корнеплодов / М.Г.Данильченко, К.Шифердеккер (ДЕ), О.Г.Бессонов, П.И.Кондрачук, Р.Б.Гевко (СССР).- №4814710/15; Заявлено 16.02.90; Опубл. 30.03.92, Бюл. №12.- 3с.

19. Бабко И.П., Мишин М.А., Долбиев И.С. Проверка комплекса свеклоуборочных машин для формирования укрупненных валков // Тракторы и сельхозмашины.- 1993.- №3.- С.21-23с.

20. Бартків А.Б., Гринчишин Я.Т., Ломакович А.М. та ін. TURDO PASCAL: Алгоритми і програми: Чисельні методи в фізиці та математиці.- К.: Вища школа, 1992.- 247с.

21. Бертсекас Д. Условия оптимизации и методы множителей Лагранджа: Пер. с англ.- М.: Радио и связь, 1987.- 400с.

22. Божидарник В.В., Сулим Г.Т. Елементи теорії пружності.- Львів: Світ, 1994.- 560с.

23. Босой Е.С., Верняев О.В., Смирнов И.И. и др. Теория, конструкция и расчет сельхозмашин.- М.: Машиностроение, 1978.- 567с.

24. Брей В.В. Исследование и разработка механизованого процесса извлечения из почвы корней сахарной свеклы: Дис…канд. техн. наук: 05. 20. 04.- К., 1972.- 32с.

25. Брусиловский Ю.Р. Исследование технологического процесса извлечения из почвы корней сахарной свеклы дисковыми копачами: Автореф. дис…канд. техн. наук: 05. 20. 04.- М., 1966.- 24с.

26. 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.- 61с.

27. Булгаков В.М., Гурченко А.П., Барановский В.Н. Усовершенствованная корнеуборочная машина КУМ-3 // Тракторы и сельхозмашины.- 1992.- №8-9.- С.32-34.

28. Булгаков В.М., Зыков П.Ю. Усовершенствованный способ выкапывания корнеплодов свеклы // Тракторы и сельхозмашины.- 1995.- №11.- С.32-34.

29. Булгаков В.М., Финько С.В., Глуховский В.С. и др. Корнеуборочная машина МКП-4 с вибрационными рабочими органами // Сах. свекла.- 1995.- №8.- С.9-11.

30. Булгаков В.М., Гевко Р.Б., Гладьо Ю.Б., Павх І.І. Теоретичне обґрунтування процесу переміщення та сепарації коренеплодів стрічковими транспортерами // Збірник наукових праць Національного аграрного університету. “Сучасні проблеми механізації сільського господарства”. Том 5.- Київ: НАУ.- 1999.- С.15-18.

31. Бурмистрова М.Ф., Комолькова Г.Г. и др. Физико-механические свойства сельскохозяйственных растений.- М.: Сельхозиздат.- 1956.- 344с.

32. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин.- К.: Изд-во УАСХН, 1960.- 283с.

33. Василенко П.М. О методике механико-математических изысканий при разработке проблем сельскохозяйственной техники.- М.: БТИ ГОСНИТИ, 1962.- 230с.

34. Василенко П.М., Погорелый Л.В. Основы научных исследований.- К.: Вища школа, 1985.- 260с.

35. Верещагин Н.И. Динамические характеристики соударения клубней картофеля с другими телами // Рабочие органы и устройства для возделывания, уборки и послеуборочной обработки корнеклубнеплодов: Сб. науч. тр. // НПО ВИСХОМ.- М.: НПО ВИСХОМ, 1990.- С.50-54.

36. Вибрация в технике.- Справочник / Под ред. Э.Э.Лавенделла.- М.: Машиностроение, 1989.- 420с.

37. ВИСХОМ. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений: Методы исследования, приборы, характеристики.- М.: Колос, 1970.- 417с.

38. Войтюк Д.Г. Универсальный комплекс свеклоуборочных машин для фермерских хозяйств // Вісник аграрної науки.- 1995.- №9.- С.93-98.

39. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов.- Л.: Машиностроение, 1976.- 322с.

40. Временная методика определения дополнительного экономического эффекта при испытании опытных образцов свеклоуборочных машин от снижения повреждений и загрязнения корнеплодов. Харьков, УкрНИИСХОМ, 1986.- 6с.

41. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин.- Львов: Вища шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1989.- 175с.

42. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М., Данильченко М.Г. та ін. Механізми з гвинтовими пристроями.- Львів: Світ, 1993.- 208с.

43. Гевко Р.Б. Викопувально-очисні пристрої бурякозбиральних машин: конструювання і розрахунок.- Тернопіль: Поліграфіст. 1997.- 120с.

44. Гевко Р.Б. Шляхи покращення функціонально-експлуатаційних параметрів дискових копачів // Зб. Сільськогосподарські машини.- Луцьк: ВВ ІАУ.- 1995.- С.114-116.

45. Гевко Р.Б. Теоретичне обґрунтування руху коренеплоду в дисковому копачі // Вісник Тернопільського приладобудівного інституту.- Тернопіль: ТПІ.- 1996.- №2.- С.100-108.

46. Гевко Р.Б. Вплив конструктивно-технологічних параметрів дискових копачів на процес викопування коренеплодів // Зб. Наукові нотатки. Вип.3.- Луцьк: ЛІІ.- 1996.- С.36-40.

47. Гевко Р.Б., Тунік І.Г., Синій С.В. Вплив зони взаємодії робочого органу очисника на кутову швидкість обертання коренеплоду // Вісник Національного аграрного університету. “Перспективні технології вирощування та збирання цукрових буряків”. Том 4.- Київ.- НАУ.- 1997.- С.45-48.

48. Гевко Р.Б., Поліщук В.А., Синій С.В. Зниження пошкоджень коренеплодів при їх взаємодії з бітерним валом дискового копача // Зб. Сільськогосподарські машини. Вип.3.- Луцьк: ВВ ІАУ.- 1997.- С.3-12.

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

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

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

52. Гевко Р.Б., Павелчак О.Б. Оптимізація конструктивних параметрів дискових копачів // Науковий вісник Національного аграрного університету. №9.- Київ: НАК.- 1998.- С.356-365.

53. Гевко Р.Б., Тунік І.Г., Гупка Б.В., Синій С.В. Визначення якісних показників модернізованої коренезбиральної машини // Зб. Сільськогосподарські машини. Вип.4.- Луцьк: ЛДТУ.- 1988.- С.27-31.

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

55. Гевко Р.Б., Гладьо Ю.Б., Павх І.І. Напрямки вдосконалення транспортно-сепаруючих органів коренезбиральних машин // Вісник Тернопільського державного технічного університету. Том 4, Число 1.- Тернопіль: ТДТУ.- 1999.- С.152-156.

56. Гевко Р.Б., Павх І.І., Гладьо Ю.Б., Ткаченко І.Г. Розрахунок конструктивно-кінематичних параметрів стрічкового транспортера // Зб. Сільськогосподарські машини Вип. 5.- Луцьк: ЛДТУ.- 1999.- С.48-55.

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

58. Гевко Р.Б., Поліщук В.А., Павелчак О.Б. Методи підвищення технічного рівня коренезбиральних машин // Машинознавство.- 1999.- №10.- С.59-61.

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

60. Гевко Р.Б., Поліщук В.А. Вибір параметрів бурякозбиральних комбайнів із умови не пошкодження коренеплодів // Зб. Сільськогосподарські машини. Вип.3.- Луцьк: ВВ ІАУ.- 1997.- С.13-20.

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

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

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

64. Гевко Р.Б. Визначення енерго-силових параметрів дискових копачів // Матеріали третього міжнародного симпозіуму українських інженерів-механів у Львові.- ТУ "Львівська політехніка".- 1997.- С.136-137.

65. Гевко Р.Б., Сулимов В.К. Шариковые предохранительные муфты // Машиностроитель.- 1990.- №2.- С.35-36.

66. Гевко Р.Б. Визначення характеру спрацювання запобіжної муфти планетарного типу // Зб. наукових праць ЛІІ. Частина 1.- Луцьк: ЛІІ.- 1997.- С.101-103.

67. Герасимчук В.В. Исследование процесса подкопки и извлечения корней сахарной свеклы из почвы дисковыми копачами в условиях Западной области УССР: Дис…канд. Техн. Наук: 05.20.04.- Казань, 1966.- 220с.

68. Глуховский В.С. Комплексная механизация производства сахарной свеклы.- К.: Урожай, 1976.- 220с.

69. Глуховский В.С., Зуев Н.М., Йоницой Ю.С. и др. Новый способ возделывания свеклы // Сахарная свекла.- 1994.- №1.- С.12-14.

70. Голубенцев А.Н., Лиховид П.И. Динамика машин с упругими звеньями // Сб. Динамика крупных машин.- М.: Машиностроение, 1969.- 143с.

71. Гольдсмит В. Удар.- М.: Стройиздат, 1965.- 448с.

72. ГОСТ 23.729-79. Техника сельскохозяйственная. Методы экономической эффективности. М.: Изд. Стандартов, 1970.- 18с.

73. Горячкин В.П. Теория соломорезки и силосорезки // Сбор. соч. М.: Колос, 1965.- Т.3.

74. Гузенков П.Г. Детали машин.- М.: Высшая школа, 1975.- 208с.

75. Гурман В.Е. Руководство к решению задач по теории вероятностей и математической статистике / Учебное пособие для втузов.- М.: Высшая школа, 1975.- 333с.

76. Данильченко М.Г. Розробка і дослідження шнекових та роторних очисників коренеплодів бурякозбиральних комплексів: Дис…канд.. техн.. наук: 05. 20. 04.- Тернопіль, 1992.- 153с.

77. Данильченко Л.М., Гевко Р.Б. Технологічне обладнання для виготовлення спіралей шнеків очисних пристроїв коренезбиральних машин // Машинознавство. - 1998.- №9/19.- С.39-41.

78. Данильченко М.Г., Гевко Р.Б. Трирядкова коренезбиральна машина бункерного типу // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції “Проблеми і перспективи створення бурякозбиральної техніки”.- Вінниця.- 1996.- С.73-75.

79. Диденко Н.Ф., Хвостов В.А., Медведьев В.П. Машины для уборки овощей.- М.: Машиностроение, 1984.- 320с.

80. Довідник буряковода / В.Ф.Зубенко, В.Т.Онопрієнко, В.В.Федчук та ін. /За ред. В.Ф.Зубенка.-2-е вид., перероб. і доп.- К.:Урожай, 1986.- 232с.

81. Доманьков В.М., Мармалюков В.П., Погодин В.Н. Исследование барабанно-шнекового очистителя корней сахарной свеклы // Тракторы и сельхозмашины.- 1984.- №8.- С.27-29.

82. Дубыняк С.А., Гевко Р.Б., Рацмнец Н.Ф. Динамика приводов с кулачковыми предохранительными муфтами // Сб. Научные труды УСХА.- Киев.- 1975.- С.115-119.

83. Дюкен Ф.К. Итоги компании 1994/1995г. В Европейских странах. Обзор // Сахарная свекла.- 1995.- №6.- С18-20.

84. Есин Г.Д. Основы теории механизмов с центральными связями и исследование влияния их на снижение динамических нагрузок в машинах: Автореф. дис…канд. техн. наук: 05. 02. 02.- Челябинск, 1970.- 20с.

85. Есипенко Я.И. Результаты экспериментальных исследований предохранительных муфт. В сб. Пищевая промышленость. Вып. 8.- К.: Техніка, 1986.- 124с.

86. Жермен П. Курс механики сплошных сред: Пер. с франц.- М.: Высшая школа, 1983.- 400с.

87. Заблонский К.И. Детали машин.- К.: Вища школа, 1985.- 506с.

88. Зажигаев Л.С., Касьян А.А. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента.- М.: Атомиздат, 1978.- 154с.

89. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики: Прак. пособие.- К.: Изд-во УСХА, 1992.- 512с.

90. Заика П.М., Сметанкин В.А., Ильин В.Я. Исследование плоскопараллельного движения твердого тела в безотрывном режиме по вибрирующей шероховатой плоскости // Динамика, прочность, надежность тракторов и с.-х. машин: Сб.науч.тр. МИИСП:Т.13, вып.2.- М.,1976.-С.9-13.

91. Зубенко В.Ф. Особенности промышленной технологии // Сахарная свекла.- 1980.- №5.- С.21-22.

92. Зубенко В.Ф. Сахарная свекла.- К.: Урожай, 1979, 1979.- 416с.

93. Зубков В.Е. Разработка универсального сепаратора корнеклубнеплодов от комков почвы и камней // Науковий вісник Національного аграрного університету. Том 9.- Київ.- 1998.- С.204-209.

94. Зуев Н.М. Исследование качества работы свеклоуборочных комбайнов в зависимости от агрофизических свойств сахарной свеклы при различных способах формирования растений: Автореф. дис…канд. техн. наук.- Харьков, 1971.- 20.

95. Іллевич С.В. Унікальний коренеплід.- К.: Урожай, 1991.- 176с.

96. Индустриальная технология производства сахарной свеклы / О.А.Маковецкий, В.В.Брей, Л.В.Погорелый и др./ Под ред. Л.В.Погорелого.- К.: Урожай, 1983.- 136с.

97. Испытания сельскохозяйственной техники / С.В.Кардашевский, Л.В.Погорелый, Г.М.Фудиман и др.- М.: Машиностроение, 1979.- 320с.

98. Иоффе А.Д., Тихомиров В.М. Теория экспериментальных задач.- М.: Наука, 1974.- 479с.

99. Кереселидзе Ш.Я., Махароблидзе Р.М. Ударное взаимодействие пальца чаесборочной машины с побегом // Тракторы и сельхозмашины.- 1981.- №5.- С.23-26.

100. Кирносов В.И. Измерение механических характеристик материалов.- М.: Изд-во стандартов, 1976.- 239с.

101. Клятис Л.М., Хабатов Б.Ш. Особенности разработки и применения испытательных стендов //Тракторы и сельхозмашины, 1990.-№5.-С.4-6.

102. Кобец А.С., Буря А.И., Гевко Р.Б. Исследование износостойкости полимерных узлов ботвоуборочных машин // Материалы второй научно-технической конференции “Технология производства”.- Таганрог.- 1991.- С.101-102.

103. Кобринский А.Е., Кобринский А.А. Виброударные системы (Динамика и устойчивость).- М.: Наука, 1973.- 592с.

104. Ковальчук А.С., Кравчук В.І., Булгаков В.М., Войтюк Д.Г., Погорілець Ю.О., Зиков П.Ю. Про шляхи подальшого розвитку збирання цукрових буряків // Вісник Національного аграрного університету. Том2

“Перспективні технології вирощування та збирання цукрових буряків”.- 1997.- С.3-8.

105. Ковтун Ю.И. Тенденции развития свекловодства // Сах. свекла: производство и переработка.- 1991.- С.54-57.

106. Ковтун Ю.И. Технологические возможности техники по реализации биологического потенциала свеклы // Сах. свекла.- 1992.- №3.- С.25-31.

107. Ковтун Ю.И. Густота насаждений, урожайность и качество уборки // Сах. свекла.- 1994.- №6.- С.6-7.

108. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями.- К.: АН УССР, 1961.- 176с.

109. Комаров М.С. Динамика машин и механизмов.- М.: Машиностроение, 1969.- 205с.

110. Комаров М.С. Основы научных исследований.- Львов: Вища школа, 1982.- 128с.

111. Козіброда Я.І. Тенденції розвитку машин для збирання цукрових буряків.- Тернопіль.: Збруч, 1996.- 91 с.

112. Козловский М.З. Динамика машин.- Л.: Машиностроение, 1989.- 263с.

113. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике: Пер. с анг.- М.: Наука, 1970.- 719с.

114. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах.- К.: Техніка, 1970.- 253с.

115. Курницкий Б.Я. Оптимизация вокруг нас.- Л.: Машиностроение, 1989.- 144 с.

116. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины: Теория, расчет, проектирование и испытание.- М.- Л.: ГИСХЛ, 1955.- 764 с.

117. Лінник М.К., Булгаков В.М. Основні напрямки фундаментальних досліджень з механізації збирання цукрових буряків // Матеріали міжнародної

науково-практичної конференції "Проблеми і перспективи створення бурякозбиральної техніки".- Вінниця.-1996.- С.1.

118. Лурье А.Б. Моделирование сельскохозяйственных агрегатов.- Л.: Колос. 1979.- 312 с.

119. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов.- М.: Колос. 1981.- 231 с.

120. Лутхов Н.Н., Алферов Г.С., Барабанщиков В.Н. Обоснование параметров дискового лемеха картофелеуборочного комбайна // Рабочие органы и устройства для возделывания, уборки и послеуборочной обработки корнеклубнеплодов.- М.: НПО ВИСХОМ.- 1990.- С.43-50с.

121. Льоноуборочные машины / Г.А.Хайлис, Н.Н.Быков, В.Н.Бухаркин и др.- М.: Машиностроение, 1975.- 395с.

122. Мазуренко А.М. Исследование процесса извлечения корней сахарной свеклы активными дисковыми копачами: Дис…канд. техн. Наук: 05.20.04.- К, 1969.- 202с.

123. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести.- М.: Машиностроение, 1975.- 395с.

124. Манпиль Л.И. Определение коэффициента мгновенного трения клубней по рабочей поверхности // Тракторы и сельхозмашины.- 1986.- №12.- С.28-30.

125. Маркеев А.П. Динамика тела, соприкасающегося с твердой поверхностью.- М.: Наука, 1992.- 336с.

126. Мартиненко В.Я. Розробка конструкцій і визначення експлуатаційних параметрів очисників головок коренеплодів: Дис. ...канд. техн. наук: 05.20.04.-Тернопіль, 1992.- 103 с.

127. Машини бурякозбиральні. -Київ.:Держстандарт України,1993.-18 с.

128. Машины для свекловодства / А.Г.Цымбал, Н.В.Татьянко, В.С.Басин и др. / Под ред. А.Г.Цымбала и Ю.И.Ковтуна.- М.: Машиностроение, 1976.- 368с.

129. Методика определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений.- М.: ВНИИПИ, 1982.- 41с.

130. Механизация производства сахарной свеклы / Маковецкий О.А., Брей В.В., Погорелый Л.В. и др.- К.: Урожай, 1991.- 184с.

131. Мишин М.А., Бабко И.П., Борщевская Э.Б. Анализ конструкций режущих аппаратов к свеклоуборочным машинам // Тракторы и сельхозмашины.- 1992.- №4.- С.21-24.

132. Нагорняк С.Г., Луцив И.В. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования.- К.: Техніка.- 1992.- 71с.

133. Нагорняк С.Г. Разработка и исследование новых конструкций кулачковых, зубчатых и фрикционных предохранительных муфт: Дис…канд. техн. наук: 05. 02. 02.- К., 1977.- 162с.

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

135. Нова сільськогосподарська техніка / За ред. В.А.Ясинецького.- К.: Урожай, 1991.- 320с.

136. Ногин В.Д., Протодьяконов Н.О., Евлампиев И.И. Основы теории оптимизации.- М.: Высш. школа, 1986.- 146с.

137. Олейник И.П. Объемный гидропривод дисковых выкапывающих рабочих органов // Тракторы и сельхозмашины.- 1991.- №6.- С.20-22.

138. Орлов В.П. Инженерные расчеты многокритериальных задач.- М.: Наука, 1982.- 98с.

139. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин на прочность и надежность / Под ред. П.М.Волкова, М.М.Тененбаума.- М.: Машиностроение, 1977.- 310с.

140. ОСТ 70.2.2.-73. Испытания сельскохозяйственной техники. Методика энергетической оценки.- Всесоюзное объединение “Союзсельхозтехника”.- Совет Министров СССР, 1974.- 123 с.

141. ОСТ 70.8.6.-83. Испытания сельськохозяйственной техники. Машины для уборки сахарной свеклы. Программа и методика испытаний. Госкомитет СССР по производственно-техническому обеспечению сельскохозяйственной техники.- Москва, 1984.- 123 с.

142. Павловский М.А., Путята Т.В. Теоретическая механика.- К.: Вища школа, 1985.- 318с.

143. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара.- М.: Наука. 1977.- 224 с.

144. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара.- Л.: Машиностроение, 1976.- 320 с.

145. Панченко А.Н., Шпета В.П. Аналитический метод определения тяговых сопротивлений почвообрабатывающих и землеройных машин и оценка их эффективности для энергосберегающих технологий.- Днепропетровск, 1995.- 91с.

146. Папцов А.Г. Свеклосахарная промышленность США // Тракторы и сельхозмашины.- 1991.- №1.- с. 52-54.

147. Папцов А.Г. Организационно-экономические проблемы механизации свекловодства в странах ЕС // Сах. Свекла.- 1994.- №2.- С.25-26.

148. Патент 1807838 СССР, МКИ A01D 25/04. Копач свеклоуборочной машины / М.Г.Данильченко, К.Шифердеккер (ДЕ), Р.Б.Гевко и др. (СССР).- №5020210/15; Заявлено 03.01.92; Опубл. 07.04.93, Бюл. №13.- 3с.

149. Патент 1807839 СССР, МКИ A01D 25/04. Копач для корнеплодов / М.Г.Данильченко, К.Шифердеккер (ДЕ), Р.Б.Гевко и др. (СССР).- №5020212/15; Заявлено 03.01.92; Опубл. 07.04.93, Бюл. №13.- 3с.

150. Патент 1653593 СССР, МКИ A01D 33/08. Транспортирующее устройство / М.Г.Данильченко, В.В.Вахновский, Р.Б.Гевко и др. (СССР).- №4485875/15; Заявлено 22.09.88; Опубл. 07.06.91, Бюл. №21.- 2с.

151. Патент 521 Україна, МКВ A01D 51/00. Підбирач-сепаратор коренеплодів / М.Г.Данильченко, І.Я.Шутурма, Р.Б.Гевко та ін. (Україна).- 3с.; Опубл. 30.04.93, Бюл. №1.

152. Патент 524 Україна, МКВ A01D 33/08. Роторний транспортер-очисник / В.М.Осуховський, Р.Б.Гевко, Г.М.Смакоуз та ін. (Україна).- 2с.; Опубл. 30.04.93, Бюл. №1.

153. Патент 525 Україна, МКВ A01D 33/08. Транспортер коренезбиральної машини / М.Г.Данильченко, В.М.Осуховський, Р.Б.Гевко та ін. (Україна).- 2с.; Опубл. 30.04.93, Бюл. №1.

154. Патент 526 Україна, МКВ A01D 51/00. Робочий орган до підбирача коренеплодів / Г.М.Смакоуз, Я.І.Козіброда, Р.Б.Гевко та ін. (Україна).- 2с.; Опубл. 30.04.93, Бюл. №1.

155. Патент 9537 А Україна, МКВ A01D 33/08. Викопуючо-очисний пристрій для коренеплодів / Р.Б.Гевко, В.М.Осуховський, М.Г.Данильченко та ін. (Україна).- 3с.; Опубл. 30.09.96, Бюл. №3.

156. Патент 9513 А Україна, МКВ A01D 25/04. Диск копача коренеплодів / Р.Б.Гевко, М.Г.Данильченко, В.Я.Мартиненко та ін. (Україна).- 2с.; Опубл. 30.09.96, Бюл. №3.

157. Патент 9685 А Україна, МКВ A01D 33/08. Очисник коренеплодів / В.Я.Мартиненко, Р.Б.Гевко, А.П.Безпальок та ін. (Україна).- 3с.; Опубл. 30.09.96, Бюл. №3.

158. Патент 9707 А Україна, МКВ A01D 33/08. Транспортер бурякозбиральної машини / Р.Б.Гевко, В.М.Осуховський, М.Г.Данильченко та ін. (Україна).- 3с.; Опубл. 30.09.96, Бюл. №3.

159. Патент 21556 А Україна, МКВ A01D 27/04. Коренезбиральна машина / Б.М.Пелих, М.Г., Данильченко, Р.Б.Гевко та ін. (Україна).- 6с.; Опубл. 30.04.98, Бюл. №3.

160. Патент 22298 А Україна, МКВ A01D 27/04. Коренезбиральна машина / М.Г., Данильченко, І.Г.Тунік, Р.Б.Гевко та ін. (Україна).- 3с.; Опубл. 03.02.98, Бюл. №3.

161. Петров Г.Д., Верещагин Н.И., Гречишкин Н.А. Источники механических повреждений клубней картофеля при уборке комбайнами // Рабочие органы и устройства для возделывания, уборки и послеуборочной обработки корнеклубнеплодов.- М.: НПО ВИСХОМ.- 1990.- С.3-11.

162. Петров Г.Д., Орлов П.Е., Стариков В.М. Перспективы развития техники для уборки сахарной свеклы //Тракторы и сельхозмашины.- 1994.- №11.- с. 7-11.

163. Петров Г.Д., Хвостов В.И., Серебряков И.И. Создание самоходных сельхозмашин на базе высвобождаемого энергетического модуля // Тракторы и сельхозмашины.- 1987.- №12.- с. 12-17.

164. Петров Г.Д., Манпиль Л.Н., Шатохин М.М. Аналитическая оценка потерь кинетической энергии при ударе корнеклубнеплодов о плоскость // Тр. ВИСХОМа.- М.: НПО ВИСХОМ.- 1976, вып.13.-13.- С.21-24.

165. Погорелый Л.В. Инженерные методы испытаний сельскохозяйственных машин. - К.: Техніка, 1991.- 157 с.

166. Погорелый Л.В. Повышение эксплуатационно-технологической эффективности сельскохозяйственной техники.- К.: Техніка. 1990.- 176 с.

167. Погорелый Л.В. Технологические и технические основы совершенствования механизированых процессов уборки сахарной свеклы: Автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.20.01/ УСХА.-К., 1974.- 41с.

168. Погорелый Л.В., Покуса А.А., Кузьминов В.Г. Тенденции развития оптимального типажа свеклоуборочных машин // Техника в сельском хозяйстве.- 1988.- №6.- С.43-45.

169. Погорелый Л.В., Бильский В.Г., Клнлненко Н.П. Научные основы повышения производительности сельскохозяйственной техники.- К.: Урожай, 1989.- 236с.

170. Погорелый Л.В., Максимчук В.П. Энергетическая оценка свеклоуборочных машин // Механизация и электрификация соц. Сельск. Хоз-ва.- 1971.- 1971.- №8.- С.22-25.

171. 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.

172. Покуса А.А., Русанов И.И. Самоходная машина МКК-6 для уборки кормовой свеклы // Тракторы и сельхозмашины.- 1988.- №7.- С.39-40.

173. Поліщук В.А. Розробка і обґрунтування функціональних характеристик пружно-захисних механізмів бітерних валів викопуючих пристроїв: Дис. канд... техн. наук: 05.05.11.- Луцьк: ЛДТУ.- 1998.- 138с.

174. Поліщук В.А., Гевко Р.Б. Підвищення надійності захисту робочих органів коренезбиральних машин // Вісник Національного аграрного університету. Том 2 “Перспективні технології вирощування та збирання цукрових буряків”.- 1997.- С.79-82.

175. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам.- Л.: Машиностроение, 1979.- 344с.

176. Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. Расчет упругих элементов машин и приборов.- М.: Машиностроение, 1980.- 216.

177. Примак І.Д., Кузьменко І.С. Енергозберігаючі технології вирощування кормових культур.- К.: Урожай, 1990.- 196с.

178. Протокол №29-132-91 (133000012) государственных приемочных испытаний опытного образца машины корнеуборочной МКП-6, ВНИИМОЖ, 1991.

179. Протокол №14-39-92 (909360006) предварительных испытаний

корнеуборочной машины КС-6Б с измененной геометрией выкапывающих дисков. Центрально-Черноземная государственная станция, 1992.

180. Протокол №01-117-94 (2110394) державних періодичних випробувань самохідної коренезбиральної машини КС-6Б-02. Український науково-дослідний інститут по прогнозуванню і випробовуванню техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва УкрНДІПВТ, Дослідницьке, 1994.

181. Протокол №16-68-91 (133000042) попередньої технічної експертизи і випробування дослідного взірця машини коренезбиральної самохідної КС-6В з пасивними копачами типу диск-лемех і сепаруючим пристроєм роторного типу. Львівська державна зональна машиновипробовувальна станція, Магерів, 1991.

182. Протокол №29-139-88 (1140210) государственных приемочных испытаний опытного образца корнеуборочной самоходной машины КС-6В, ВНИИМОЖ, 1988.

183. Протокол №16-87-88 (2142110) государственных периодических испытаний самоходной корнеуборочной машины КС-6Б-05, Львовская государственная машиноиспытательная станция, г.Магеров, 1988.

184. Протокол №29-5р-88 результатов испытаний самоходной корнеуборочной машины КС-6Б-05, ВНИИМОЖ, 1988.

185. Протокол №16-76-89 (4141510) государственных периодических испытаний самоходной корнеуборочной машины КС-6Б-05, Львовская государственная машиноиспытательная станция, г.Магеров, 1989.

186. Протокол №32-70-88 (2142110) государственных периодических испытаний самоходной корнеуборочной машины КС-6Б-05. Центрально-Черноземная государственная станция, 1988.

187. Протокол №16-67-90 (2141910) государственных периодических испытаний самоходной корнеуборочной машины КС-6Б, Львовская государственная машиноиспытательная станция, г.Магеров, 1990.

188. Протокол №15-61-89 (2141910) государственных периодических испытаний самоходной корнеуборочной машины КС-6Б, Литовская государственная зональная машиноиспытательная станция, г.Домейкава, 1989.

189. Протокол №29-117-92 (233005002) державних періодичних випробувань самохідної коренезбиральної машини з дисковим викопуючим пристроєм КС-6В. Український Державний Центр по випробовуванню і прогнозуванню техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва (УкрЦВТ), Дослідницьке, 1992.

190. Протокол №32-67-90 (2141910) государственных периодических испытаний самоходной корнеуборочной машины КС-6Б. Центрально-Черноземная государственная станция, 1990.

191. Прочность. Устойчивость. Колебания. Справочник. В 3-х т. Том 1 / Под ред. Биргера И.А. и Пановко Я.Г.- М.: Машиностроение, 1968.- 368с.

192. Радин В.В. Динамика и оптимизация процессов в приводах зерноуборочных комбайнов: Автореф. дис…д-ра. техн. наук: 05. 20. 04 РИСХИМ.- Ростов-на-Дону, 1991.- 39с.

193. Ревенко І.І. Системи машин.- К.: Знание, 1982.- 63с.

194. Резник Н.Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов.- М.: Машиностроение, 1975.- 311с.

195. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике. В 2-х кн.- М.: Мир, 1986.- Т.1.- 349с., Т.2.- 320с.

196. Рекомендации по пременению испытательных стендов механических приводов, их узлов и деталей.- М., 1982.- 35с.

197. Рибак Т.І. Підвищення надійності машин для хімічного захисту у рослинництві.- К.: Урожай, 1986.- 104с.

198. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з продуктами сільськогосподарського виробництва: Дис. д-ра техн. наук: 05.20.01/05.05.05.- НАУ.- Київ.- 1997.- 425 с.

199. Роик Н.В., Красовский Е.В., Оточко К.П. и др. Улучшать форму корнеплодов // Сах. свекла.- 1983.- №7.- С.32-33.

200. Рустамов С.И. Высокопроизводительные режущие аппараты сельскохозяйственных уборочных машин.- Киев – Донецк: Вища школа, 1985.- 95с.

201. Рыбасенко В.Д., Рыбасенко И.Д. Элементарные функции: Формулы, таблицы, графики.- М.: Наука, 1987.- 416с.

202. Савич П.В., Зуев Н.М., Ярошовец В.Р. и др. Улучшить качество очистки корнеплодов // Сах. свекла .- 1980.- №8.- С.23-25.

203. Сарапулов А.К. Исследование процесса очистки корней от земли при уборке сахарной свеклы: Автореф. дис…канд. техн. наук: 05.20.01/ УСХА.- К., 1965.- 20с.

204. Сарапулов А.К., Волоха Н.П. Технологический процесс выкапывания корнеплодов сахарной свеклы дисковыми копачами // Тракторы и сельхозмашины.- 1984.- №2.- С.19-21.

205. 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.- 168с.

206. Свечников В.В., Грубый В.П. Оценка надежности машин КС-6 и КС-6б-01 // Сахарная свекла.- 1987.- №10.- С.31-33.

207. Серебряков И.Н., Грозубинский В.А., Соколенко М.Н. Исследование гидропривода дисковых копачей свеклоуборочных машин // Тракторы и сельхозмашины.- 1982.- №7.- С.20-21.

208. Серебряков И.Н., Ковтун Ю.И., Татьянко Н.В. и др. Комплексы машин для индустриальных технологий производства сахарной свеклы и кукурузы.- К.: Урожай, 1988.- 136с.

209. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Г.Е.Листопад, Г.К.Демидов, Б.И.Зонов и др.: Под общ. ред. Г.Е.Листопада.- М.: Агропромиздат, 1986.- 688с.

210. Синицын В.А. Управления движения твердого тела, спирающегося на плоскость с сухим трением // Анал и числ. методы исслед. мех. систем.- 1989.- №2.- С.31-35.

211. Смакоуз Г.М., Козіброда Я.І., Гевко Р.Б. З невеликими енергозатратами і без втрат // Техніка АПК.- 1989.- №8.- С.16-17.

212. Сорокин А.А., Гаилов Р.Р. Обоснование скорости пруткового элеватора с центробежной сепарацией // Рабочие органы и устройства для возделывания, уборки и послеуборочной обработки корнеклубнеплодов.- М.: Сб. науч. тр. НПО ВИСХОМ.- 1990.- С.54-55.

213. Седов Л.И. Механика сплошной среды.- М.: Наука.- 1984. Т.1.- 528с., Т.2.- 560с.

214. Сычев И.П. Основы повышения надежности робочих органов свекловичных машин: Автореф. дис….д-ра техн. наук: 05.20.04., 05.20.11 / НПО ВИСХОМ.- М., 1995.- 44с.

215. Сычев И.П., Гехт П.И. Анализ отказов свеклоуборочных машин // Тракторы и сельхозмашины.- 1987.- №9.- С.10-13.

216. Татьянко Н.В., Погорелый Л.В., Цымбал А.Г. Раздельная уборка сахарной свеклы // Сахарная свекла.- 1972.- №1.- С.24-28.

217. Татьянко Н.В., Грозубинский В.А., Борщевская Э.Б. Исследование процесса выкопки корней сахарной свеклы дисковыми копачами // Тракторы и сельхозмашины.- 1981. – №9.- С.19-21.

218. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. Перевод с англ.- М.: Машиностроение.- 1985.- 454с.

219. Флик Э.П., Зеленский А.С. Состояния и тенденции развития конструкций предохранительных муфт сельскохозяйственных машин.- М.: Машиностроение, 1984.- 261с.

220. Фомічов А.М. Кормові коренеплоди.- К.: Урожай.- 1987.- 248с.

221. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов.- К.: УААН, 1994.- 332 с.

222. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин.- К.: НМК ВО.- 1992.- 320с.

223. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин.- К.: Вид-во УСГА, 1992.- 240.

224. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Розрахунок робочих органів збиральних машин.- К.: НМК ВО.- 1991.- 258с.

225. Хвостов В.А. Исследование процесса извлечения моркови из почвы выжимными ротационными копачами: Автор. Дис…канд. техн. наук: 05.20.04 / ВИСХОМ.- М., 1968.- 22с.

226. Хвостов В.А. Основные направления и перспективы развития средств механизированной уборки столовых корнеплодов.- М.: ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш, 1975.- 45с.

227. Хвостов В.А. Отделение почвенных примесей системой корнеизвлекающих и сепарирующих рабочих органов// Рабочие органы и устройства для возделывания, уборки и послеуборочной обработки корнеклубнеплодов.- М.: НПО ВИСХОМ.- 1990.- с.61-65.

228. Хвостов В.А. Обоснование параметров рабочих органов для отделения корнеплодов от примесей // Тракторы и сельхозмашины.- 1981.- №7.- С.21-24.

229. Хвостов В.А. Выбор рациональных рабочих органов корнеплодоуборочных машин с учетом зональных условий их использования // Тракторы и сельхозмашины.- 1988.- №7.- С.28-32.

230. Хелемендик М.М. Підвищення механіко-технологічної ефективності трудомістких процесів у буряківництві: Автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.20.04, 05.20.01/ ТПІ.-Тернопіль. 1996.- 48 с.

231. Хелемендик М.М., Лоскутов Я.Я. Збирання цукрових буряків без втрат.- Львів: Каменяр, 1984. - 47 с.

232. Хелемский М.З. Об отделении технологических качеств свеклы // Сахарная свекла.- 1995.- №1.- С.12-13.

233. Хог Э., Арора Я. Прикладное оптимальное проектирование механических систем и конструкций.- М.: Мир, 1997.- 478 с.

234. Целиков А.И., Никитин Г.С., Рокотян С.Е. Теория продольной прокатки.- М.: Металлурггия, 1980.- 318с.

235. Цурпал И.А. Расчет элементов конструкции из нелинейно упругих материалов.- К.: Техніка, 1976.- 176с.

236. Цурпал И.А., Булгаков В.М., Финько С.В. Осоздании нового свеклоуборочного комплекса машин для фермерских хозяйств // Материалы научн. конф. “Аграрная наука УГАУ: проблемы, поиск, достижения”.- К.: УГАУ.- 1993.- С.16с.

237. Шабельник Б.П. Разработка технологического процесса очистки Автореф. дис...д-ра техн. наук: 05.20.01/ РИСХМ.- Ростов, 1986.- 43 с.

238. Шабельник Б.П., Мартынов В.М., Полупанов В.Н. Обобщенный критерий оптимизации рабочего процесса свеклоуборочной машины// Тракторы и сельхозмашины.-1987.- № 10.- С.40-42.

239. Шведик М.С. Методика визначення статичного і динамічного коефіцієнта тертя насіння в поверхню комірчини барабана// Наукові нотатки ЛІІ /Серія технічна /. - Луцьк. - 1993.- С.105-107.

240. Шпаар Д., Кунце А., Манграф Г. Свекловодству - современную технологию// Сах. свекла. - 1994.- № 2.- С.23-24.

241. Шовкун А.П., Гевко Р.Б. Универсальный стенд для испытаний предохранительных муфт // Технология и организация производства. - 1987.- № 2.- С.51-52.

242. Штейнвольф Л.И. Динамические расчеты машин и механизмов. Машгиз, 1961.- 157 с.

243. Эльцгольц Л.Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление. Наука, 1965.- 235 с.

244. Betteravier.-1992.- Vol.26.- № 270.

245. British Sugar Beet Review.- 1990.- Vol.58.- № 4.

246. Prognosen fur das Jahr 2000. // Landtechn.- 1973.- Bd.28. №13.- s.364.

247. Expose de monsieur Garon // Le betteravier francais. 1973.- №246.- p.11.

248. Gerlach K. Technik der Futterrubenernte: Die Arbeitsket te geschlossen halen // Lohnunternehmen Land-und Forstwirtschaft. 1985.- Vol.40.- № 10.- s.540-541.

249. Guidelines for growers // Power Farm.- 1973.- №3.- p.23.

250. Kesten E. Entwicklungstendenzen in der Zuckerrubenernte // Landtechn.- 1973.- Bd.28. №13.- s.353-354.

251. Tompson J. Sugar Beet harvesting machine// British Sugar Beet Review.- 1987.- Vol.58.- № 4.- p.59.

252. Van Kempen Ph. La recolte des pommes de terre // La Pomme de Terre Francaise.- 1986.- №435.- s.193-197.

253. Vavra Vojtech. Nove stroje na sklizen cukrovky. Mehair. Zemed.- №7.- 1967.

254. Prochaska I. Silove pomery a evegeticke narony vijorava cich organy sklizecurery. “Zemedelska technicka”.- №8.- 1964.

255. Mindlin R.D., Mason W.P., Osmer T.E., Derisiewich H. Effects of am oscillating tangential force on the contact surfaces of elastic sphercs. Proc. First. Nat. Cong. Appl. Mech. Chicago.- 1951.- P.203-208.

256. Cakai K., Nerao X. The Study on the vibratorysoil cutting Subsoilr. Jornal of the Societi of agricultural Machinery, Japan, 1985, № 47, С.43-49.

257. Gerlach K. Technik der Futterrubenernte: Die Arbeitsket te geschlossen halen // Lohnunternehmen Land-und Forstwirtschaft. 1985.- Vol.40.- № 10.- s.540-541.

258. К.Herrmanи, J.P.Schuh. Rodevorgang im Schwingenden Polderschar// Landtechnik. 4/95.- c.202-203.

259. H.Beunk, G.Eikel. W.Holtmann. Dutch designs to gut tare nountain. Profitechnical. №5.- 1997.- c.46-48.

260. W.Bbrinkmann. Fakten - und Gedankenumв die Zuckerrubenernte // Zuckerube, №41.- 1992.- c.310-314.

261. Europuische Rubenflache 1994 vermutich geringer als im Voriahr-Zuckerrule, 1994, № 3.-p.156.

262. Bill Peck, Andrew Spetch. The six row harvester, its impact on UK sugarbeet production.- British Sugar beet review, 1991, № 3, p.22-23.

263. Institut fur Landmaschinentechnik Leipzig dez VEB Weimar-Kombinat “Technische Messgen an der selbstahrenden Rubenerntemaschine KS-6” L2073/425/74, Leipzig, 15.06.1974.