

Р.Б. Гевко

**Викопувально-очисні
пристрої
бурякозбиральних
машин**

конструювання і
розрахунок



Герцони.п. 97



Р.Б. Гевко

Виконувально-очисні пристрої бурякозбиральних машин

конструювання і
розрахунок



Р.Б.Гевко

Рецензенти: д-р техн. наук *І.А.Цурпал*
д-р техн. наук *Б.М.Булгаков*
д-р техн. наук *М.М.Хелемендик*

Рекомендовано до друку науково-технічною радою
ВАТ "Тернопільський комбайновий завод".

В монографії запропоновані принципово нові і модернізовані конструкції викопувальних та очисних пристроїв бурякозбиральних машин з підвищеними функціонально-експлуатаційними характеристиками. Проведені теоретичні обґрунтування і виведені залежності для визначення конструктивних, силових і технологічних параметрів робочих органів при викопуванні і підбиранні коренеплодів.

Розглянуті конструкції захищені охоронними документами і впровадженні в серійне виробництво, економічний ефект від застосування яких за 1988-1996 р.р. склав понад 8 млн. грив.

Розрахована на інженерно-технічних працівників, викладачів і студентів вузів відповідних спеціальностей.

В С Т У П

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

Викопувальні та очисні робочі органи є основними складовими технологічних вузлів коренезбиральних машин. Від їх конструвальних схем, вибору конструктивних та кінематичних параметрів у відповідності до ґрунтово-кліматичних умов, в значній мірі залежить якість викопування коренеплодів, їх пошкодження та втрати. Особливо великі труднощі виникають при зміщенні строків збирання, коли через підвищену вологість (26...30%), або твердість (3,5...4,5 Мпа) ґрунту знижується технологічна і технічна надійність машин, зменшується їх продуктивність. В таких умовах роботи, серійні коренезбиральні машини допускають значні пошкодження коренеплодів (до 80%), а забрудненість їх землей складає 40% і більше.

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

Підвищення якісних показників процесів збирання коренеплодів представляє собою комплексну науково-технічну проблему, вирішення якої повинно базуватись на пошуку нових конструктивних рішень робочих органів та конструвальних схем коренезбиральних машин, теоретичному обґрунтуванні їх конструктивних та технологічних параметрів, експериментальному підтвердженню проведених досліджень з метою аналізу і синтезу оптимальних параметрів бурякозбиральних комплексів.

Фундаментальні основи розробки і дослідження робочих органів коренезбиральних машин, технологічних процесів збирання цукрових і кормових буряків викладені в працях П.М. Василенко, Л.В. Погорілого, М.В. Татянка, В.С. Глуховського, О.О. Василенка, Б.П. Шабельника, В.М. Булгакова, Ю.Б. Аванесова, С.А. Топоровського, І.М. Серебрякова, Г.Д. Петрова, В.А. Хвостова, А.Г. Цимбіла, М.М. Зукла, П.В. Савича, П.І. Сичова, М.М. Хелемендика, А.К. Сарапупова, П.І. Контуні та ін.

Суттєвий внесок у створення і дослідження нових конструкцій бурякозбиральних машин, а також визначення їх функціональних, експлуатаційних, конструктивних та технологічних параметрів зробили В.В. Брей, П.Д. Зиков, Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, В.А. Гробулінський, Ф.Л. Роденко, М.А. Мішин, А.А. Покуса, А.П. Гурченко, Р.М. Рогатинський, В.В. Дудка, В.Г. Кузьмінов, В.М. Осухонський, І.І. Ткаченко, Г.М. Смакоуз, Я.І. Козіброда, Русанов І.І. та ін.

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

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

1. АНАЛІЗ ПРИНЦИПІВ КОНСТРУВАННЯ ТА ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Відмінності ґрунтово-кліматичних умов в бурякосівчих 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 головок коренеплодів від її залишків, викопування, очищення від землі, транспортування і завантаження коренів в транспортні засоби.

Вибір технології і конструктивних схем засобів механізації збирання цукрових буряків переважно залежить від розмірів плантацій і ґрунтово-кліматичних умов. За кордоном найбільш розповсюдженими є одно-, дво- та трифазний способи (за кількістю проходів або машин, що застосовуються в процесі збирання гички і коренеплодів).

При однофазній технології за один прохід виконують: зрізання гички з її розкиданням на поле, або завантаженням в транспортний засіб; викопування коренів, їх очищення і завантаження в бункер машини або в транспортні засоби. Такий спосіб здійснюється самохідними комбайнами різної рядності і типу. В цьому випадку гичковидальний і доочисний пристрої переважно встановлюють попереду трактора або самохідного шасі, викопувальні пристрої - під енергетичним засобом, а бункер-ззаду. Така компоновка забезпечує оптимальний розподіл навантаження на енергетичний засіб, а також сприяє зменшенню удільнення ґрунту [45].

При двофазній технології за перший прохід видаляють гичку і викопують коренеплоди, вкладаючи їх у валок. За другий - підбирають валки, очищують коренеплоди від землі і завантажують їх в бункер або транспортні засоби, що рухаються поруч. Гичковидальний і очисний пристрої встановлюють попереду, а кореневикопувальний пристрій з валкоукладачем - позаду трактора, або під енергетичним засобом. На підбиранні валків коренеплодів застосовують 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 - видалення гички, а за другий - викопування коренеплодів, їх очищення і завантажен-

ня в транспортний засіб.

Двофазний спосіб знайшов широке застосування в західноєвропейських країнах (Німеччина, Франція, Великобританія, Данія, Нідерланди та ін.) і США, оскільки дозволив підвищити якісні показники при виконанні технологічного процесу.

При трифазній технології, кожна операція (збирання гички, викопування коренів і вкладання їх у валок, підбір валків і завантаження їх у транспортні засоби) виконується окремою машиною: гичкозбиральною, коренезбиральною і підбирачем - завантажувачем. Машини, призначені для цього способу, характеризуються більш високими показниками по продуктивності і якості виконання технологічного процесу, однак є металомісткими і потребують додаткових транспортних засобів.

В Україні виготовляються бурякозбиральні комплекси, які працюють за трифазною технологією збирання коренів. Однак на відміну від зарубіжних машин, фази розподіляються наступним чином: збирання гички (машинами БМ-6, БМ-6А, БМ-6Б, МБК-6, МБС-6); доочищення головок коренеплодів від залишків гички (машинами ОГД-6, ОГД-6А); викопування, очищення (сепарація), завантаження у транспортні засоби коренеплодів (самохідними бурякозбиральними машинами КС-6Б, КС-6Б-01, КС-6Б-02, КС-6В, РКМ-6-05, МКК-6-02). Досить часто застосовують і четверту фазу при потоковому або потоково-перевалочному способі, коли завантаження коренеплодів з кагатів здійснюють бурякозавантажувачами типу СПС-4,2А.

Такі комплекси є надзвичайно енерго- і металомісткими, що призводить до значного ущільнення ґрунту [64]. Основним недоліком комплексу є двофазне видалення гички, яке виконується за два окремих проходи машин.

В західно-європейських країнах застосування тієї чи іншої технології і засобів механізації в основному залежить від розмірів плантацій. На даний час техніка для збирання цукрових буряків розвивається за наступними напрямками: однорядні причіпні комбайни; самохідні одно- і дворядні комбайни; чотири- і шестирядні машини, що входять до складу комплексу за роздільним збиранням коренеплодів, яке може бути двофазним або трифазним; 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.[45].

Вибір конструкції робочих органів та компоновальних схем ко-

рнезбиральних машин в значній мірі визначається типом ґрунту, його вологістю, а також врожайністю коренеплодів.

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

При збиранні високих врожаїв буряків (500...700 ц/га) знижується якість зрізання гички і збирання коренеплодів. Втрати коренів на поверхні ґрунту досягають 8...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 збільшенні вологості ґрунту до 24...28%, особливо в кінці агростроку збирання [4].

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

У відповідності з агротехнічними вимогами МСМ (Міжнародної системи машин) допустимі втрати не викопаних і втрачених коренів цукрових буряків при виконанні технологічного процесу не повинні перевищувати 1,5% від їх врожайності. Забрудненість коренеплодів землею допускається до 8%, а доля максимально допустимих легких (до глибини 5 мм) і важких (глибина більше 5 мм) пошкоджень відповідно складає 20% і 5%. 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, розривання або дроблення коренів цукрових буряків. Такі втрати виникають в результаті наступних причин: недостатнє заглиблення копачів

для даного стану ґрунту або велике заглиблення коренів в землю; відхилення центральної осі копача від лінії рядків; натуральне відхилення окремих коренів від лінії рядка або відхилення внаслідок розсування коренів колесами трактора перед викопуванням; скупчення землі і коренеплодів на копачі; надто велика відстань між складовими елементами копача по відношенню до розмірів коренеплодів; неправильна конструкція 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 копача, способу його з'єднання з рамою, а також конструкції сепаруючого вузла. Втрати залежать також від робочої швидкості машини, типу і вологості ґрунту.

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

Втрати, що викликані технологічним процесом очищення коренеплодів робочими органами шнекового, роторного, бітерного та кулачкового типів, в основному виникають за рахунок пошкоджень коренів при відділенні від них землі та рослинних залишків. 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 виникають при роботі шнекових сепараторів, вали яких обертаються в зустрічному напрямку (особливо при невисоких куткових швидкостях гвинтових валів), є защемлення коренеплодів між очисними валами, що спричиняє їх зминання.

Із збільшенням часу перебування коренів в робочому руслі збільшується ймовірність їх пошкодження. Тому ступінь агресивності шнеків, який визначається висотою і частотою навивання рифів, і час перебування на них вороху, обумовлюється, що в свою чергу веде до зниження сепаруючої здатності таких робочих органів.

Враховуючи значні терміни зберігання і переробки буряків на

цукрових заводах, до коренезбиральної техніки висуваються ряд основних вимог, які пов'язані із забезпеченням надійності та якісного виконання технологічного процесу [49, 64].

Бурякозбиральні машини повинні забезпечити:

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

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

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

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

Основні показники технічного рівня і якості бурякозбиральних машин, диференційовані по ступенях якості продукції і згідно ДСТУ 2258-93 поділяються на наступні типи і основні параметри.

1.1. Машини виготовляються таких типів: 1 - гичкозбиральні; 11 - коренезбиральні; 111 - комбайни.

1.2. Кожен тип машини залежно від кількості рядків, що одночасно збираються, поділяється за рядністю.

1.3. За способом агрегування машини виготовляються у таких виконаннях: Н - навісні; НН - напівнавісні; П - причіпні та напівпричіпні; М - монтовані; С - самохідні.

При виготовленні бурякозбиральних машин висуваються ряд технічних вимог: в машині повинно бути регулювання висоти зрізання голінок коренеплодів; підкопувальні та гичкозрізувальні робочі органи повинні виготовлятися із зносостійких матеріалів або використовуватись зносостійкі покриття; дорожній просвіт у транспортному положенні повинен бути не менше 20 см; причіпні, напівпричіпні, навісні та напівнавісні машини повинні мати (в разі необхідності) можливість приєднання їх до електричної системи трактора, що визначається в конкретних технічних умовах на машину.

Основні параметри коренезбиральних машин наведені в табл.1.1

Таблиця 1.1.

Типи	Назва показника	Спосіб агре- гатування	Значення показників
1	Продуктивність машини на рядок за 1 год основного часу, га/год	Н, НН, П, М, С	0,16...0,32
111	Наявність ґрунту у купі гички, % не більше*	Те ж	0,5
	Кількість зв'язаної гички на коренеплодах, %	Те ж	2,0
	Нормально зрізані коренеплоди, %, не менше**	Н, НН, П	75
	Низько зрізані коренеплоди, % не більше	Те ж	10
11	Продуктивність машини на рядок за 1 год основного часу, га/год	Н, НН, П, М, С	0,16...0,32
111	Втрати коренеплодів у ґрунті (незворотні), %, не більше	Те ж	1,5
	Загальна забрудненість купи ко- ренеплодів, %, не більше	Те ж	9
	Сильні механічні пошкодження коренеплодів згідно ГОСТ 17421, %, за масою, не більше	Те ж	5***

* - Показник вимірюється на непідгорнених коренеплодах.

** - Площина зрізу повинна проходити не нижче рівня основи зелених черешків і не вище 2 см від верхівки голівки коренеплоду.

*** - Для Краснодарського краю та поливних зон України і держав СНД не більше 10%.

Показники визначаються і забезпечуються при виконанні вимог до агрофону.

1. Рівний рельєф плантації при схилі впоперек рядка до 2%.

2. Вологість ґрунту у горизонті 0...30 см - від 15 до 23%.

3. Кількість коренеплодів на 1 м довжини рядка - від трьох до шести шт.

4. Мінімальна відстань між краями коренеплодів у рядку - 16 см.

5. Допуск на ширину міжряддя повинен бути +/- 3 см та відхилення коренеплодів від осьової лінії рядка - не більше 3 см.

6. Діаметр коренеплодів - від 5 до 18 см.
7. Вигляд гички на коренеплодах повинен бути конусоподібним.
8. Висота голівки коренеплода над поверхнею ґрунту - від 4 до 8 см.
9. Висота гички - від 50 до 100 см.
10. Засмічення - не більше п'яти штук бур'яну на 100 м рядка та не вище від основної культури на 10 см.
11. Рядки повинні бути прямолінійними, допустиме скривлення теоретичної лінії рядка - не більше 10 см на довжині 10 м.
12. Біологічна врожайність коренеплодів повинна бути не менше 40 т/га, гички - 25 т/га.
13. Твердість ґрунту - 20 кг/см (2,0 МПа).
14. Наявність великого камення та сторонніх предметів на плантації не допускається.

Для забезпечення високих експлуатаційних показників коренезбиральних машин, їх технологічні вузли повинні бути захищені запобіжними пристроями, які при зростанні моментів опору вище номінального, переривають потік енергії від двигуна до робочих органів.

Вибір запобіжних муфт робочих органів коренезбиральних машин від перевантажень здійснюється за наступними критеріями: надійність і безвідказність в роботі; точність спрацювання; висока чутливість до перевантажень і мінімальна динамічність; здатність автоматично відновлювати початкове положення після спрацювання; можливість регулювання величини граничного крутного моменту; висока довговічність, яка визначається збереженням функціональних і експлуатаційних характеристик при високому ресурсі роботи; компактність і простота конструкції.

Враховуючи широкий діапазон фізичного стану та типу вітчизняних ґрунтів, характеристик врожайності, рельєфу полів і їх розмірів, технологій викопування і агрофізичних властивостей бур'янів, практично неможливим є створення універсальних робочих органів з ідеальною компоновальною схемою коренезбиральної машини. Тому вибір викопувальних і очисних пристроїв необхідно проводити з врахуванням вищезазначених факторів, а також рядності машини і технології збирання.

2. АГРОТЕХНІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ТИПІВ ВИКОПУВАЛЬНИХ І ОЧИСНИХ ПРИСТРОІВ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Інтенсифікація сучасного виробництва потребує розширення номенклатури і типорозмірів сільськогосподарських машин, які повинні працювати в різних ґрунтово-кліматичних умовах при якісному виконанні своїх функціонально-експлуатаційних призначень, високій надійності і довговічності.

Велика кількість створених конструкцій робочих органів, вузлів та компоновальних схем коренезбиральних машин потребує диференційованого підходу при виборі, розрахунку, проектуванні, дослідженні та впровадженні нових розробок у виробництво. Тому класифікований підхід з 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 ґрунту разом з коренеплодами і переміщують їх в зону очисних пристроїв для сепарації від землі і рослинних залишків. За конструктивною схемою виконання копачі поділяються на наступні основні типи: лемішні, вилкові, ротаційні, вібраційні та комбіновані.

Характер виконання технологічного процесу лемішними та пасивними вилковими робочими органами заключається у підрізання шару ґрунту лезом клина або поверхнею вилок на глибині підкопування і його переміщенні в руслі копача.

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

Серед існуючих типів робочих органів найбільш універсальними вважались ротаційні (дискові) копачі, які надійно виконують технологічний процес в широких ґрунтово-кліматичних умовах. Вони виконуються у версіях з обома пасивними або одним активним диском і можуть працювати з робочими швидкостями 2,2...2,5 м/с. Характерною ознакою дискових робочих органів є розташування двох плоских або сферичних дисків, вертикальні осі яких утворюють кут розвалу, а горизонтальні – кут атаки.

Відомо, що дискові викопувальні робочі органи в порівнянні з лемішними або вилковими мають більш високу подрібнювальну властивість, краще очищують коренеплоди від землі, не забиваються при роботі на участках поля з підвищеною забрудненістю. При одних і тих же відхиленнях коренеплодів від осі рядка збиральна машина з дисками може працювати з більшою продуктивністю, ніж машина з лемішними або вилковими копачами, при однакових якісних показниках роботи.

Однак дискові копачі мають ряд недоліків: на важких ґрунтах легко заглиблюються в ґрунт, допускають грудки ґрунту в купі коренеплодів, обривають хвости коренів; на вологих ґрунтах коренеплоди сильно забруднені землею. Машини постійну величину розкиду, копачі пошкоджують великі корені, а дрібні втрачають. Тому вони потребують регулювання найменшої відстані між дисками у відповідності з розмірами коренів і 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 їх складне розташування по відношенню до рядків коренеплодів привело до ускладнення елементів приводу. Так, в дисково-шнекових пристроях, які забезпечують викопування і очищення коренеплодів від землі, доля вузлів приводу активних копачів складає 40...45% від їх конструктивної складності і оптової ціни в цілому.

Незважаючи на вище вказані недоліки дисково-ротаційні копачі широко використовуються як у вітчизняних бурякозбиральних комбайнах КС-6Б, КС-6Б-02, КС-6В, КРС-6, РКМ-6-05, МКР-2-3, КСП-2 (Україна), так і в машинах зарубіжних фірм "Garford Victor" (Англія), "Til", "Thyregod" (Данія), "МКМ" (ФРН), "Juko" (Фінляндія) та ін.

Вилкові копачі знайшли застосування при роботі коренезбиральних машин на легких та середніх ґрунтах, при поступальній швидкості 1,4...1,8 м/с. Однак, у більш важких умовах роботи вони приводять до значного забруднення коренів землею, при великих поступальних швидкостях відламлюють хвостову частину буряків, а при високій вологості і в'язкості ґрунту якість викопування різко знижується в зв'язку із забиванням землею робочих поверхонь. Такі пристрої в основному використовуються у вітчизняних бурякозбиральних машинах КС-6Б-01, КС-6Б-02, МКК-6-02.

Копачами вібраційної дії комплектуються машини зарубіжних фірм "Stoll", "Kleine" (ФРН), "Mathat", "Herriau" (Франція) та

ін. Характерною особливістю вібраційних копачів є надання двом фігурним пластинам, встановлених одна відносно одної під кутом розхилу, коливних рухів в повздовжньому і поперечному напрямках. Принцип їх роботи заключається в розрізанні ґрунту вібрувчою різальною кромкою, розхитуванні коренеплоду і переміщенні його у вертикальному напрямку. Привідний вібраційний копач може працювати зі швидкістю до 2,5 м/с.

В процесі роботи вібраційних копачів пошкоджується 6...8% коренеплодів, однак із збільшенням частоти коливань більш як 22Гц кількість пошкоджень зростає до 14% [64].

В технологічному процесі збирання цукрових буряків наступною операцією після викопування є очищення (сепарація) коренеплодів від землі і рослинних залишків та транспортування їх на повздовжні елеватори. Конструктивна різноманітність таких робочих органів не є великою, 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 навівання спіралей, що забезпечує розведення купи коренеплодів по периферії очисного пристрою. Друга частина відрізняється від першої лише оберненим напрямком навівання спіралей і зводить потік в зону повздовжнього елеватора. Такий тип робочих органів забезпечує збільшення шляху проходження коренів по шнекових валах, що покращує їх сепарацію, а для зменшення пошкоджень між різнонаправленими сумішними спіралями розвідних та звідних шнеків, а також в зоні вивантаження, встановлюють проміжні вальці.

Поперечні шнекові очисники знайшли застосування в машинах КС-6Б, КС-6В, РКС-6 (Україна), KR611 ("Клепе", ФРН).

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

Важливою перевагою шнекових очисників є відносна простота конструкції, можливість суміщення в одному робочому органі функцій очищення і транспортування, задовільна якість сепарації коре-

неплодів від землі та рослинних залишків. Однак при роботі бурякоробиральної машини на вологих ґрунтах (вологість > 24%), шнеки налипають на землю, що призводить до підвищеного пошкодження коренеплодів і зменшення ступеня їх сепарації.

Роторні очисники знайшли широке застосування при роботі коренезбиральних машин на суглинках та пісчаних ґрунтах. Конструктивною особливістю таких сепараторів є розташування під кутом 12° .. 14° до горизонтальної поверхні диска, на якому рівномірно по колу шорстко закріплені радіальні прутки. Для формування потоку коренеплодів в процесі їх очищення по периферії роторів встановлюють пруткові направляючі решітки, а для покращення їх якості сепарації, а також зміни напрямку потоку, над дисками, в робочому просторі очисника можуть застосовуватись еластичні шнекові та бітерні вальці, або інші робочі органи з активною поверхнею.

Роторні очисні пристрої окрім сепарації та транспортування можуть виконувати функції підбирання коренеплодів. В процесі роботи встановлені під кутом активні ротори заглиблюючись в землю, підбирають викопані пасивними дисками коренеплоди і очищуючи їх від домішок землі, транспортують в зону вивантаження. Сепаруючий ефект в таких пристроях досягається за рахунок просівання землі через решітчасту поверхню диска і направляючих бокових прутків, а також під впливом відцентрових сил.

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

Роторні сепаратори, при роботі коренезбиральних машин у важких ґрунтово-кліматичних умовах, відрізняються надійністю виконання технологічного процесу, а по ступеню сепарації переважають аналогічні показники шнекових та кулачкових робочих органів, однак характеризуються значними пошкодженнями коренеплодів при їх очищенні від землі і рослинних залишків.

Детальний огляд конструкцій, способів функціонування викопувально-очисних пристроїв у відповідності до умов роботи, схем компоновок і агрегування буде наведено в наступних розділах.

3. СИНТЕЗ ВИКОПУВАЛЬНИХ ПРИСТРОІВ

При синтезі викопувальних пристроїв, в якості критерія, що оцінює функціональні параметри копача (основна умова) прийнята умова забезпечення мінімальних втрат і пошкоджень коренеплодів, а в якості додаткових – обмеження по габаритних розмірах, стабільності транспортування в руслі копача, зменшенні силових параметрів і затраченій енергії на процес викопування.

Задача синтезу викопувальних пристроїв зводиться до визначення раціональних параметрів робочих органів, які б забезпечували мінімальні втрати і пошкодження коренів при заданих обмеженнях. В цьому плані, в залежності від очікуваного результату, позитивний ефект можуть принести наступні технічні рішення.

1. Формування поверхонь ободів дисків пасивних копачів з радіальними і боковими виступами для підвищення сил зчеплення з ґрунтом.

2. Розташування на внутрішній поверхні ободу дисків гвинтових рифів, з метою вирівнювання зусилля викопування у вертикальному напрямку.

3. Встановлення у руслі копача направляючих пластин, які б забезпечували гарантований вихід продукту в зону завантаження сепаратора.

4. Рівномірне розподілення коренеплодів по всій ширині очисника, при їх вибиванні бітером копача.

5. Гарантоване підбирання коренеплодів допоміжним пристроєм роторного типу, після їх викопування, з переводом на сепарувчі робочі органи.

6. Спрощення робочих органів, шляхом зміни форми сепарувчих вікон.

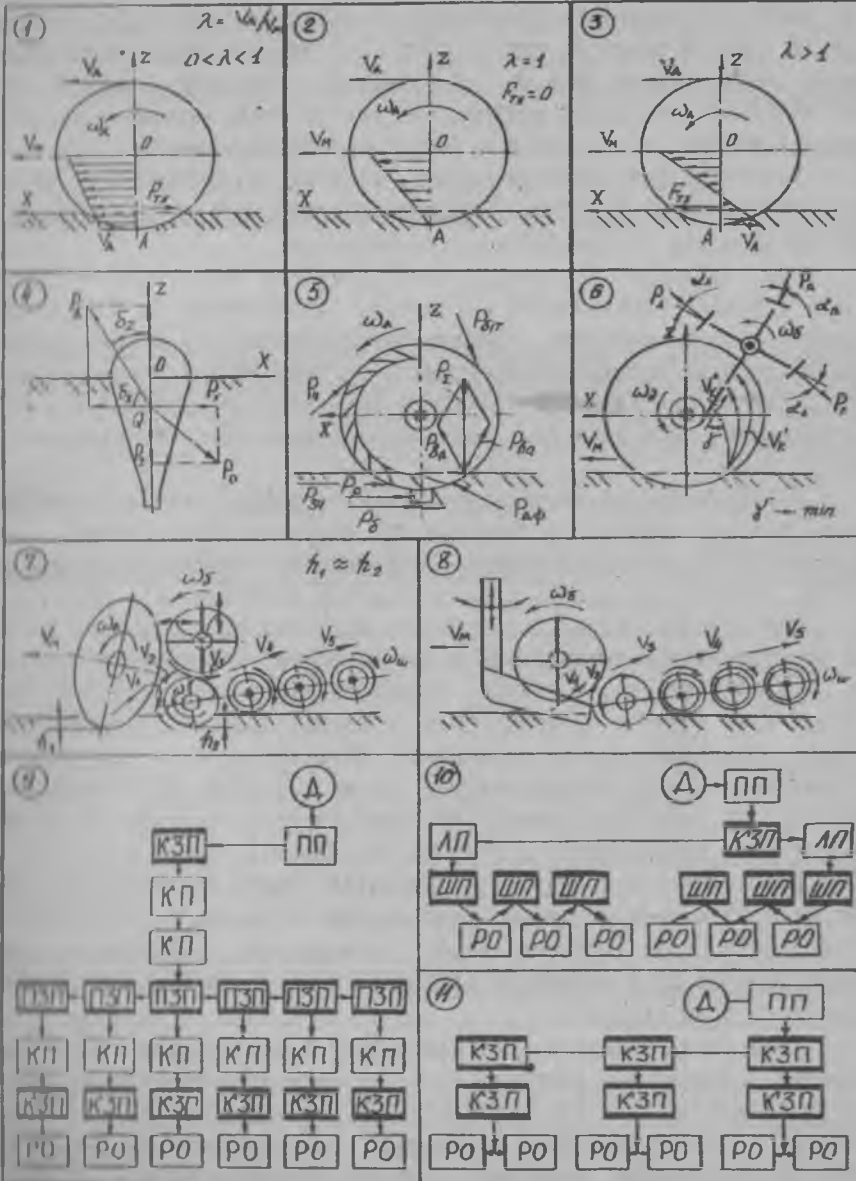
7. Спрощення кінематичної схеми приводу дискових копачів, при забезпеченні необхідних технологічних параметрів робочих органів.

8. Доочищення коренеплодів від залишків гички в процесі викопування, з їх направленням на сепарувчі пристрої.

В таблиці 3.1 зображені схеми робочих органів та приводів викопувальних пристроїв.

На схемах 1,2,3 [75] предствлені епюри швидкостей відносно ґрунту точок, які розташовані на вертикальному радіусі диску OA, при різних значеннях λ . Для спрощення схеми приймемо, що диск

Таблиця 3.1



Схеми робочих органів та приводів викопувальних пристроїв

знаходиться в площині OXZ . Горизонтальне переміщення його відносно ґрунту, а відповідно горизонтальна складова сили тертя $F_{тх}$, що діє на диск в точці А, при $0 < \lambda < 1$ (схема 1) буде направлена проти ходу машини, при $\lambda = 1$ (схема 2) — $F_{тх} = 0$, а при $\lambda > 1$, $F_{тх}$ направлена за ходом машини. По другій схемі працюють пасивні дискові копачі, а по третій — копачі з привідним диском.

Характер розташування зусиль, що діють на коренеплід, представлений на схемі 4 [64]. Сумарна складова зусилля викопування розташована під певним кутом σ_z до вертикалі.

Для пасивних дискових копачів доцільно застосовувати радіальні і бокові ґрунтозачеми (схема 5), що призведе до збільшення горизонтальної складової зусилля зчеплення $R_{зч}$, за рахунок появи радіального R_p і бокового R_b зусиль, направлених в сторону обертання диска, протидію якому відповідно складають зусилля від дії очищувальної пластини $R_ч$, вибивного бітера $R_{біт}$ і деформації ґрунту $R_{дф}$.

Застосування на внутрішній поверхні ободу гвинтових рифів-активізаторів (схема 5) призведе до вирівнювання сумарної сили викопування R_{Σ} у вертикальному напрямку, як векторної складової зусиль викопування диском $R_{вд}$ і дії рифів-активізаторів $R_{ва}$.

Направлення потоку коренеплодів U_k в сторону вибивного бітера U_k , забезпечує встановлена у руслі копача направляюча пластина, яка розташована в одній площині з віссю обертання бітера (схема 6). З метою рівномірного розподілу коренеплодів по всій ширині очисника при їх вибиванні бітером, лопатки останнього встановлені під різнонаправленими кутами α_1 і α_2 до його центральної осі, що забезпечує по чергове ліво- та правостороннє R_l і R_p направлення коренеплодів в сторону сепаратора.

На схемах 7 і 8 зображені характери рухів і вектори U_1 ; U_2 ; U_3 ; U_4 і U_5 напрямку переміщення коренеплодів при їх викопуванні і сепарації. Для зменшення втрат коренеплодів, величини заглиблення копачів h_1 і роторного підбирача h_2 не повинні суттєво відрізнятися одна від одної.

Характери передачі обертового руху в шестирядних коренезбиральних машинах від двигуна (Д) до робочих органів (РО) за допомогою різних передач (ПП — пасових; КЗП — косозубих; КП — карданних; ЛП — ланцюгових; ШП — шарнірних) представлені на схемах 9, 10 і 11. Контурними, верхніми і нижніми лініями зображені закриті передачі.

В порівнянні з традиційною схемою (9), перспективні (10 і 11) в значній мірі дозволяють спростити кінематичну схему приво-ду, що суттєво знизить собівартість коренезбиральної машини.

Конструктивні виконання вищенаведених напрямків вдосконалення викопувально-очисних пристроїв, представлені на рис.3.1 -3.8.

З метою спрощення конструкції і зменшення металомісткості, розроблені викопувальні диски зі зміненою формою вікон [28; 38] (рис.3.1а). Диск складається зі ступиці 2, ободу 1, з'єднаних між

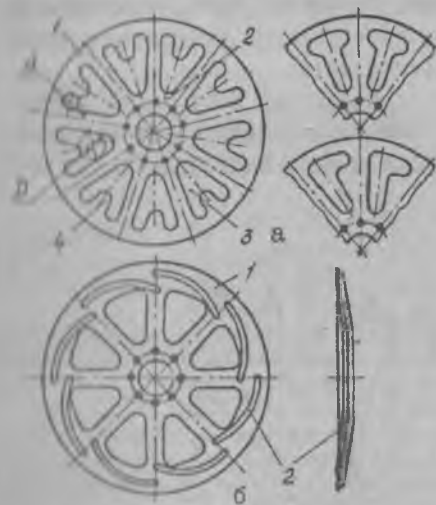


Рис.3.1. Викопувальні диски

собою за допомогою шприк 3. По колу диска рівномірно розташовані сепаруючі вікна 4, які можуть мати U-, T-, Г-подібну форму. Форма вікон вибирається виходячи з жорсткості шприк, 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 вважались корені з діаметром менше 40 мм. Таким чином, враховуючи налипання землі на вікна, найбільший діаметр вписаного у вікно кола повинен складати 50...60 мм. Мінімальний діаметр вибирається з умови рівномірності шприк і складає 20...40мм.

Застосування даних технічних рішень дозволило відмовитись від традиційної компоновки - диск-променева шайба. Остання як відомо (14) є технологічно складною і нераціональною, а також виготовляється з дорогих високовуглецевих легованих сталей.

За результатами проведених лабораторно-польових випробовувань встановлено, що диск з Г-подібною формою вікон характеризується більшою ступінню сепарації землі на стадії викопування в порівнянні з U-подібною формою вікон, оскільки основна частина

землі відходить з робочої зони копача по його периферії.

З метою зменшення пошкоджень коренеплодів при їх викопуванні, розроблений диск [33], на ободі якого зі сторони робочої поверхні виконані дугові виступи, випукла частина яких направлена в сторону, протилежну до напрямку обертання диска (рис.3.16). 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 сили викопування від дії ободу диску, сумарна складова буде направлена у вертикальному напрямку, що призведе до суттєвого зменшення ступеня пошкоджень хвостової частини коренеплодів.

Для спрощення конструктивної схеми приводу, розроблений новий тип дискового копача зі спрощеним приводом активного диска, який зображений на рис.3.2. Він складається з пари вертикальних актив-

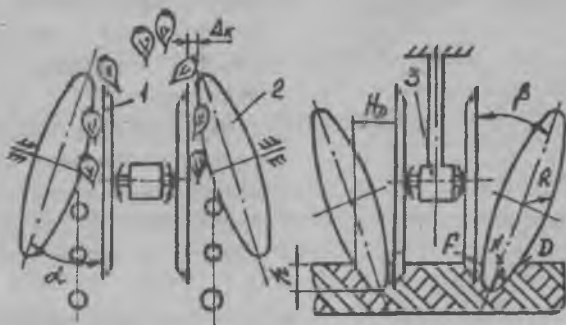


Рис.3.2. Копач з вертикальними привідними дисками

них 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. Для покращення процесу обертання пасивних дисків, на їх периферії можна встановлювати ґрунтозачепи.

В процесі роботи коренеплоди, попадаючи в зону між парами дисків, викопуються і подаються на очисні пристрої. Обертання пасивних дисків, розташованих по даній схемі, відбувається як за рахунок ґрунтозачепів, так і стиснутого, в зоні викопування ґрунту, який завдяки впливу сил тертя передає колове зусилля від ак-

тиного диска до пасивного, аналогічно до традиційних копачів. Однак відмінність процесу викопування коренеплодів за даною схемою є просування шару ґрунту з коренеплодами в сторону активного диска, оскільки відстані від осі рядка до точок перетину дисків з поверхнею ґрунту (т.Ф і т.Д) повинні бути однаковими і знаходитись в межах 90...100 мм (умова непошкодження коренеплодів лезами дисків).

Таким чином, для надійного виконання технологічного процесу копалинним копачем, необхідно, щоб величини зон врізання дисків в землю H_0 і найменшого зазору Δ_k між ними, відповідали аналогічним значенням у традиційних копачах.

Рівномірність завантаження по всій довжині першого очисного

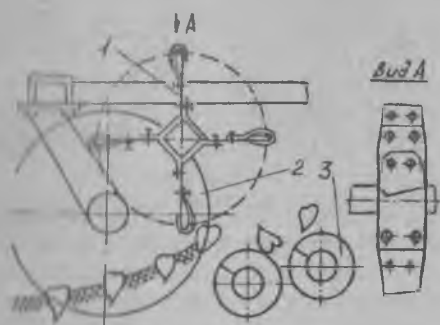


Рис. 3.3. Копач з різнонаправленими лопатками бітера

шнека забезпечує кореневикопувальний пристрій [34], зображений на рис.3.3. 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.

Для зменшення ступеня пошкоджень коренів, кожна з лопаток бітерного валу охоплена петлеподібною гумовою накладкою, для демпфування ударних навантажень при виконанні технологічного процесу.

З метою зменшення енерговитрат при викопуванні коренеплодів розроблений дисковий копач, привід робочих органів в якому, здійснюється від блоку циліндричних зубчатих передач 3 через карданні вали 2, редуктор з конічною зубчастою передачею 5 на активні диски 4 (рис.3.4а). Пасивні диски 1 встановлені з аналогічними кутами розкилу, як і активні. Однак, активні диски ексцентрично (величина ексцентриситету "е") закріплені на привідних осях копачів, причому кожен наступний активний диск зміщений в колісовому напрямку відносно попереднього. Таке зміщення забезпечує почергову зміну глибини заглиблення активних дисків, що знижує осьові зусилля від тиску ґрунту в зв'язку із зменшенням загальної площі контакту

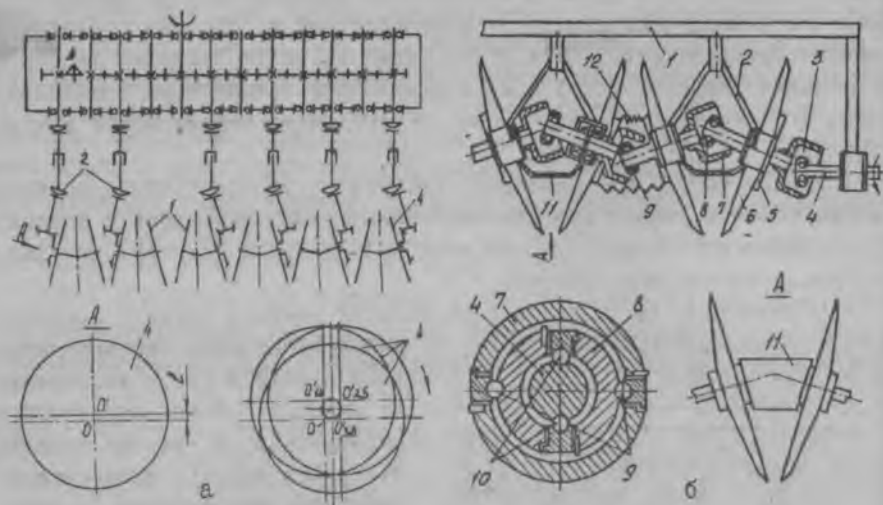


Рис.3.4. Компонувальні схеми дискових викопувальних пристроїв

робочій поверхні з ґрунтом.

Дане технічне рішення може знайти широке застосування в дискових викопувальних пристроях, в яких відношення $\lambda = U_d/U_m = 1,5 \dots 2,2$, оскільки значне перевищення лінійної швидкості периферії диска порівняно з швидкістю машини забезпечує гарантоване підкопування коренеплодів на необхідній глибині.

Однією з проблем, що виникає при конструюванні дискових копачів є привід активного сферичного диска, оскільки, як відомо, його вертикальна і горизонтальна осі утворюють відповідно кути розвалу і атаки з вертикальною площиною, що проходить вздовж рядків. Застосування 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 гігроскопічним приводом (рис.3.4б). Він складається з рами 1, до якої за допомогою кронштейнів 2 прикріплені підшипникові вузли 3 з

привідними валами 4. На валах жорстко встановлені ступиці 5, на яких механічно закріплені викопувальні диски 6. Вузел з'єднання валів складається із зовнішньої півмуфти 7 взаємозв'язаної з проміжним кільцем 8 за допомогою пари діаметрально розташованих кульок 9. В свою чергу проміжне кільце сприймає крутний момент від привідного валу через іншу пару кульок 10, розташовану в площині перпендикулярній до площини, що проходить через пару кульок 9. Вузли з'єднання валів закриті кожухами: жорстким 11 (всередині кожуха) і гнучким 12 (між кожухами).

В процесі роботи, крутний момент від одного валу до іншого передається через вузол їх з'єднання. За рахунок того, що пари кульок розташовані у взаємоперпендикулярних 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 рядових рядків, викопують коренеплоди і подають на сепаруючий пристрій.

Послідовний привід дисків, стабільність плеча передачі крутного моменту, велика площа контакту елементів зачеплення забезпечує зменшення металомісткості пристрою, підвищує його надійність і довговічність в порівнянні з відомими технічними рішеннями.

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

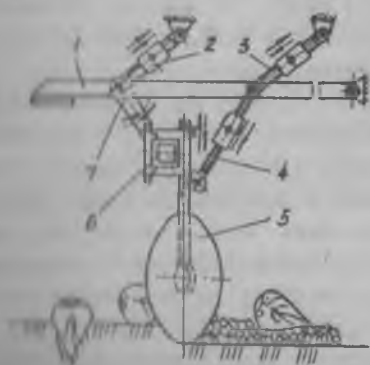


Рис. 3.9. Пасивний підкопувачий диск (кут атаки), механічно

з метою забезпечення широкодіапазонного регулювання положення пасивного диска розроблений викопувачий робочий орган, що складається з шарнірно розташованої піврами 1, з'єднаної з основною рамою за допомогою регульованих тяг 2, 3 (рис. 3.5). Пасивний диск 5 з можливістю регулювання вертикального положення і кута повороту відносно вертикальної осі (кут атаки), механічно

закріпленій на поперечному брусі 6, який в свою чергу взаємозв'язаний з поворотною 7 і регульованою тягою 4.

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

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

Для зменшення енерговитрат, розроблений новий робочий орган роторного підбирача коренеплодів з горизонтальною віссю обертання (рис.3.6) [22,66, 84]. Він складається з трубчатого валу 1, на

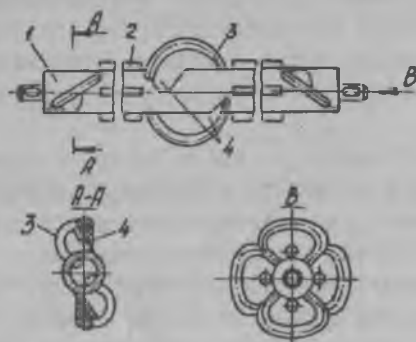


Рис.3.6. Роторно-гвинтовий підбирач коренеплодів

якому в по черговому порядку рівномірно по колу закріплені горизонтальні прутки 2 і гвинтові сегментні елементи 3. Сегментні елементи виконані у вигляді прутків, що мають форму гвинтової дуги і закріплені на валу вільними кінцями. Зазор, який утворений між валом і внутрішньою поверхнею прутків закритий пластиною 4. Її поверхня виконана у вигляді прямого гелікоїда, твірна якого своєю передньою частиною

(за напрямком обертання) торкається поверхні 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 мішряддя. За копаками залишаються борозни, по яких перемицаються сегментні елементи, профіль яких аналогічний профілю борозни. Горизонтальні прутки при цьому розташовуються в мішряддях, 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 1 можливе встановлення бітерного валу 2 (рис.3.7) [32], який гумовими лопатками 3 переводить викопані коренеплоди на сепаруючі робочі органи 4.

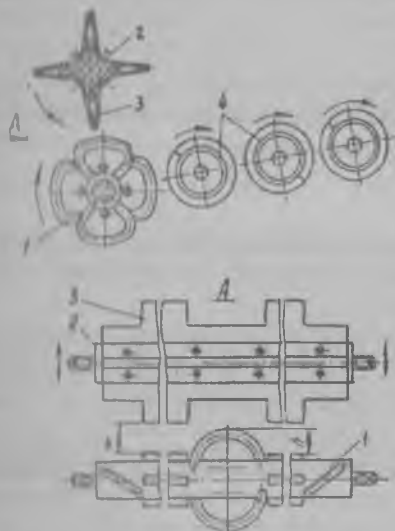


Рис.3.7.Компонувальна схема горизонтально-роторного підбирача

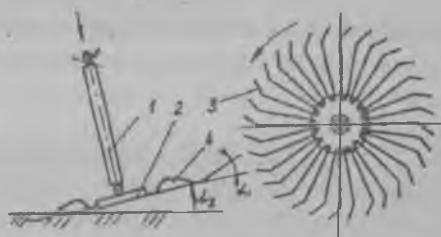


Рис.3.8.Робочий орган вертикально-роторного підбирача

Підкопані пасивними дисками коренеплоди, також можуть підбиратись з поверхні ґрунту вертикально-роторним робочим органом [39; 39] (рис.3.8). 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 енергозатрат при врізанні робочого органу в ґрунт, вільні кінці прутків підігнуті в сторону робочої поверхні ротора під кутом α_1 ближчим до кута α_2 нахилу ротора.

В процесі роботи ротора, коренеплоди захоплюються з поверхні ґрунту кінцями прутків і транспортуються в зону вивантаження. При переміщенні, корені перекочуються по прутках, що забезпечує їх інтенсивне очищення від землі і рослинних залишків.

4. СИНТЕЗ ОЧИСНИКІВ КОРЕНЕПЛОДІВ

При синтезі очисних пристроїв бурякозбиральних машин основною умовою є мінімальне пошкодження коренеплодів, яке в першу чергу залежить від трьох основних критеріїв: жорсткості основи сепаратора; жорсткості несучих елементів і площі 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 їх високого ступеню сепарації від землі і рослинних залишків.

Для вирішення даної проблеми, кореням необхідно надати максимальну можливу велику лінійні і обертові переміщення при їх проходженні в руслі очисних пристроїв.

Структурно-схемний векторний синтез очисників коренеплодів представлений в таблиці 4.1. Робочі органи характеризуються наступними параметрами: C_0 - жорсткість основи сепаратора; C_n - жорсткість несучих елементів; S_k - 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 напрямку швидкості руху коренеплодів U_{z1} відповідно його активного прокручування в процесі сепарації.

Максимальну площину контакту, при високих характеристиках жорсткості основи і несучого елемента забезпечить виконання робочого органу у вигляді суцільної рифової труби, з однаковою товщиною поперечного перетину (схема 3). При цьому сумарний вектор напрямку швидкості коренеплодів буде суттєво змінюватись в залежності від зони контакту продукту з робочим органом.

<p>①</p> <p>②</p> <p>③</p>	<p>внук з зер- тлалевим ребром</p>		<p>сепаратор з еліптич- ми валами</p>
<p>④</p> <p>⑤</p>	<p>внук з похилим ребром</p>		<p>сепарувача ротор з го- ризонталь- ним бітер- ним валом</p>
<p>⑥</p> <p>⑦</p>	<p>спіральний вал</p>		<p>сепарувача ротор з вертикаль- ним бітер- ним валами</p>
<p>⑧</p> <p>⑨</p>	<p>внук з про- вним дуго- подібним ребром</p>		<p>спірально- стрічковий очисник</p>

Синтез сепарувачих пристроїв

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 є застосування у вигляді основи, сепаруючих еліптичних трубчатих валів, однойменні осі яких в почерговому порядку встановлені у взаємноперпендикулярних площинах (схема 5). Направлення потоку коренеплодів здійснюють еластичні фартухи, розташування яких спочатку сприяє розведенню купи коренеплодів в сторону периферії валів, а далі їх зведенню в сторону вивантаження. Характер руху буряків від дії еліптичних валів і направляючих фартуків (відповідно U_0 і U_n) зображено на схемі 5. В цьому випадку жорсткість направляючих елементів є мінімальною, а площа контакту основи S_k і направляючого фартука S_k^* 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 є середньою. Аналогічними параметрами характеризуються площини їх контакту з коренеплодами. Сумарні напрямки векторів U_x сприяють відведенню коренеплодів в периферійну зону транспортування (схема 6), а також інтенсифікують процес завантаження повздовжніх транспортерів (схема 7).

Активна сепарація коренеплодів 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 елеватора. Різностороннє обертання еластичних шнеків призводить до зміни напрямку сумарного вектора руху коренеплодів, при їх транспортуванні.

Незважаючи на конструктивну складність виконання такого робочого органу, він характеризується найбільш сприятливими параметрами жорсткості при мінімальних пошкодженнях коренеплодів в процесі їх взаємодії з робочими органами.

Конструктивне виконання вищенаведених напрямків вдосконалення очисних пристроїв, представлено на рис. 4.1 - 4.9.

Сепарацію коренеплодів від землі і рослинних залишків забезпечує очисний шнековий вал з різностороннім напрямком навивання

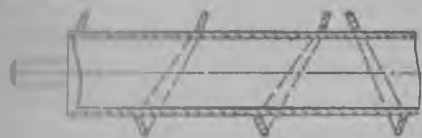


Рис. 4.1. Очисний шнековий вал

похилої спіралі (рис.4,1). В процесі роботи, похиле ребро більшої площі взаємодіє з коренеплодами і надає їм активного обертowego руху при переміщенні, що сприяє як зменшенню ступеня пошкодження бур'янів, так і підвищує їх сепарацію від землі.

Для поперечного переміщення коренеплодів розроблений транспортно-очисний пристрій [83], робочий орган якого зображений на рис.4.2. Його характерною особливістю є механічне кріплення на багатограних спарених пластинах і еластичних елементів 2.

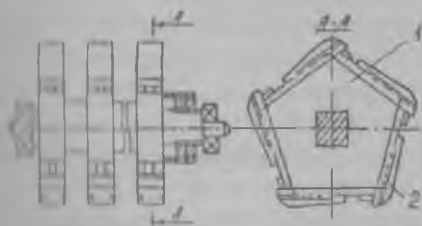


Рис. 4.2. Кулачковий вал

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 бур'янами відбувається виключно через еластичні елементи, що суттєво зменшує ступінь їх пошкодження.

Підвищення якості сепарації забезпечує пристрій [68], в якому під робочою ланкою пруткового транспортера і розташовані два шнеки з щітковою еластичною гвинтовою поверхнею 2 (рис.4.3). Осі обертання шнеків, зміщені відносно своїх центральних осей, які в свою чергу діаметрально розташовані одна відносно одної. Напрямок обертання шнеків зустрічний, а їх поверхня обмежена щітками 3

При переміщенні вздовж полотна транспортера, коренеплоди отримують від дії еластичних щіток, додаткові поперечні зміщення,

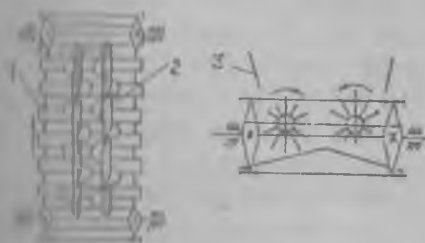


Рис. 4.3. Стрічково-гвинтовий очисник

При переміщенні вздовж полотна транспортера, коренеплоди отримують від дії еластичних щіток, додаткові поперечні зміщення,

що значно підвищує їх ступінь сепарації. Цитки запобігають випаданню коренів з зони транспортування.

В процесі роботи поперечних шнекових очисних пристроїв, коренеплоди спочатку розводяться в сторону периферійних зон сепаратора, а далі зводяться шнековими вальцями для завантаження повздовжніх транспортерів. З метою зменшення ступеня пошкодження коренів при їх переводі з розвідних шнеків 1 на звідні 2, на вільних кінцях розвідних шнеків закріплені додаткові сектори спіралі 3, діаметр яких перевищує діаметр витків основної спіралі, а кут нахилу α_1 є більшим від кута нахилання α_2 секторів 3 (рис.4.4) [26].

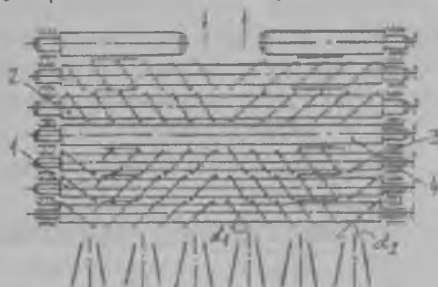


Рис.4.4. Шнековий очисник

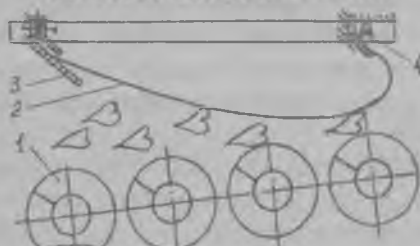


Рис.4.5. Очисник з демпфуючим екраном

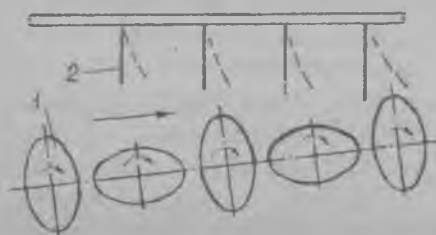


Рис.4.6. Еліпсний очисник

Такі співвідношення вибрані з метою гарантованого перекидання, скупчення по периферії сепаруючого пристрою, коренеплодів секторами спіралі через проміжний валець 4.

Розташування над очисними шнеками і еластичних замкнутих фартухів 2 (рис.4.5), з однієї сторони зменшує ступінь пошкодження коренеплодів (пружне демпфування ударних взаємодій), а з іншої - підвищує ступінь сепарації продукту, оскільки коренеплоди проходять більший шлях в руслі очисника [30]. При цьому, в залежності від врожайності і умов роботи, висота провисання і кут нахилу еластичного фартуха регулюється прокладками 3 і механізмом 4 зміни його довжини.

Виконання очисних валів і еліпсними [10], з розташованими над ними направляючими фартухами 2 (рис.4.6), забезпечує низьку ступінь пошкодження коренеплодів, в зв'язку з великими площами контакту очисних

валів, а також високою еластичністю направляючих елементів 2. По мірі транспортування коренеплодів, прохідне січення, утворене між обертовими валами і вільними кінцями фартухів зменшується, оскільки зменшується кількість землі в купі буряків.

Вирок 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° до горизонтальної площини, з метою підведення повздовжніх транспортерів в зону вивантаження очисних пристроїв. Однак такі великі кути нахилу роторів не задовільняють стабільності транспортування продукту, особливо при роботі машин у вологих ґрунтово-кліматичних умовах.

Для усунення вищевказаних недоліків в центральній і вивантажувальній технологічних зонах сепараторів необхідно інтенсифікувати процес переміщення коренеплодів.

Так на рис. 2.7а [24] зображений роторний транспортно-очисний пристрій, який складається з двох паралельно розташованих роторів, виконаних у вигляді закріплених до основи 2 радіальних впріх 1, рівномірно розташованих по колу основи ротора. По периметрі роторів встановлені направляючі решітки 3. Зі сторони вивантажувальної частини, під ротором, з виходом над повздовжнім транспортером 4 розташовані транспортні решітки 5. В центральній частині над повздовжнім транспортером і робочою поверхнею роторів встановлені 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.

В процесі роботи коренеплоди з рівня землі захоплюються кінцями впріх 1 і транспортуються в зону вивантаження. Шнек, центральна частина якого розташована паралельно до площини ротора, обертаючись, своїми еластичними пластинами направляє потік коренеплодів в зону вивантаження. Для забезпечення зосередженого напрямку потоку, кут нахилу кожної з еластичних пластин відносно гвинтової лінії зміщується в сторону подачі продукту (на рис. 4.7а характерний зображений системою векторів).

Наявність додаткових еластичних гвинтових активізаторів в

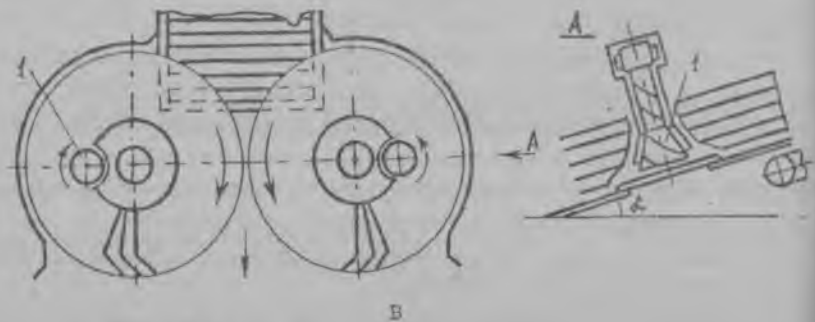
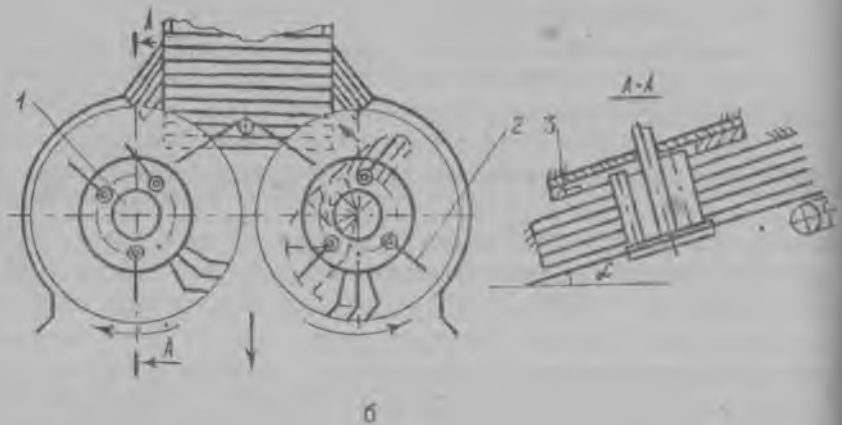
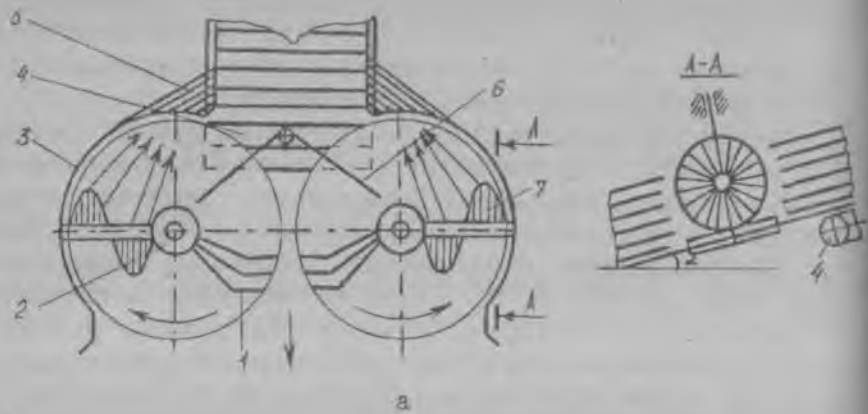
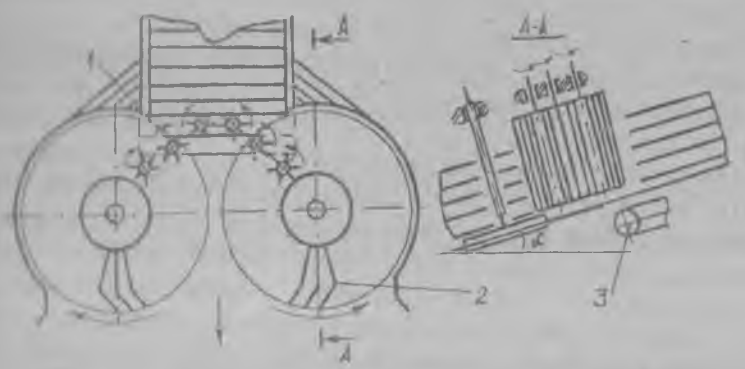
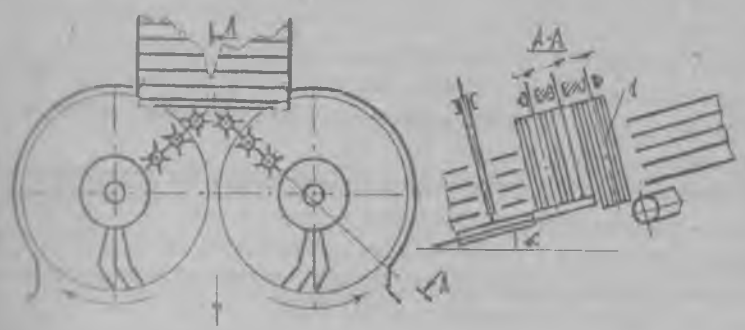


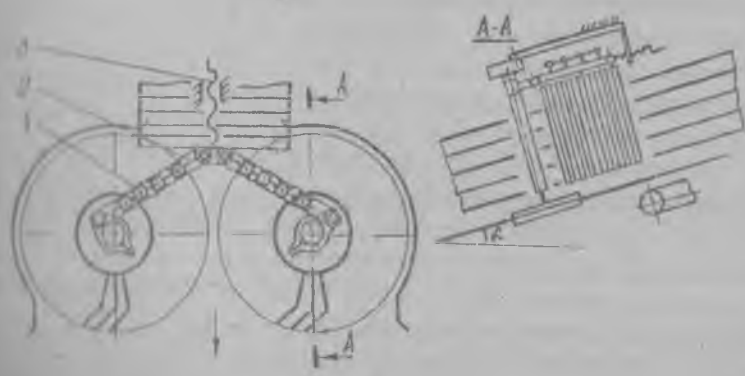
Рис. 4.7. Двороторні сепаруючі пристрої



а



б



в

Рис.4.8. Дистрибуторні сепаруючі пристрої

центральної частині двороторного сепаруючого пристрою значно інтенсифікує процес транспортування коренеплодів.

Іншим способом підвищення транспортуючої спроможності двороторних систем є встановлення на основі і роторів шарнірно закріплених направляючих прутків 2 (рис.2.7б) [67], які при обертанні здійснюють плоскопаралельне переміщення в зоні завантаження повздовжніх транспортерів. Такий рух прутків забезпечується тим, що їх шарнірна основа за допомогою поворотного механізму взаємодіє з копіром 3, розташованим у вертикальній частині роторів.

Для зменшення ступеню пошкоджень коренеплодів направляючі прутки виконані з жорсткої основи і пружинного зовнішнього кошука.

В іншому варіанті (рис.4.7в) [25], в центральній технологічній зоні в одній площині з роторами вертикально закріплені привідні еластичні шнеки 1, вісь обертання яких паралельна до валів роторів. З метою інтенсифікації процесу транспортування, нижня частина вертикальних шнеків виконана у формі конуса, оберненого до основи ротора, а його положення у поперечному напрямку регулюється механізмом фіксації.

Направлення потоку купи коренеплодів на повздовжній транспортер забезпечують розташовані в ряд, в зоні вивантаження, вертикальні бітери 1 з еластичними лопатками, які встановлені над шпихами 2 роторів і мають напрямок обертання, аналогічний до напрямку обертання сепаратора (4.8а) [54].

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.

З метою зміцнення завантажувального пристрою від осі обертання очисних пристроїв, для забезпечення більшої висоти кліренсу робочих органів коренезбиральної машини, а також з метою зменшення втрат коренеплодів, крайні очисні бітерні вали 1 (рис.4.8б) виконані більшої висоти і розташовані нижче площини роторів [56].

Вибір найбільш оптимального місця розташування активних стінок при роботі сепаруючого пристрою в різних ґрунтово-кліматичних умовах, забезпечує монтування вертикальних бітерів 1 на поворотних балках 2, поверхня яких відносно центральних осей ротора регулюється центральним гвинтовим механізмом 3 (рис.4.8в) [55].

Підвищення ступеню сепарації коренеплодів від землі і рос

линий залишків, шляхом збільшення їх шляху проходження в руслі робочого органу, забезпечує трироторний очисний пристрій [23;38], який зображений на рис.4.9. Він складається з пари розташованих роторів-підбирачів 1 і передаточного ротору 2, робочі зони яких обведені стаціонарними 3 і поворотними 4 решітками. Положення роторів-підбирачів, в залежності від умов роботи, відносно передаточного ротора фіксується за допомогою регульованих тяг 5.

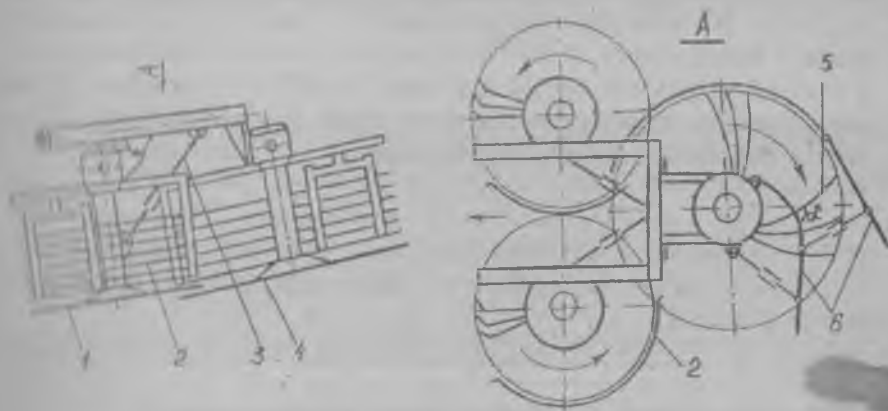


Рис.4.9. Трироторний очисник коренеплодів

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 шпих в кут близький до 90 град. Таке виконання направляючої решітки суттєво зменшує пошкодження коренеплодів при їх зміщенні на повздовжній транспортер в зв'язку з виключенням заціплення продукту між активними і пасивними робочими органами сепаратора.

Результати конструкції двороторних і трироторних сепарушчих пристроїв при експериментальних дослідженнях по визначенню їх функціонально-експлуатаційних параметрів агрегатувались з коренезбиральними машинами КС-6Б, КС-6В і КС-6Б-05. Результати випробовування представлені в наступних розділах.

5. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ДИСКОВОГО КОПАЧА

Для дослідження процесу викопування побудуємо математичну модель дискового копача. Формалізований опис робочої поверхні диска у власній системі координат можна представити як поверхню сфери, обмежену площиною, з утворенням робочої кромки у вигляді кола. Нехай власна система координат диска $\tilde{O}x\tilde{y}\tilde{z}$ вибрана таким чином, що центр координат розташований в центрі кола, утвореного кромкою диска копача. Вісь $\tilde{O}y$ співпадає з віссю обертання диска, а вісь $\tilde{O}x$ направлена паралельно землі (рис.5.1). Тоді вісь $\tilde{O}z$ також перетинає кромку диска, а центр сфери S лежить на осі $\tilde{O}y$, на певній віддалі e від центру координат

$$\tilde{y}_c = e = \sqrt{R^2 - r^2},$$

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

У власній системі координат $\tilde{O}x\tilde{y}\tilde{z}$ рівняння сфери диска запишеться у вигляді

$$\tilde{x}^2 + (\tilde{y} - \tilde{y}_c)^2 + \tilde{z}^2 = R^2, \quad (5.1)$$

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

Відповідно рівняння лінії по зовнішньому діаметру диска

$$\begin{cases} \tilde{x}^2 + \tilde{z}^2 = R^2 - \tilde{y}_c^2 = r^2 \\ \tilde{y} = 0 \end{cases} \quad (5.2)$$

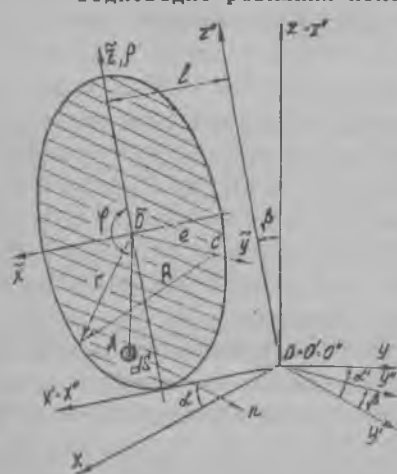


Рис.5.1.Схема для визначення конструктивно-силових параметрів дискового копача

Дослідження взаємодії диска копача з робочим середовищем та коренеплодом доцільно проводити у системі координат, нерухомо з'єднаний 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 копачів. На рис.5.1 також показане взаємне розташування системи координат $\tilde{O}x\tilde{y}\tilde{z}$ та $Ox\tilde{y}z$ і порядок переходу від системи $Ox\tilde{y}z$, шляхом паралельного пере-

ною осей та їх повороту в залежності від геометричного розташування дисків.

Згідно конструкції копачів, площини суміжних дисків (при початковому вертикальному розташуванні) розвернуті одна відносно одної на кут атаки α ($\alpha = 54^\circ$), та нахилені до горизонту під кутом ривалу ($90^\circ - \beta$), де β - кут нахилу площини диска відносно вертикального положення ($\beta = 12^\circ$).

Отже, для переходу від системи координат $Oxyz$ до $O'x'y'z'$ 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 $O''y''$ повернуті навколо осі $O''z''$ на кут α .

Далі від системи координат $O''x''y''z''$, проворотом осей $O''x''$ і $O''y''$ 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 $O'x'y'z'$ шляхом паралельного переносу координат.

Рівняння зв'язку координат системи $O'x'y'z'$ з координатами системи $O''x''y''z''$

$$\begin{cases} X'' = \tilde{X} + l \\ Y'' = \tilde{Y} \\ Z'' = \tilde{Z} + z \end{cases} \quad (5.3)$$

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

Рівняння зв'язку координат системи $O''x''y''z''$ та $O'x'y'z'$

$$\begin{cases} X' = X'' \\ Y' = Y'' \cos \beta - Z'' \sin \beta \\ Z' = Y'' \sin \beta - Z'' \cos \beta \end{cases} \quad (5.4)$$

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

$$\begin{cases} X = X' \cos \alpha + Y' \sin \alpha \\ Y = Y' \cos \alpha - X' \sin \alpha \\ Z = Z' \end{cases} \quad (5.5)$$

Отже в загальному випадку із врахуванням рівнянь (5.3), (5.4)

$$\begin{cases} X = Y' \cos \beta \sin \alpha - (\tilde{Z} + z) \sin \beta \sin \alpha + (X + l) \cos \alpha \\ Y = Y' \cos \beta \cos \alpha - (\tilde{Z} + z) \sin \beta \cos \alpha - (X + l) \sin \alpha \\ Z = Y' \sin \beta + (\tilde{Z} + z) \cos \beta \end{cases} \quad (5.6)$$

При необхідності зворотніх перетворень рівняння зв'язку матиме вигляд

$$\begin{cases} \tilde{X} = X \cos \alpha - Y \sin \alpha - l \\ \tilde{Y} = Y \cos \alpha \cos \beta + X \sin \alpha \cos \beta + Z \sin \beta \\ \tilde{Z} = Z \cos \beta - Y \cos \alpha \sin \beta + X \sin \alpha \sin \beta - z \end{cases} \quad (5.7)$$

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

$$\begin{aligned} & (X \cos \alpha - Y \sin \alpha - l)^2 + (Y \cos \alpha \cos \beta + X \sin \alpha \cos \beta + \\ & + Z \sin \beta - \sqrt{R^2 - z^2})^2 + (Z \cos \beta - Y \sin \beta \cos \alpha + \\ & + X \sin \alpha \sin \beta - z)^2 - R^2 = 0 \end{aligned} \quad (5.8)$$

Координати центра сфери C в системі $Oxyz$

$$\begin{cases} Y_c = \sqrt{R^2 - z^2} \cos \alpha \cos \beta - z \cos \alpha \sin \beta - l \sin \alpha \\ X_c = \sqrt{R^2 - z^2} \sin \alpha \cos \beta - z \sin \alpha \sin \beta + l \cos \alpha \\ Z_c = \sqrt{R^2 - z^2} \sin \beta + z \cos \beta \end{cases} \quad (5.9)$$

Після спрощень, рівняння (5,8) в системі $Oxyz$ запишеться

$$(X - X_c)^2 + (Y - Y_c)^2 + (Z - Z_c)^2 = 0$$

де X_c , Y_c , Z_c - виражаються залежностями (5.9).

Рівняння кола (5.2) зовнішнього краю диска прийме вигляд

$$\begin{cases} (X \cos \alpha - Y \sin \alpha - l)^2 + (Z \cos \beta - Y \cos \alpha \sin \beta + X \sin \alpha \sin \beta - z)^2 - z^2 = 0 \\ X \sin \alpha \cos \beta - Y \cos \alpha \cos \beta + Z \sin \beta = 0 \end{cases} \quad (5.10)$$

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

Якщо в системі координат $Oxyz$ початкова швидкість вороху, що попадає на копач рівна 0, і викопувчий робочий орган (тобто система $Oxyz$) рухається із швидкістю комбайна V_k , то в системі $Oxyz$ початкова швидкість коренеплідів рівна $(-V_k)$.

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

В системі координат $Oxyz$ диска виділимо полярну систему $\tilde{O}r\varphi$ де вісь $\tilde{O}r$ співпадає з віссю $\tilde{O}z$, як показано на рис.5.1, тобто площини $\tilde{O}r\varphi$ та Oxz співпадають, тоді всі інші точки поверхні диска опишуться параметрами $r\varphi$ та z , зв'язаними залежностями

$$z = \tilde{y} = \sqrt{R^2 - z^2} - \sqrt{R^2 - \rho^2} \quad (5.11)$$

В першому наближенні, при розгляді деяких енергосилових параметрів процесу викопування, можна вважати, що диск розташований в площині \tilde{Oxz} , тобто $\tilde{y} = 0$.

Якщо прийнемо, що початкове значення напрямку осі Op паралельно осі \tilde{Oz} , то координати будь-якої точки поверхні диска з параметрами ρ, φ будуть рівними

$$\begin{cases} \tilde{X} = \rho \sin \varphi \\ \tilde{y} = \sqrt{R^2 - z^2} - \sqrt{R^2 - \rho^2} \\ \tilde{Z} = \rho \cos \varphi \end{cases} \quad (5.12)$$

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

$$\begin{aligned} V_x &= \dot{\tilde{X}} = \rho \omega \cos \varphi; \\ V_y &= 0; \\ V_z &= \dot{\tilde{Z}} = -\omega \rho \sin \varphi. \end{aligned} \quad (5.13)$$

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

$$\begin{aligned} \dot{X}_c &= \rho \omega (\sin \varphi \sin \beta \sin \alpha + \cos \varphi \cos \alpha); \\ \dot{Y}_c &= \rho \omega (\sin \varphi \sin \beta \cos \alpha - \cos \varphi \sin \alpha); \\ \dot{Z}_c &= -\rho \omega \sin \varphi \cos \beta. \end{aligned} \quad (5.14)$$

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

В системі \tilde{Oxyz} направляючі косинуси нормалі визначимо з умов, що нормаль проходить через центр сфери.

Напрямок вектору нормалі до точки A сфери з координатами (ρ, φ) буде задаватись направляючими косинусами.

В системі \tilde{Oxyz}

$$\begin{aligned} \tilde{\alpha}_{n1} &= \frac{\tilde{X}_c - \tilde{X}_a}{R}, \quad \tilde{\alpha}_{n2} = \frac{\tilde{Y}_c - \tilde{Y}_a}{R}, \quad \tilde{\alpha}_{n3} = \frac{\tilde{Z}_c - \tilde{Z}_a}{R}, \\ \tilde{\alpha}_{n1} &= -X_a/R = -\rho_a \sin \varphi_a / R; \\ \tilde{\alpha}_{n2} &= \sqrt{R^2 - z^2} - Y_a / R = \sqrt{1 - \rho_a^2 / R^2}; \\ \tilde{\alpha}_{n3} &= -Z_a / R = -\rho_a \cos \varphi_a / R. \end{aligned} \quad (5.15)$$

В системі $Oxyz$ напрям нормалі до поверхні сфери

$$\begin{aligned} \alpha_{n1} &= X_c - X_a / R; \\ \alpha_{n2} &= Y_c - Y_a / R; \\ \alpha_{n3} &= Z_c - Z_a / R. \end{aligned} \quad (5.16)$$

Координати центру $x_c y_c z_c$ описуємо залежностями (5.9), а точки A - залежностями (5.6) при $\tilde{x} = \tilde{x}_a; \tilde{y} = \tilde{y}_a; \tilde{z} = \tilde{z}_a$. Тоді направляючі косинуси нормалі визначаються

$$\begin{aligned} \alpha_{n1} &= -\sqrt{1 - \frac{p_a^2}{R^2}} \sin \alpha \cos \beta - \frac{p_a \cos \varphi \sin \alpha \sin \beta}{R} + \frac{p_a \sin \varphi \cos \varphi}{R} \\ \alpha_{n2} &= -\sqrt{1 - \frac{p_a^2}{R^2}} \cos \alpha \cos \beta - \frac{p_a \cos \alpha \sin \beta \cos \varphi}{R} - \frac{p_a \sin \varphi}{R \sin \alpha} \\ \alpha_{n3} &= -\sqrt{1 - \frac{p_a^2}{R^2}} \sin \beta + \frac{p_a}{R} \cos \varphi \cos \beta \end{aligned} \quad (5.17)$$

На координатні площини $\tilde{x} \tilde{y}$, $\tilde{y} \tilde{z}$, $\tilde{z} \tilde{x}$ елементарна площинка ds буде проектуватись

$$\begin{aligned} dS_{\tilde{x}\tilde{y}} &= \tilde{\alpha}_{n3} dS; \\ dS_{\tilde{y}\tilde{z}} &= \tilde{\alpha}_{n1} dS; \\ dS_{\tilde{z}\tilde{x}} &= \tilde{\alpha}_{n2} dS. \end{aligned} \quad (5.18)$$

а на координатні площини системи $Oxyz$

$$\begin{aligned} dX dY &= dS_{xOy} = \alpha_{n3} dS \\ dS_{yOz} &= \alpha_{n1} dS; \quad dS_{xOz} = \alpha_{n2} dS \end{aligned}$$

На поверхню копачів в точці A з елементарною площинкою ds діє нормальна сила тиску p_{xyz} , яка є функцією координат $\tilde{x}\tilde{y}\tilde{z}$ і при встановленому процесі викопування та не змінному в часі 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 залежить від часу.

Тоді рівнодійна нормальних складових частин по всій поверхні контакту s

$$N = \iint \rho_{xyz} \tilde{n}_{xyz} dS \quad (5.19)$$

а її проекції на координатні осі будуть рівні

$$N_x = \alpha_{n1} N = \iint_S p d\alpha_{n1} dS = \iint_{S_{yOz}} p dS_{yOz} = \iint p dy dz; \quad (5.20)$$

$$N_y = \alpha_{n2} N = \iint_{S_{xOz}} p dx dz; \quad N_z = \alpha_{n3} N = \iint_{S_{xOy}} p dx dy.$$

В загальному випадку задача визначення розподілу контактних напружень під взаємодії ґрунту з поверхнею копачів надзвичайно складна, тому, враховуючи незначну опуклість сферичної поверхні програмно моделюємо першого наближення, в якій копачі представлені як плоскі диски, тобто поверхня дисків співпадає з координатною площиною OXY і нормаль n до поверхні диска в лійбій точці має один напрямок із направляючими косинусами

$$\alpha_{n1} = \alpha_3 = 0; \quad \alpha_{n2} = 1;$$

$$\alpha_{n1} = \cos\beta \sin\alpha;$$

$$\alpha_{n2} = \cos\alpha \cos\beta;$$

$$\alpha_{n3} = \sin\beta.$$

В цьому випадку рівнодійна нормальних складових буде мати

$$N = p_{cp} S, \quad \text{де } p_{cp} = \iint_S p dS / S \quad (5.21)$$

Площина зони контакту із копачем заглибленим на величину Δh_0 (як площа сегмента висотом $\Delta h = \Delta h_0 / \cos\beta$ і радіусом r).

Враховуючи, що в диску зроблені вікна для просипання ґрунту, а також те, що ґрунт та коренеплоди піднімаються разом із диском, то діюча площа контакту буде значно відрізнятись від розрахованої. Тому замість залежності для сегмента доцільніше використувати наступну залежність

$$S = \sqrt{2z \Delta h} \cdot \Delta h, \quad (5.22)$$

де z — це два основні параметри: радіус диска R та величину заглиблення Δh .

Відповідно проєкція рівнодійної на осі визначається

$$\begin{aligned} N_x &= p_{cp} \cos\beta \sin\alpha \sqrt{2z \Delta h_0^3 / \cos^3\beta} \\ N_y &= p_{cp} \cos\alpha \cos\beta \sqrt{2z \Delta h_0^3 / \cos^3\beta} \\ N_z &= p_{cp} \sin\beta \sqrt{2z \Delta h_0^3 / \cos^3\beta} \end{aligned} \quad (5.23)$$

При активному робочому диску поверхня диску завжди випередує ґрунт. Тому сили тертя будуть направлені протилежно вектору відносної швидкості точки поверхні копача відносно ґрунту.

Прийнемо в першому наближенні швидкість вороху в системі $Oxyz$

$$\dot{X}_t = -V_k; \dot{Y}_t = 0; \dot{Z}_t = 0$$

Тоді в системі $Oxyz$:

$$\begin{aligned} \tilde{X}_{tp} &= -V_k \cos \alpha; \\ \tilde{Y}_{tp} &= -V_k \sin \alpha \cos \beta; \\ \tilde{Z}_{tp} &= -V_k \sin \alpha \sin \beta \end{aligned} \quad (5.24)$$

Відносна швидкість копача буде рівною

$$\begin{aligned} V_{\tilde{x}} &= \tilde{X}_t - \tilde{X}_{tp} = \rho \omega \cos \varphi + V_k \cos \alpha; \\ V_{\tilde{z}} &= \tilde{Z}_t - \tilde{Z}_{tp} = -\rho \omega \sin \varphi + V_k \sin \alpha. \end{aligned} \quad (5.25)$$

Відповідно дотичні напруження від сил тертя для точки з координатами $\rho(\tilde{x}_1; \tilde{z}_1)$; $\varphi(\tilde{x}_1; \tilde{z}_1)$ визначаються

$$\begin{aligned} \tilde{\tau}_x &= -M \rho V_{\tilde{x}} / V_0; \\ \tilde{\tau}_z &= -M \rho V_{\tilde{z}} / V_0, \end{aligned} \quad (5.26)$$

де $V_0 = \sqrt{V_{\tilde{x}}^2 + V_{\tilde{z}}^2}$ - абсолютна величина швидкості довільної точки А $(\tilde{x}_1; \tilde{z}_1)$ відносно ґрунту; M - коефіцієнт тертя копача до ґрунту.

Тоді

$$\begin{aligned} \tilde{\tau}_x &= - \frac{M \rho (\rho \omega \cos \varphi + V_k \cos \alpha)}{\sqrt{(\rho^2 \omega^2 + V_k^2 + 2 \rho \omega V_k \cos(\varphi + \alpha))}}; \\ \tilde{\tau}_z &= \frac{M \rho (\rho \omega \sin \varphi - V_k \sin \alpha)}{\sqrt{(\rho^2 \omega^2 + V_k^2 + 2 \rho \omega V_k \cos(\varphi + \alpha))}}. \end{aligned} \quad (5.27)$$

Відповідно за напрямком осей системи $Oxyz$ складові τ визначаються

$$\begin{aligned} \tau_x &= -M \rho (\cos \alpha (\rho \omega \cos \varphi + V_k \cos \alpha) - \sin \alpha \times \\ &\times (\rho \omega \sin \varphi - V_k \sin \alpha)) / \sqrt{\rho^2 \omega^2 + V_k^2 + 2 \rho \omega V_k \cos(\varphi + \alpha)} = \\ &= M \rho (\rho \omega \cos(\varphi + \alpha) + V_k) / \sqrt{\rho^2 \omega^2 + V_k^2 + 2 \rho \omega V_k \cos(\varphi + \alpha)}; \\ \tau_y &= M \rho (\rho \omega \cos(\alpha + \varphi)) / \sqrt{\rho^2 \omega^2 + V_k^2 + 2 \rho \omega V_k \cos(\varphi + \alpha)}; \\ \tau_z &= M \rho (\rho \omega \sin \varphi - V_k \sin \alpha) / \sqrt{\rho^2 \omega^2 + V_k^2 + 2 \rho \omega V_k \cos(\varphi + \alpha)} \end{aligned} \quad (5.28)$$

Діє в напрямку осі Ox діє сила тертя, величина якої рівна

$$F_x = \iint M \rho ((\cos \alpha (\rho \omega \cos \varphi + V_K \cos \alpha) - \sin \alpha (\rho \omega \sin \varphi - V_K \sin \alpha)) / \sqrt{\rho^2 \omega^2 + V_K^2 + 2 \rho \omega V_K \cos(\varphi + \alpha)}) dS \quad (5.29)$$

Враховуючи те, що кут φ змінюється в незначному діапазоні $\alpha \pm \Delta h / 2$, то наближене обчислення інтегралу дасть значення

$$F_x = M \rho_{cp} k_x \sqrt{\frac{2\varphi(\Delta h)^3}{\cos^3 \beta}} \cos \alpha, \quad (5.30)$$

де k_x — коефіцієнт приведення: $k_x \approx 1 - \frac{\Delta h}{2}$.

Таким чином в напрямку осі Ox будуть діяти сили N_x та F_x . Показавши складовими від різання ґрунту, які направлені в основному по осі Oz та динамічними складовими, складаємо рівняння сил, що діють на копач по осі Ox .

$$-2N_x + 2F_x + Q_x = 0 \quad (5.31)$$

де Q_x — реакція опори копача, на якому розташовані два диски.

Із врахуванням (5.29) та (5.30) отримаємо

$$2M \rho_{cp} k_x \cos \alpha \sqrt{\frac{2\varphi(\Delta h)^3}{\cos^3 \beta}} + 2M \rho_{cp} k_x \cos \alpha \sqrt{\frac{2\varphi(\Delta h)^3}{\cos^3 \beta}} + Q_x = 0 \quad (5.32)$$

Значення ρ_{cp} через цілий ряд причин визначити дуже важко. Так теоретичне визначення ρ_{cp} практично неможливе через похибки реологічної моделі буряків із шаром ґрунту, що підлягає викопуванню. Крім цього існуючі реологічні моделі не враховують зміну властивостей викопуваної маси, просипання ґрунту через вікна в копачах та забори між дисками і т.д.

Тому оцінити величину ρ_{cp} можна за стендовим чи польовим випробуваннями за значенням сили осьової реакції Q_x опори копача чи крутного моменту M на дисках. Так при польових випробуваннях експериментально визначені осьові зусилля Q_x при різних величинах переміщення дисків і їх кутових та поступальних швидкостях.

При відомому значенні Q_x можна визначити середнє значення тиску на диску копача

$$\rho_{cp} = \frac{Q_x}{2 \sqrt{2\varphi} \left(\frac{\Delta h}{\cos \beta}\right)^3 (\cos \beta \sin \alpha - M k_x \cos \alpha)} \quad (5.33)$$

Визначив середнє значення тиску ρ_{cp} на робочому органі, можна

знайти крутний момент приводу копача

$$M \approx \iint \mu p_{cp} \rho dS = \mu p_{cp} \sqrt{2z} \left(\frac{\Delta h}{\cos \beta} \right)^3 \left(z - \frac{\Delta h}{2 \cos \beta} \right) \quad (5.34)$$

Із залежностей (5.33) і (5.34) зв'язок між величиною прийнятого моменту, прикладеного до одного диска і реакцією опори копача Q_x комбайну по осі Ox має вигляд

$$M = \frac{\mu Q_x (z - \Delta h / 2 \cos \beta)}{2 (\cos \beta \sin \alpha - \mu k_x \cos \alpha)}, \quad (5.35)$$

де μ - коефіцієнт тертя між поверхнею копача і ґрунтом.

Залежність (5.35) пов'язує величини Q та M , які можна перевірити в результаті польових випробувань і уточнити такі параметри як μ та k_x . Проведені теоретичні дослідження можуть знайти застосування при проектуванні нових типів дискових копачів, з метою вибору їх оптимальних конструктивно-силових параметрів.

6. ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ КОПАЧІВ З ВЕРТИКАЛЬНИМ АКТИВНИМ ДИСКОМ

При проектуванні нових типів викопувальних органів коренезбиральних машин першочерговим завданням є забезпечення взаємозв'язку між їх конструктивними та технологічними параметрами з метою уникнення підрізання і втрат коренеплодів.

Для надійного виконання технологічного процесу викопувальним пристроєм, активний диск якого розташований у вертикальній площині (рис.3.2а) необхідно, щоб величини зон врізання дисків в землю H_D і найменшого зазору Δ_k між ними відповідали агровимогам $H_D = 150 \dots 180$ мм; $\Delta_k = 36 \dots 40$ мм.

При визначенні взаємозв'язку між конструктивними та технологічними параметрами такого дискового копача, розглянемо схему, зображену на рис.6.1. У випадку коли кут атаки рівний нулю (граничні значення кутів α' проставлені по периферії схеми) кут розвалу β у проекції на фронтальну площину OXY є максимальним. В процесі повертання викопувального 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 ,

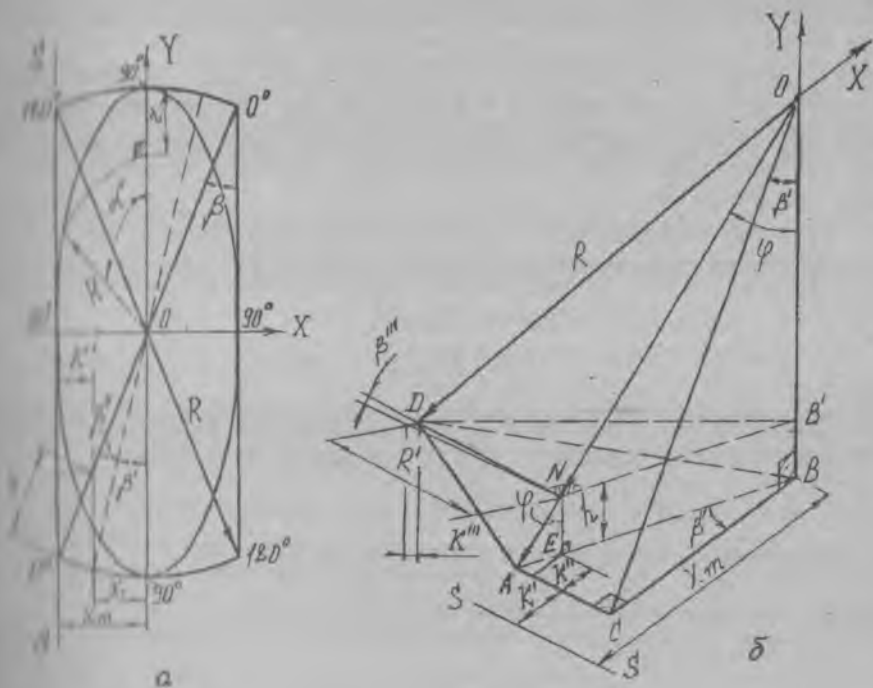


Рис. 6.1. Схеми до визначення конструктивно-технологічних параметрів копача з вертикальним диском

які визначаються з умови

$$z = R(1 - \cos \alpha) \quad (6.1)$$

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

$$K' = R(1 - \cos \alpha) \sin \beta \quad (6.2)$$

Відношення між абсолютними та біжучими величинами, зображеними на рис. 6.1а, при провороті диска на кут α визначається із рівнянь

$$\begin{aligned} X_7 &= X_m - K' = R \sin \beta \cos \alpha; \\ X_7 &= R \sin \beta'; \\ \beta &= \beta' + \beta'' \end{aligned} \quad (6.3)$$

$$\sin \beta' = \sin \beta \cos \alpha$$

При повертанні відносно осі OX на кут α' і заглибленні диска в землю на величину h , очевидним є те, що точка перетину периферії диска з горизонтальною площиною ґрунту буде віддалятися від площини $S-S$ на величину $K' + K''$ (рис. 6.16). На рисунку зображено: DN – лінія перетину диска з поверхнею ґрунту; OB – вертикаль, що проходить через центр диска; CB – проекція AB на площину OXY .

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

$$K'' = h \operatorname{tg} \varphi \cos \beta'' \quad (6.4)$$

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

$$K''' = R' \sin \beta''' \quad (6.5)$$

Величина R' визначається з трикутників OAD і ADN

$$R' = \sqrt{R^2 - (R - h / \cos \varphi)^2} \quad (6.6)$$

Кут β''' розраховується

$$\beta''' = \beta \sin \alpha \quad (6.7)$$

Підставляючи рівняння (6.6) і (6.7) в (6.5) отримаємо

$$K''' = \sqrt{R^2 - (R - h / \cos \varphi)^2} \sin(\beta \sin \alpha) \quad (6.8)$$

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

$$H_D = K' + K'' + K''' + \Delta_k \quad (6.9)$$

Підставляючи в рівняння (6.9) залежності (6.2), (6.4) і (6.8) отримаємо систему рівнянь для визначення H_D

$$\begin{cases} H_D = R(1 - \cos \alpha) \sin \beta + h \operatorname{tg} \varphi \cos \beta'' + \\ + \sqrt{R^2 - (R - h / \cos \varphi)^2} \sin(\beta \sin \alpha) + \Delta_k \\ \varphi = \arcsin(\sin \beta' / \cos \beta'') \\ \beta' = \arcsin(\sin \beta \cos \alpha) \\ \beta = \beta' + \beta'' \end{cases} \quad (6.10)$$

7. ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРУ РУХУ КОРЕНЕПЛОДУ ПО РОБОЧИХ ПОВЕРХНЯХ ГОРИЗОНТАЛЬНО-РОТОРНОГО ПІДБИРАЧА

Для сортів коренеплодів цукрових буряків, значна частина го-
дівки яких виступає над землею, при роботі на легких ґрунтах, а
також при збиранні кормових буряків, досить ефективною є кон-
структивно-технологічна схема процесу викопування пасивний диск-ак-
тивний роторний підбирач.

З метою зменшення енерговитрат, на АТ "ТеКЗ", розроблений
новий робочий орган роторного підбирача коренеплодів з горизон-
тальною віссю обертання, детальний опис якого приведений в розді-
лі 3 (рис. 3.6). Попереду підбирача розташовується пасивний диск,
який викопує коренеплоди вкладає їх в рядки і міжряддя. За ко-
рочками залишаються борозни, по яких переміщуються сегментні ло-
патки, з профілем, аналогічним до профілю борозни. Активний ро-
торний підбирач захоплює викопані коренеплоди і подає їх на очис-
ний пристрій.

Для визначення конструктивно-технологічних параметрів ротор-
ного підбирача коренеплодів звернемося до розрахункової схеми,
зображеної на рис. 7.1. Основною метою теоретичних розрахунків є
визначення залежностей, які пов'язують зону підбору коренеплодів
і зону проходу лопаток L_{cb} до її виходу з поверхні ґрунту, з
конструктивними та технологічними параметрами робочого органу.

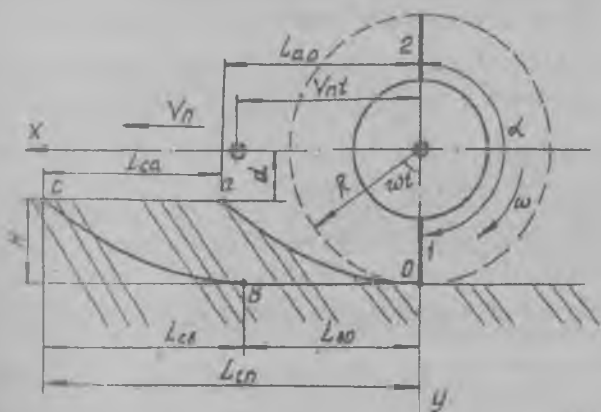


Рис. 7.1. Схема до визначення конструктивно-технологічних параметрів роторного підбирача

При цьому якісний підбір коренеплодів відбуватиметься при виконанні наступної умови

$$L_{CB} > L_{CA} ; L_{CA} > K \quad (7.1)$$

де K – середньостатистична відстань між коренеплодами в рядку ($K = 20 \dots 25$ см).

Виконання умови (7.1) забезпечить підбір кожною лопаткою, що найменше одного коренеплоду, що практично виключить можливість забивання робочого органу.

Для визначення зони проходу лопаткою підбирача складемо рівняння руху кінця лопатки 1 в параметричному вигляді

$$\begin{aligned} X_1 &= V_n t + R \sin \omega t; \\ Y_1 &= R \cos \omega t, \end{aligned} \quad (7.2)$$

де V_n – поступальна швидкість підбирача; R – радіус обертання периферії лопатки; ω – кутова швидкість підбирача. Траєкторію вільного кінця лопатки 1 опише крива oa . Периферійна зона лопатки 2 опише аналогічну криву, але зміщену в напрямку V_n на величину

$$X_B = V_n t_0 = V_n \alpha / \omega, \quad (7.3)$$

де α – центральний кут між лопатками.

Тоді рівняння руху кінця лопатки 2 прийме вигляд

$$\begin{aligned} X_2 &= V_n t + R \sin(\omega t - \alpha); \\ Y_2 &= R \cos(\omega t - \alpha) \end{aligned} \quad (7.4)$$

Траєкторією периферії лопатки 2 буде крива bc . Зона проходу лопаткою підбирача в проекції на вісь X рівна

$$L_{CB} = L_{CO} - L_{BO} \quad (7.5)$$

Абсцису т. C знайдемо з умови

$$\begin{aligned} Y_c &= d = R \cos(\omega t_c - \alpha); \\ \cos(\omega t_c - \alpha) &= d/R; \\ t_c &= [\alpha + \arccos(d/R)]/\omega \end{aligned} \quad (7.6)$$

Тоді

$$X_c = V_n t_c + R \sin(\omega t_c - \alpha) \quad (7.7)$$

Оскільки

$$\sin(\omega t_c - \alpha) = \sqrt{R^2 - d^2}/R \quad (7.8)$$

в кінцевому результаті отримаємо

$$L_{cb} = L_{ao} = V_n [\alpha + \arccos(d/R)] / \omega + \sqrt{R^2 - d^2} = V_n [\arccos(d/R)] + \sqrt{R^2 - d^2} \quad (7.9)$$

Зона підбору коренеплодів L_{ca} аналогічна до величини L_{bo}

$$L_{bo} = L_{ca} = V_n \alpha / \omega \quad (7.10)$$

Таким чином вибір конструктивно-технологічних параметрів підбирача коренеплодів необхідно проводити, користуючись наступною системою рівнянь

$$\begin{cases} L_{ao} > L_{ca} > K \\ L_{ao} = V_n [\arccos(d/R)] + \sqrt{R^2 - d^2} \\ L_{ca} = V_n \alpha / \omega \end{cases} \quad (7.11)$$

Враховуючи те, що величина заглиблення ротора підбирача в ґрунт знаходиться в межах 30...40 мм (виходимо з величини заглиблення підкопувачих робочих органів) і при аналізі системи рівнянь (7.11) не суттєво впливає на зону проходу лопатки L_{cb} (максимальне підхилення L_{cb} в межах 5%), то при розрахунках приймаємо $H = 35$ 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 $\alpha = 180$ град.

При аналізі системи рівнянь (7.11), величини змінних конструктивно-технологічних параметрів знаходяться в межах: $V_n = (1.4...2.2)$ м/с; $\omega = (30...50)$ с⁻¹; $R = (80...120)$ мм.

В процесі дослідження впливу кожного параметру на величини L_{ao} і L_{ca} інші параметри будуть незмінними, а їх абсолютні величини відповідно рівні: $V_n = 1.8$ м/с; $\omega = 40$ с⁻¹; $R = 90$ мм.

Результати розрахунків представлені у вигляді графічних залежностей, зображених на рис.7.2. Користуючись отриманими даними, внаслідок підбору можна вибрати необхідні конструктивно-технологічні параметри роторних підбирачів коренеплодів з врахуванням умови (7.11).

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.

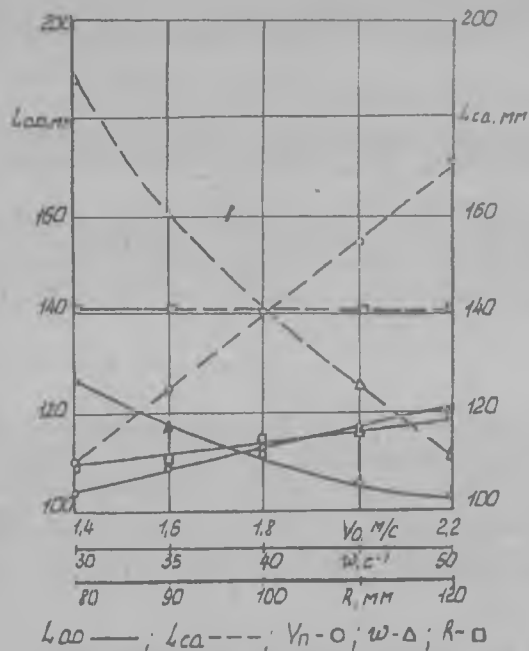


Рис.7.2. Характер впливу U_0 , N , R на технологічні параметри горизонтально-роторного підбирача

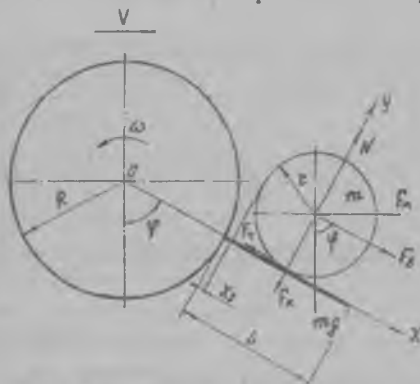


Рис.7.3. Розрахункова схема взаємодії підбирач - коренеплід

Для визначення закону руху коренеплоду по робочій поверхні лопатки підбирача розглянемо розрахункову схему, яка зображена на рис.7.3. На ній приведені наступні позначення: R - радіус валу підбирача; r - радіус коренеплоду; L - довжина лопатки; x - бічне значення переміщення кореня вздовж лопатки; ω - кутова швид-

мість обертання валу; v - поступальна швидкість енергетичного за-
соц; φ - кут повороту лопатки; N - нормальна реакція від дії ло-
патки; F_k - коріолісова сила; F_v - відцентрова сила; F_t - сила
тертя; F_n - сила підпору від дії розрихленого ґрунту (при $\varphi > 90^\circ$,
 $I_n = 0$).

Враховувачи складну конфігурацію коренеплоду, при різній орі-
єнтації на поверхні лопатки, а також виходячи з міркувань спро-
щення моделі прийнемо що коренеплід тільки ковзає по поверхні ло-
патки без врахування його перекочування. При цьому уточнення от-
риманих результатів може бути досягнуте вибором відповідних зна-
чень коефіцієнтів опору переміщенню коренеплідів.

Загальне рівняння руху коренеплоду відносно осі Ox запишеть-
ся у вигляді

$$m\ddot{X} = F_b - F_t + mg \cos \varphi - F_n \sin \varphi \quad (7.12)$$

Розпишемо кожен із складників рівняння

$$F_b = m\omega^2 (R + z + X_s); \quad (7.13)$$

$$F_k = 2m\omega \dot{X}_s; \quad (7.14)$$

$$F_t = Nf + 2\beta \dot{X}_s; \quad (7.15)$$

$$\varphi = \varphi_0 + \omega t, \quad (7.16)$$

де f - коефіцієнт сухого тертя; β - коефіцієнт в'язкого тертя;
 φ_0 - початковий кут захоплення коренеплоду лопаткою.

В процесі роботи, коренеплід буде зміщуватись по робочій
поверхні лопатки, доки його центр не співпадає з краєм лопатки.

Початкові умови руху коренеплоду визначаються моментом його
причеплення кореня на лопатку. Прийнемо цей час рівним нулю. Тоді
 $\varphi' = \omega$; $X_s = X_0$; $\dot{X}_s = -V \sin \varphi_0$.

Спроектуюемо, сили, що діють на коренеплід на вісь Y

$$N = F_k + mg \sin \varphi + F_n \cos \varphi \quad (7.17)$$

Підставимо рівняння (7.13), (7.14), (7.15) в (7.12)

$$m\ddot{X}_s = m\omega^2 (R + z + X_s) - (2m\omega \dot{X}_s + mg \sin \varphi + F_n \cos \varphi)f - 2\beta \dot{X}_s + mg \cos \varphi - F_n \sin \varphi \quad (7.18)$$

Після перетворень рівняння руху коренеплоду (7.18) запишеть-

ся у вигляді

$$m \ddot{X}_s + 2(m\omega + \beta) \dot{X}_s - m\omega^2 X_s = m\omega^2(R+z) + mg(\cos\varphi - f\sin\varphi) - F_n(f\cos\varphi + \sin\varphi) \quad (7.19)$$

Для знаходження розв'язку рівняння (7.19) необхідно визначити загальний та частковий розв'язки і просумувати їх.

Загальний розв'язок знаходиться через корені алгебраїчного характеристичного рівняння

$$mK^2 + 2(m\omega + \beta)K - m\omega^2 = 0 \quad (7.20)$$

Звідки

$$K_{1/2} = -(\omega + \frac{\beta}{m}) \pm \sqrt{(\omega + \frac{\beta}{m})^2 + \omega^2} \quad (7.21)$$

а тому загальний розв'язок можна представити у вигляді

$$X_1 = Ae^{K_1 t} + Be^{K_2 t}, \quad (7.22)$$

де А і В - постійні інтегрування, що знаходяться з початкових умов.

Частковий розв'язок рівняння шукаємо у формі правої частини

$$X_2 = E + F\sin\varphi + G\cos\varphi \quad (7.23)$$

Враховуючи, що $\dot{\varphi} = \omega$, після підстановки X_2 у рівняння руху отримаємо

$$\begin{aligned} & -m\omega^2(F\sin\varphi + G\cos\varphi) + 2(m\omega + \beta) \cdot \\ & + \omega(F\cos\varphi - G\sin\varphi) - m\omega^2(E) - \\ & - m\omega^2 E = m\omega^2(R+z) + (mg - F_n f)\cos\varphi - (mgf + F_n)\sin\varphi \end{aligned} \quad (7.24)$$

Звіди подібні члени, та розділивши їх за функціями часу, визначимо

$$\begin{aligned} E &= -(R+z) \\ G &= \frac{mg + F_n f - 2(m\omega^2 + \beta\omega)F}{-2m\omega^2} \\ F &= \frac{2(mgf + F_n)m\omega^2 + 2(m\omega^2 + \beta\omega)(mg - F_n f)}{4m^2\omega^4 + 4(m\omega^2 + \beta\omega)^2} \end{aligned} \quad (7.25)$$

Тоді рівняння руху матиме вигляд

$$X = X_1 + X_2 = Ae^{K_1 t} + Be^{K_2 t} + E + F\sin\varphi + G\cos\varphi \quad (7.26)$$

Підставимо початкові умови

$$\dot{X}_0 = A + B + E + F \sin \varphi_0 + G \cos \varphi_0 \quad (7.27)$$

Похідна, тобто швидкість руху коренеплоду по лопатці запишеться у вигляді

$$\begin{aligned} \dot{X}_S &= K_1 A e^{K_1 t} + K_2 B e^{K_2 t} + \omega (F \cos \varphi - G \sin \varphi) - \\ &- V \sin \varphi_0 = K_1 A + K_2 B + \omega (F \cos \varphi_0 - G \sin \varphi_0) \end{aligned} \quad (7.28)$$

Звідси

$$\begin{aligned} A &= X_0 - E - G \cos \varphi_0 - F \sin \varphi_0 - B; \\ K_1 (E + G \cos \varphi_0 + F \sin \varphi_0 - X_0) - \omega (F \cos \varphi_0 - G \sin \varphi_0) - V \sin \varphi_0 & \\ & \quad K_2 - K_1 \end{aligned} \quad (7.29)$$

Складна швидкість вильоту коренеплоду рівна векторній сумі складових відносного і переносного руху, що з врахуванням їх перпендикулярності приведе до залежності

$$V_K = \sqrt{\omega^2 (R+L)^2 + \dot{X}_S^2} \quad (7.30)$$

Напрямок (кут кидання) відносно рухомого енергетичного засобу матиме вигляд

$$\alpha_K = \varphi_0 + \arctg \left(\frac{\omega (R+L)}{\dot{X}_S} \right) \quad (7.31)$$

Для надійного підбору коренеплодів необхідно, щоб кут кидання був більший за 180° (відраховувачи 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.

За результатами розрахунків і аналізу рівнянь 7.28 - 7.31 побудовані графічні залежності (рис. 7.4) кута повороту лопатки, при якому відбувається відрив коренеплоду від її робочої поверхні від конструктивних і технологічних параметрів горизонтально-роторного підбирача, а саме: m_K - маси коренеплоду; F_n - зусилля підбору; L - довжини лопатки; φ_0 - початкового кута захоплення коренеплоду; f - коефіцієнту тертя; R_0 - радіусу буряка; ω - кутового швидкості обертання; R - радіусу валу підбирача.

Виримані залежності можуть бути застосовані при проектуванні коренеподібальних машин з аналогічними типами роторно-гвинтових підбирачів коренеплодів.

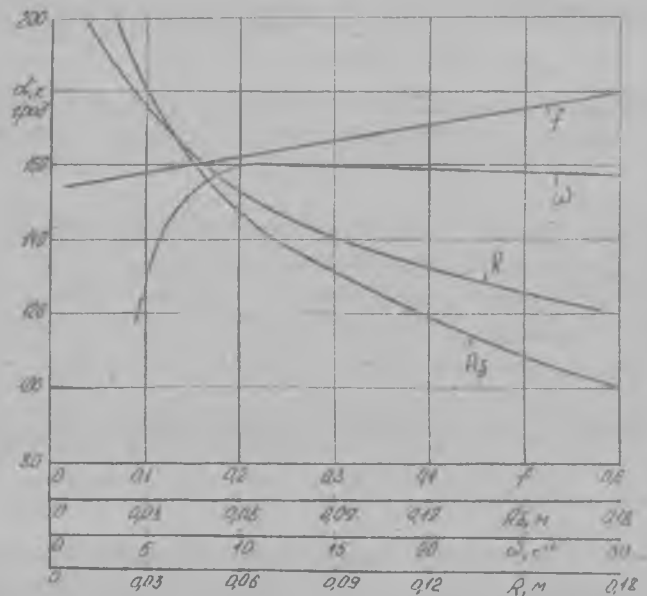
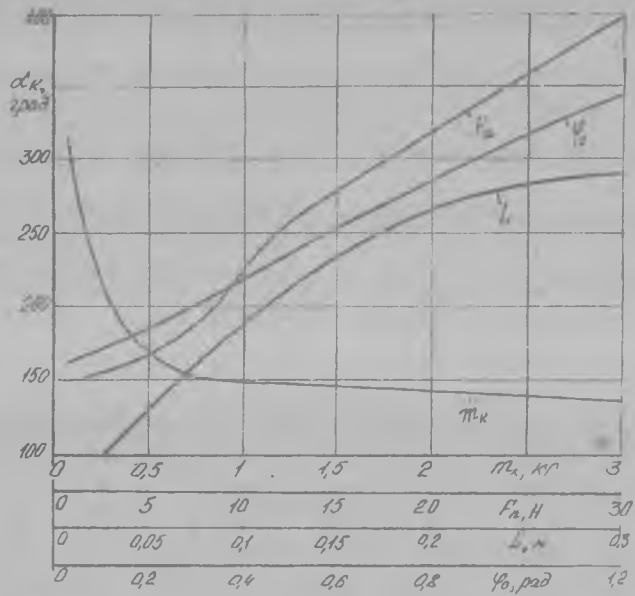


Рис.7.4. Залежність впливу конструктивно-технологічних параметрів підбирача на кут відриву кореня від лопатки

8. ДИНАМІКА ПРИВОДУ ДИСКОВОГО КОПАЧА З ЗАПОБІЖНОЮ МУФТОЮ

Стійкість і відповідно довговічність викопувальних та очисних пристроїв коренеазбиральних машин залежить не тільки від оптимального вибору їх конструктивно-технологічних параметрів але і від точності переривання потоку енергії від двигуна до робочого органу при виникненні критичних навантажень. При цьому на характер спрацювання захисних пристроїв впливають не тільки конструктивна схема розчеплення півмуфт, але і динамічні параметри елементів приводу.

Для визначення процесу розмикання запобіжного пристрою, вмонтованого в привід дискового копача, звернемося до схеми, зображеної на рис.8.1. На ній прийняті наступні зображення: J_1 ; J_2 ; J_3 ; J_4 - моменти інерції мас приводу, приведені відповідно до ведучої ланки, ведучої і веденої півмуфт і ланки, що сприймає момент опору (дискового копача); C_{1n} - приведена жорсткість елементів приводу між двигуном і ведучою півмуфтою (пасова передача, редуктори з конічним та циліндричним зубчатими зачепленнями, опори, з'єднувальні муфти); C_{2n} - приведена жорсткість елементів привода між веденою півмуфтою і дисковим копачем (опори, карданна та конічна редуційна передача); M_d ; M_m ; M_o - відповідно момент крутіння, момент спрацювання запобіжної муфти і момент опору на дисковому копачі; φ_1 ; φ_2 ; φ_3 ; φ_4 - відповідно кути закручування валу двигуна, ведучої, веденої півмуфт, а також диску копача. В залежності від співвідношення мас і жорсткостей вузлів приводу найбільші динамічні навантаження виникають в системі від початку зльоту елементів зачеплення до повного розмикання муфти [40]. На початку цього періоду рух мас J_2 і J_3 можна поділити на дві складові. Їх відносний поворот на певний кут і відносне переміщення мас J_2 на кут виходу з перекриття елементів зачеплення. В цьому випадку динамічні навантаження досягають своїх найбільших значень і суттєво впливають на характер спрацювання муфти.

Рівняння руху приводу дискового копача з запобіжною муфтою записується у вигляді

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{1n} (\varphi_1 - \varphi_2) &= M_d \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + C_{1n} (\varphi_2 - \varphi_1) &= -M_m \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 + C_{2n} (\varphi_3 - \varphi_4) &= M_m \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 + C_{2n} (\varphi_4 - \varphi_3) &= -M_o \end{aligned} \right\} \begin{aligned} (1') \\ (2') \end{aligned} \quad (8.1)$$

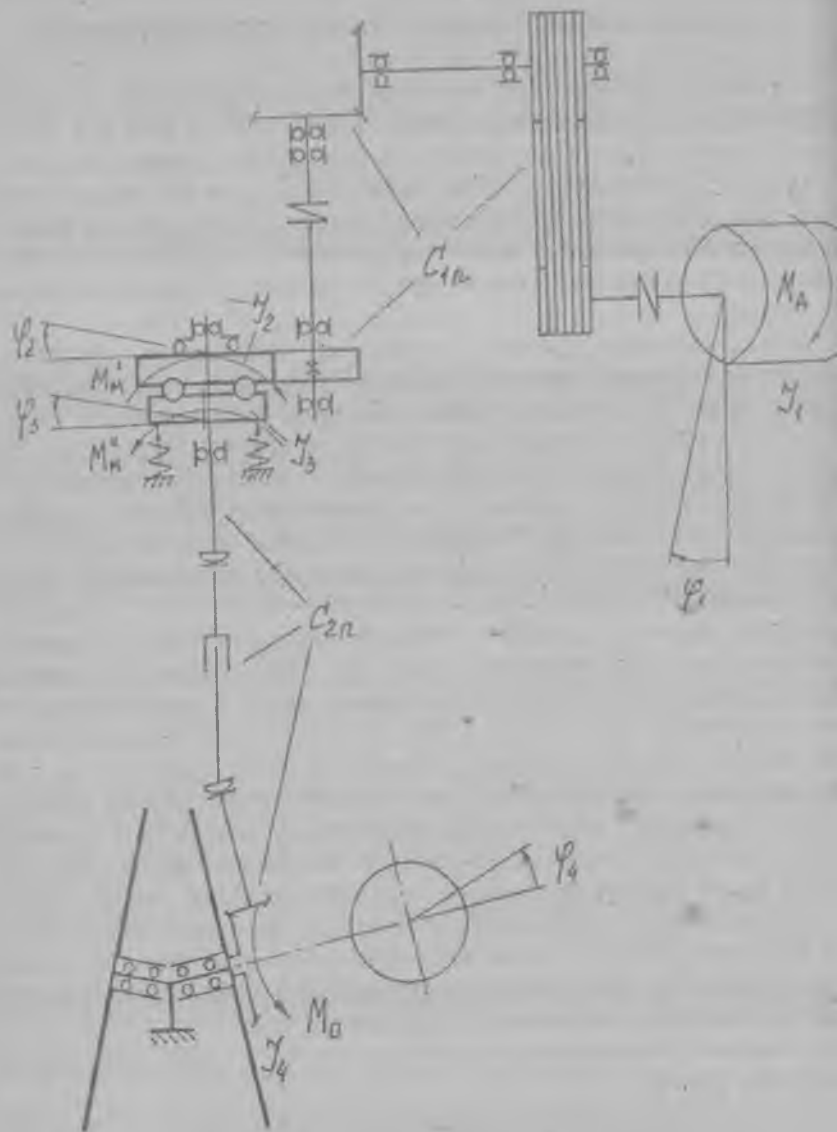


Рис.8.1. Динамічна схема приводу дискового копача з запобіжною муфтою

Зв'язок між масами півмуфт J_2 і J_3 виражається неявно, через момент, що передає муфта M_m , який визначається з умови рівноваги рухомої півмуфти.

Здійснивши перетворення системи диференціальних рівнянь (8.1) різними способами [47; 47], остання прийме спрощений вигляд

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_{в2} + C_{12} \varphi_{в2} / J_{в2} = M_A / J_4 + M_m / J_2 \\ \ddot{\varphi}_{вм} + C_{22} \varphi_{вм} / J_{вм} = M_m / J_3 + M_0 / J_4 \end{cases} \quad (8.2)$$

Розглянемо умову рівноваги рухомої півмуфти під дією на неї сил і моменту, для кулькової запобіжної муфти з елементами зачеплення кулька-лунка [12, 61].

Умова рівноваги рухомої півмуфти прийме наступний вигляд

$$m_g \ddot{X} + cX = p \cdot [\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d] - c\Delta \quad (8.3)$$

де m_g - маса рухомої півмуфти; X - біжуче значення величини осьового зміщення рухомої півмуфти; c - жорсткість пружини; α - кут нахилу лунки; ρ - кут тертя; D - діаметр кола, на якому розташовані кульки; d - середній діаметр розташування шліців; f - коефіцієнт тертя; Δ - попередній натяг пружини.

Залежність між зміщенням півмуфт в коловому напрямку і зміною величини деформації пружини виразиться наступним чином

$$Y = (\varphi_2 - \varphi_3) R = X \operatorname{tg} \alpha,$$

звідки

$$X = (\varphi_2 - \varphi_3) R / \operatorname{tg} \alpha \quad (8.4)$$

Система рівнянь для визначення динамічних навантажень на дисковий копач при роботі приводу із запобіжною муфтою прийме наступний вигляд

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_{в2} + C_{12} \varphi_{в2} / J_{в2} = M_A / J_4 + M_m / J_2 \\ \ddot{\varphi}_{вм} + C_{22} \varphi_{вм} / J_{вм} = M_m / J_3 + M_0 / J_4 \\ \varphi_2 - \varphi_1 = \varphi_{в2} \\ \varphi_3 - \varphi_4 = \varphi_{вм} \\ X = (\varphi_2 - \varphi_3) R / \operatorname{tg} \alpha \\ m_g \ddot{X} + cX = p [\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d] - c\Delta \\ p = M/R \end{cases} \quad (8.5)$$

Вим дослідження характеру спрацювання запобіжних муфт з елементами зачеплення кулька-кулька звернемось до розрахункової схе-

ни механізму розтиску захисного пристрою з автоматичним включенням, зображеного на рис. 12.5.

Умова рівноваги проміжного диску запишеться у вигляді

$$m_2 \ddot{X} + c_1 X = \rho \left[\frac{\Delta + X - \operatorname{tg} \rho \sqrt{d_k^2 - (\Delta + X)^2}}{\sqrt{d_k^2 - (\Delta + X)^2} - \operatorname{tg} \rho (\Delta + X)} - f_1 \right] - [c_1 \bar{\delta}_1 + 2(m_k \omega^2 R_0 + c_2 \bar{\delta}_2) f_2] \quad (8.6)$$

Величина осьового зміщення X проміжного диску визначається з умови

$$X = d_k \sin \alpha = \sqrt{d_k^2 - (\varphi_2 - \varphi_3)^2 R^2} \quad (8.7)$$

Система рівнянь для визначення динамічних навантажень на дисковий копач при роботі приводу із запобіжним муфтов з елементами зачеплення кулька-кулька прийме наступний вигляд

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_{\delta 2} + c_{12} \varphi_{\delta 2} / J_{\delta 2} = M_A / J_1 + M_M / J_2 \\ \ddot{\varphi}_{\delta M} + c_{22} \varphi_{\delta M} / J_{\delta M} = M_M / J_3 + M_0 / J_4 \\ \varphi_1 - \varphi_2 = \varphi_{\delta 2} \\ \varphi_3 - \varphi_4 = \varphi_{\delta M} \\ X = \sqrt{d_k^2 - (\varphi_2 - \varphi_3)^2 R^2} \\ m_2 \ddot{X} + c_1 X = \rho \left[\frac{\Delta + X - \operatorname{tg} \rho \sqrt{d_k^2 - (\Delta + X)^2}}{\sqrt{d_k^2 - (\Delta + X)^2} - \operatorname{tg} \rho (\Delta + X)} - [c_1 \bar{\delta}_1 + 2(m_k \omega^2 R_0 + c_2 \bar{\delta}_2) f_2] \right] \\ P = M_M / R \end{cases} \quad (8.8)$$

Для застосування стандартних програм при розрахунку диференціальних рівнянь методом Рунге-Кутта-Мерсона необхідно систему рівнянь другого порядку привести до першого. При цьому застосовуючи систему рівнянь (8.1), залежності (8.3) і (8.4), визначимо динамічний момент, який виникає при спрацюванні муфти

$$\frac{\ddot{X} \operatorname{tg} \alpha}{R} = \ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3 = \frac{c_{12}}{J_2} \varphi_{\delta 2} - \frac{M_M}{J_2} + \frac{c_{22}}{J_3} \varphi_{\delta M} - \frac{M_M}{J_3}$$

звідки

$$\ddot{X} = \frac{R}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{c_{12}}{J_2} \varphi_{\delta 2} + \frac{c_{22}}{J_3} \varphi_{\delta M} - M_M \left(\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3} \right) \quad (8.9)$$

З іншої сторони \ddot{X} виражається

$$\ddot{X} = -\frac{c}{m_A} X + \frac{M_M}{m_A R} \left[\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d \right] - \frac{c \Delta}{m_A} \quad (8.10)$$

Прирівнюючи рівняння (8.9) і (8.10) визначимо динамічний крутний момент, який передає запобіжна муфта з елементами зачеплення кулька-лунка

$$M_{\mu} = \frac{(\operatorname{tg} \alpha / m_{AR}) (C_{\Delta} + CX) + (C_{1n} \varphi_{\theta 0} / J_2) + (C_{2n} \varphi_{\theta n} / J_3)}{(\operatorname{tg} \alpha / m_{AR} R^2) [\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d] + 1/J_3 + 1/J_4} \quad (8.11)$$

Кінцево, динаміка перевантаженого приводу дискового копача, механічного запобіжною муфтою виражається системою рівнянь

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_{\theta 0} = \omega_{\theta 0} \\ \dot{\omega}_{\theta 0} = -C_{1n} \varphi_{\theta 0} / J_2 + M_{\Delta} / J_1 + M_{\mu} / J_2 \\ \dot{\varphi}_{\theta n} = \omega_{\theta n} \\ \dot{\omega}_{\theta n} = -C_{2n} \varphi_{\theta n} / J_3 + M_{\mu} / J_3 + M_0 / J_4 \end{cases} \quad (8.12)$$

$$X = V \\ V = \left\{ -CX + \frac{M_{\mu}}{R} [\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d] - C_{\Delta} \right\} / m_g$$

$$M_{\mu} = \frac{(\operatorname{tg} \alpha / m_{AR}) (CX + C_{\Delta}) + (C_{1n} \varphi_{\theta 0} / J_2) + (C_{2n} \varphi_{\theta n} / J_3)}{(\operatorname{tg} \alpha / m_{AR} R^2) [\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d] + 1/J_2 + 1/J_3}$$

Початкові умови для вирішення системи рівнянь (8.12) при $t = 0$

$$\begin{aligned} M_{\mu} &= C_{\Delta} R / \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d \\ \varphi_{\theta 0.0} &= J_{\theta 0} / C_{1n} (M_{\Delta} / J_1 + M_{\mu} / J_2) \\ \varphi_{\theta n.0} &= J_{\theta n} / C_{2n} (M_{\mu} / J_3 + M_0 / J_4) \end{aligned} \quad (8.13)$$

На рис. 8.2 представлені графічні залежності динамічного моменту спрацювання муфти M_{μ} , лінійної швидкості V , осьового зміщення X рухомої півмуфти від часу t при $D = 120$ мм; $C = 50$ Н/мм; $\delta = 34$ мм; $f = 0,17$; $C_{1n} = 8000$ Нм/рад; $C_{2n} = 12000$ Нм/рад; $d = 67$ мм; $J_1 = 45$ Нм * сек²; $J_2 = 1,5$ Нм * сек²; $J_3 = 1,2$ Нм * сек²; $J_4 = 40$ Нм * сек².

Аналізуючи характеристики зміни крутного моменту можна констатувати, що збільшення кута нахилу лунки α призводить до відповідного збільшення початкового і кінцевого моменту спрацювання по відношенню зі статичним відключенням півмуфт. Для кута нахилу лунки $\alpha' = 45^\circ$ коефіцієнт динамічності K_d , який визначається відношенням динамічного моменту спрацювання до статичного, складає 1,18, а для $\alpha = 60^\circ$ - 1,08. При цьому зміни лінійних швидкостей V_1 і V_2 , а також осьових зміщень X_1 і X_2 для різних кутів нахилу лунки практично не відрізняються.

На рис. 8.3 зображені залежності зміни кутової швидкості $\omega_{\theta 0}$

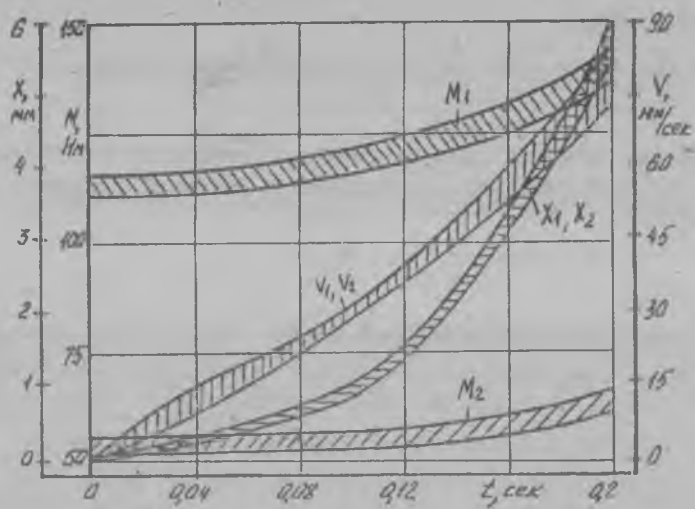


Рис.8.2. Графічні залежності M, X, V від часу спрацювання муфти

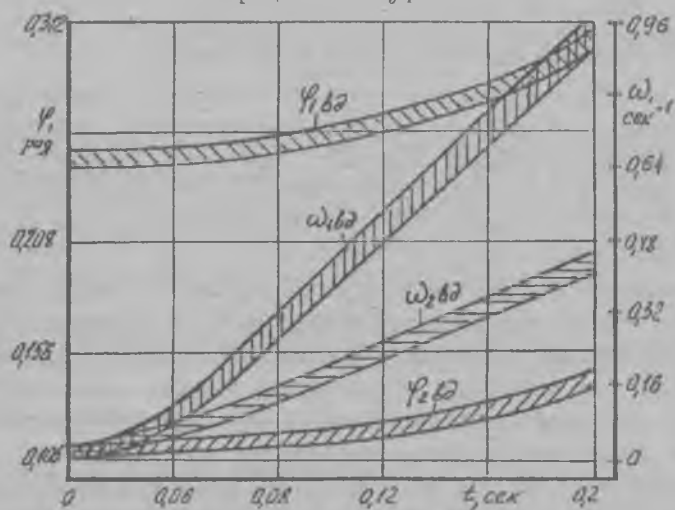


Рис.8.3. Графічні залежності $\varphi_{00}, \omega_{00}$ від часу спрацювання муфти

і кутового переміщення $\varphi_{\theta 0}$ рухомої півмуфти від часу t , з аналізу яких можна зробити висновок про те, що меншою динамічністю характеризуються муфти з великими кутами нахилу лунок.

Аналогічним чином, перетворюючи системи диференціальних рівнянь другого порядку (8.8), що описують динаміку приводу дискового копача із запобіжною муфтою з елементами зачеплення кулька-кулька і застосовуючи рівняння (8.1), (8.6) і (8.7) визначимо динамічний момент, що виникає при спрацюванні захисного пристрою

$$\ddot{X} = \frac{R^2}{\sqrt{d_k^2 - (\varphi_2 - \varphi_3)^2 R^2}} \left\{ \frac{R^2}{(d_k^2 - (\varphi_2 - \varphi_3)^2 R^2} (\varphi_2 - \varphi_3)^2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2 + (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2 + (\varphi_2 - \varphi_3)(\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3) \right\} \quad (8.14)$$

$$\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3 = C_{1n}(\varphi_2 - \varphi_1)/J_1 - M_M/J_1 + C_{2n}(\varphi_3 - \varphi_0)/J_3 - M_M/J_3 \quad (8.15)$$

$$\ddot{X} = M_M/R m_A \left\{ [\Delta + X - \text{tg} \rho \sqrt{d_k^2 - (\Delta + X)^2}] / [\sqrt{d_k^2 - (\Delta + X)^2} - \text{tg} \rho (\Delta + X)] - f_1 \right\} - C_1 X / m_A - [C_1 \bar{d}_1 + 2(m_K \omega^2 R_B + C_2 \bar{d}_2) f_2] / m_A \quad (8.16)$$

Підставляючи значення (8.15) в рівняння (8.14) і прирівнюючи останнє з (8.16) визначасмо динамічний момент спрацювання муфти

$$M_M = \left[\frac{C_1 X}{m_A} + \frac{[C_1 \bar{d}_1 + 2(m_K \omega^2 R_B + C_2 \bar{d}_2) f_2]}{m_A} \right] \frac{R^2}{\sqrt{d_k^2 - (\varphi_2 - \varphi_3)^2 R^2}} \cdot \left\{ \frac{R^2}{\sqrt{d_k^2 - (\varphi_2 - \varphi_3)^2 R^2}} (\varphi_2 - \varphi_3)^2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2 + (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2 + (\varphi_2 - \varphi_3) \cdot [C_{2n}(\varphi_3 - \varphi_0)/J_3 + C_{1n}(\varphi_1 - \varphi_2)/J_1] \right\} / \left\{ (\varphi_2 - \varphi_3)(1/J_1 + 1/J_3) + \frac{\Delta + X - \text{tg} \rho \sqrt{d_k^2 - (\Delta + X)^2}}{\sqrt{d_k^2 - (\Delta + X)^2}} - f_1 \right\} / R m_A \quad (8.17)$$

Початкові умови для розв'язку системи рівнянь при $t = 0$

$$\varphi_{\theta 0} = \frac{J_{\theta 0}}{C_{1n}} \left(\frac{M_A}{J_1} + \frac{M_M}{J_2} \right); \quad \varphi_{20} = 0; \quad \varphi_{40} = \varphi_{\theta 0};$$

$$\varphi'_{\theta 0} = \frac{J_{\theta 0}}{C_{2n}} \left(\frac{M_M}{J_3} + \frac{M_0}{J_4} \right); \quad \varphi'_{40} = 0; \quad \varphi'_{30} = \varphi'_{\theta 0}; \quad (8.18)$$

$$M_M = R \frac{C_1 \bar{d}_1 + 2(m_K \omega^2 R_B + C_2 \bar{d}_2) f_2}{[\Delta X - \text{tg} \rho \bar{z}_2] / [\bar{z}_2 - \text{tg} \rho \Delta X] - f_1}$$

Приймаючи відповідні позначення, система диференціальних рівнянь першого порядку прийме вигляд

$$\begin{aligned}
 & \varphi_{23} = \varphi_2 - \varphi_3 \\
 & \Delta' X = \Delta X \\
 & \sqrt{d_k^2 - (\varphi_2 - \varphi_3)^2} R^2 = z_1 \\
 & \sqrt{d_k^2 - \Delta X^2} = z_2 \\
 & \varphi_1 - \varphi_2 = \varphi_{\theta 2} \\
 & \varphi_3 - \varphi_4 = \varphi_{\theta 4} \\
 & M_M = \left\{ C_1 X / m_A + [C_1 \bar{d}_1 + 2(m_k \omega^2 R_B + C_2 \bar{d}_2) f_2] / m_A - R^2 / z_1 \times R \varphi_{23}^2 / z_1^2 + \right. \\
 & \left. + \varphi_{23}^2 + \varphi_{23} (C_{1n} \varphi_{\theta 2} / J_2 + C_{2n} \varphi_{\theta 4} / J_3) \right\} / \left\{ \varphi_{23} (1/J_2 + 1/J_3) + \frac{\Delta X - t g \rho_2}{z_2 - t g \rho_2 X} f_1 \right\} \quad (8.19) \\
 & \dot{\varphi}_1 = \omega_1 \\
 & \omega_1 = [M_A - C_{1n} \varphi_{\theta 2}] / J_1 \\
 & \dot{\varphi}_2 = \omega_2 \\
 & \omega_2 = [C_{1n} \varphi_{\theta 2} - M_M] / J_2 \\
 & \dot{\varphi}_3 = \omega_3 \\
 & \omega_3 = [M_M - C_{2n} \varphi_{\theta 4}] / J_3 \\
 & \dot{\varphi}_4 = \omega_4 \\
 & \omega_4 = [C_{2n} \varphi_{\theta 4} - M_0] / J_4 \\
 & \frac{X}{V} = \left\{ M_M (\Delta X - t g \rho_2) / (z_2 - t g \rho_2 X) - f_1 \right\} - C_1 X - [C_1 \bar{d}_1 + 2(m_k \omega^2 R_B + C_2 \bar{d}_2) f_2] \}
 \end{aligned}$$

На рис. 8.4 і 8.5 представлені графіки залежності динамічного моменту спрацювання муфти M_M , лінійної швидкості V , осьового зміщення X рухомої півмуфти, зміни кутової швидкості $\omega_{\theta 2}$ і кутового переміщення $\varphi_{\theta 2}$ рухомої півмуфти від часу t при $D = 120$ мм; $C = 110$ Н/мм; $\bar{d}_1 = 8,5$ мм; $C_1 = 60$ Н/мм; $\bar{d}_2 = 6$ мм; $m_k = 1$ кг; $R_B = 60$ мм; $\rho = 6^\circ$; $d_k = 19$ мм; $f = 0,12$; $\rho_1 = 9,6^\circ$; $\beta = 45^\circ$; $C_{1n} = 8000$ Нм/рад; $C_{2n} = 12000$ Нм/рад; $d = 62$ мм; $J_1 = 45$ Нм * сек²; $J_2 = 1,8$ Нм * сек²; $J_3 = 1,3$ Нм * сек²; $J_4 = 40$ Нм * сек².

Аналізуючи дані залежності і зміну статичного крутного моменту визначений коефіцієнт динамічності муфти, величина якого рівна 1,08.

Таким чином проведені дослідження процесу спрацювання запобіжних муфт в приводі дискового копача вказують на те, що при виборі конструктивно-технологічних параметрів типових муфт необхідно враховувати динамічні характеристики приводу, величина яких визначається коефіцієнтом динамічності і становить 1,0...1,5. В порівнянні з традиційними кулачковими і фрикційними муфтами ($K_d = 1,4...1,6$) кулькові є менш динамічними і відповідно характеризуються підвищеною точністю спрацювання.

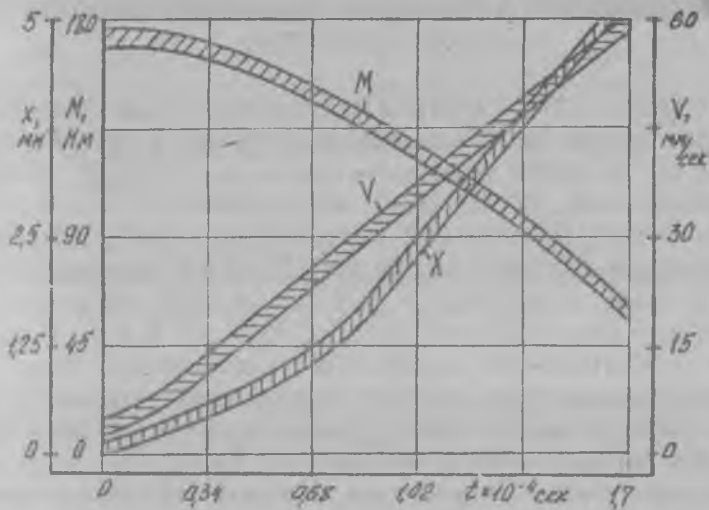


Рис.8.4. Графічні залежності M , X , V від часу спрцювання муфти

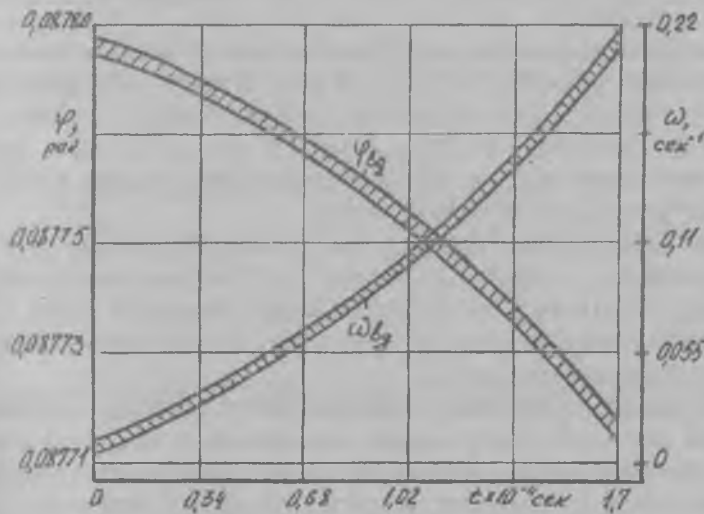


Рис.8.5. Графічні залежності $\varphi_{вд}$, $\omega_{вд}$ від часу спрцювання муфти

9. КОМПОНУВАЛЬНІ СХЕМИ ВИКОПУВАЛЬНО-ОЧИСНИХ ПРИСТРОІВ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Розглянуті в 3 і 4 розділах конструктивні схеми викопувальних та очисних робочих органів знайшли застосування в базових вузлах серійних та дослідних коренезбиральних машин КС-6Б, КС-6Б-01, КС-6Б-02, КС-6Б-05, КС-6В, МКП-6, МКП-4 і МКБ-3.

Так на рис.9.1. зображена компоувальна 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. В зоні виходу коренеплодів з копача, розташований активний бітерний вал 2, який переводить викопані буряки на розвідні шнеки 11. За розвідними шнеками встановлений промішний валець 10 і група звідних шнекових валів 8, кінематично зв'язаних між собою з однаковим напрямком обертання. Напрямок навивання спіралей у звідних і розвідних шнеків є протилежним.

З метою виключення втрат і зменшення 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.

Для забезпечення гарантованого розведення коренеплодів з метою підвищення ступеня їх сепарації, за очисними розвідними шнеками над промішним вальцем розташований демпфуючий екран 9, шарнірно закріплений на рамі і підтиснутий регульованою пружиною 5 в сторону викопувальних дисків.

В процесі виконання 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 промішний валець переводяться на групу звідних шнеків. На звідних шнеках потоки коренеплодів рухаються в зустрічному напрямку для їх завантаження на поведовні елеватори.

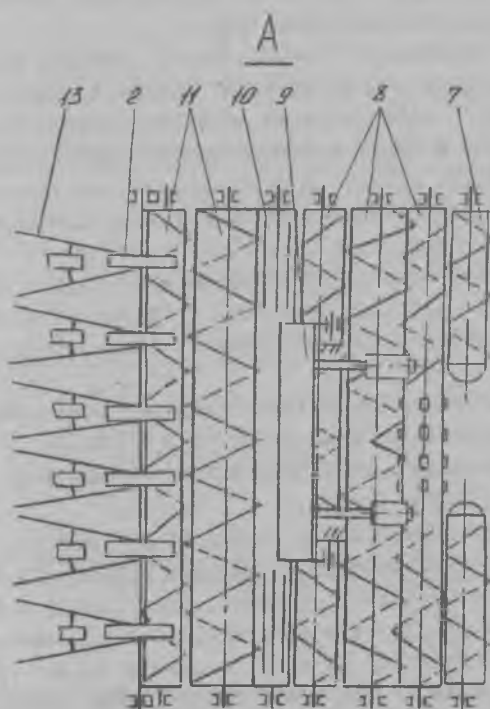
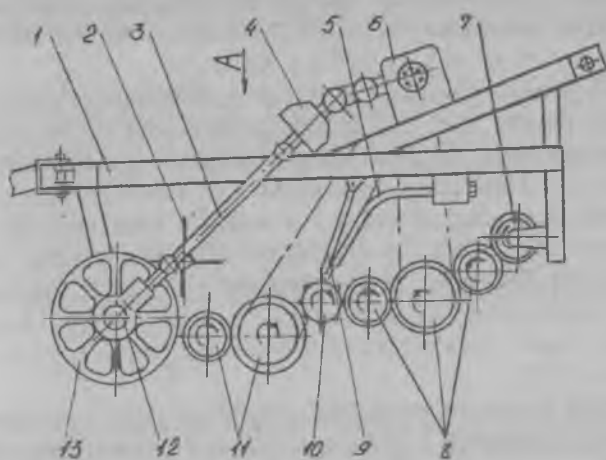


Рис. 9. I. Компонувальна схема дисково-щелевого
викопувально-очисного пристрою

У вище розглянутому викопувально-очисному пристрої застосовані наступні винаходи: А.С.СРСР N1722284; Патент СРСР N1807839; Патенти України NN 9513A; 9537A; 9685A.

Викопувально-очисний пристрій з копачами вібраційного типу зображений на рис.9.2. 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, гвинтові лопатки якого розташовані по осях рядків коренеплодів. Детальний опис горизонтального валу підбирача приведений в розділі 3 (рис.3.6).

Очисний пристрій виконаний у вигляді групи бітерних валів 5 з гумовими пластинами і заднього блоку звідних шнеків 4, конструктивне виконання яких аналогічне з попередньо розглянутим варіантом викопувально-очисного пристрою.

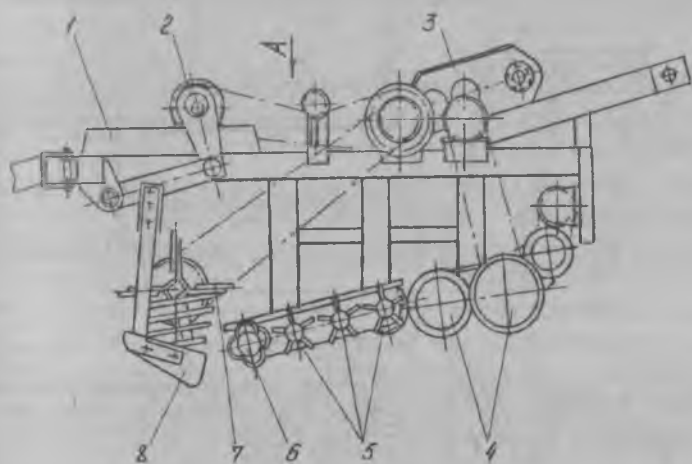
В процесі виконання технологічного процесу викопані корені бітерним валом подаються на очисний пристрій, який активно сепарує їх від землі і завантажує на повітряний елеватор.

Застосування в даній компоновальній схемі роторного валу-підбирача дозволяє суттєво знизити втрати коренеплодів, а попередня сепарація еластичними бітерними валами зменшила ступінь їх пошкоджень.

В розглянутій схемі вібраційного викопувально-очисного пристрою застосовані наступні технічні рішення на рівні винаходів: А.С.СРСР NN 1576017; 1724076; 1667687; Патенти України NN 526; 9685A.

Серійне застосування дисково-шнековий копач-сепаратор знайшов в коренезбиральних машинах КС-6Б і КС-6Б-02, на базі яких в своє чергу проводились випробування і визначались агротехнічні показники вібраційного копача.

Самохідна коренезбиральна машина КС-6Б (рис.9.3) призначена для збирання цукрових буряків, з шириною мішрядь 45 см і працює в комплексі з гичкозбиральною машиною. Вона складається з самохідного шасі, на якому розташовані робочі органи. Основна несуча рама і попереду опирається на міст керованих коліс 12, а позаду - на міст ведучих коліс 7. На рамі розташований силовий агрегат 3, кабіна водія 2, а також гідравлічна і електрична системи машини.



A

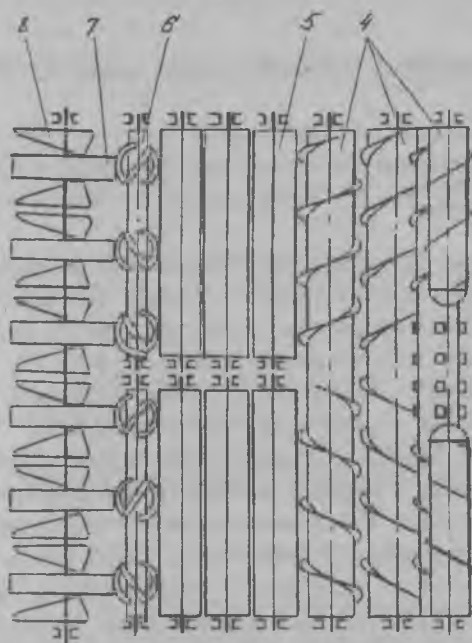


Рис.9.2. Схема компоновки вібраційного викопувально-очисного пристрою з роторним підбирачем коренів

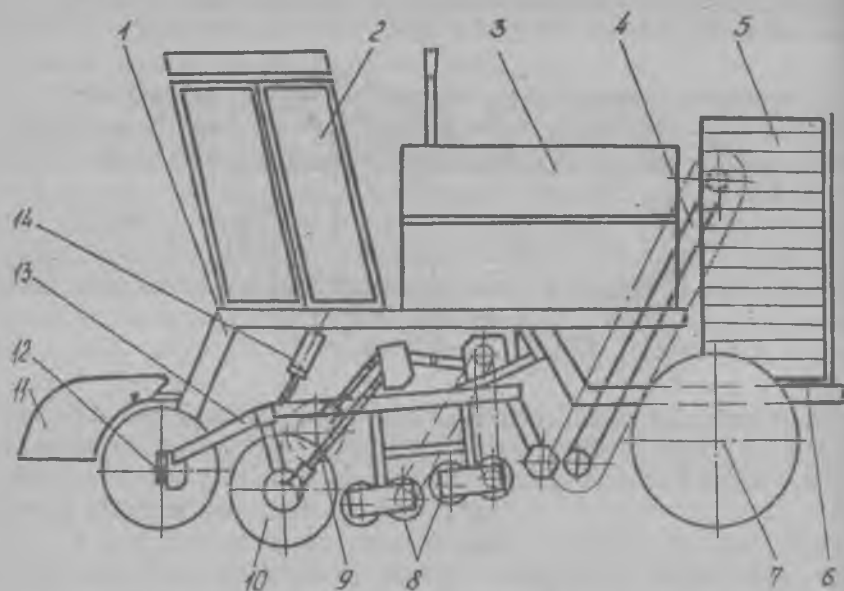


Рис.9.3. Самохідна коренезбиральна машини КС-6Б

Окрім цього, на основній рамі змонтовані технологічні вузли: дисковий копач 10; привідний бітерний вал 9; очисні шнеки 8; повздовшній транспортер 4; бункер з поперечним 6 і вивантажувальним 5 транспортерами.

Викопувально-очисний пристрій розташований на допоміжній рамі 13, яка задньою частиною шарнірно з'єднана з основною рамою, а передньою опирається на кронштейни керованого мосту коліс.

Машина обладнана автоматом водіння по рядках 11, а її введення з транспортного положення в робоче забезпечується опусканням допоміжної рами за допомогою гідроциліндра 14.

При переміщенні машини вздовж рядків, копачі, один з яких є активним, заглиблюються в землю і викопують коренеплоди. Далі корені очищаються від землі і рослинних залишків на сепаруючих шнеках і подаються на повздовшній транспортер, який виконаний у вигляді пруткового полотна зі скребками. Завантажені в бункер коренеплоди поперечним транспортером подаються на вивантажувальний елеватор, який наповняє кузова транспортних засобів, що рухаються поруч. Для безперервної зміни транспортних засобів на робочому

кодi, передбачено короткочасне відключення стрічкового і навантажувального транспортерів. В цей період коренеплоди накопичуються в бункері.

Визначення функціонально-експлуатаційних параметрів розглянутих викопувально-очисних пристроїв при їх агрегуванні з кореневиривальною машиною КС-6Б проводилось на державних машино-випробувальних станціях (МВС): Львівська МВС; Центрально-Чорноземна зональна МВС; Прибалтійська зональна МВС; Український державний центр по випробуванню і прогнозуванню техніки для сільськогосподарського виробництва (УкрЦВТ).

За результатами досліджень встановлено, що сильні механічні пошкодження при роботі таких робочих органів знаходяться в межах шари і становлять 0,3...3,0%. Ступінь сепарації дисково-шнековими пристроями в залежності від умов роботи становить від 0,4% до 7,4% домішок в купі коренеплодів, а втрати не перевищують 1,4%, що відповідає агрономіям.

Для спрощення конструкції робочих органів копачів, в серійне виробництво, впроваджені дисковий викопувальний пристрій з U- і Г-подібною формою вікон (рис.3.1а), який є спільною розробкою АТ "ТекЗ" і "ВВС" (ФРН). За результатами проведених досліджень встановлено, кращою сепарацією землі на стадії викопування характеризуються копачі з Г-подібною формою вікон, в яких відкритою є периферійна зона вікон.

Високі показники якості виконання технологічного процесу (втрати - 0,8%; домішки землі - 6%; сильні пошкодження коренів - 2,5%) отримані при випробуванні вібраційного копача з горизонтально-роторним підбирачем і бітерно-шнековою системою сепарації коренеплодів.

Конструктивна схема двороторного викопувально-очисного пристрою з пасивними підкопувальними робочими органами зображена на рис.9.4. Він складається з основної рами 1, жорстко зв'язаної з допоміжною 2, на якій встановлені викопувальні пристрої, виконані у вигляді пасивних похилих дисків-леміхів 3 і направляючих дов 4. Останні, заглиблюючись в землю, забезпечують вирівнювання і направлення коренеплодів безпосередньо перед їх викопуванням.

Сепаруючий робочий орган складається з двох вертикальних шпильових роторів 5 нахилених до горизонтальної площини під кутом 10...18 град. В зоні завантаження повздовнього транспортера 7, над роторами встановлені активні вертикальні бітерні вали 6. Пе-

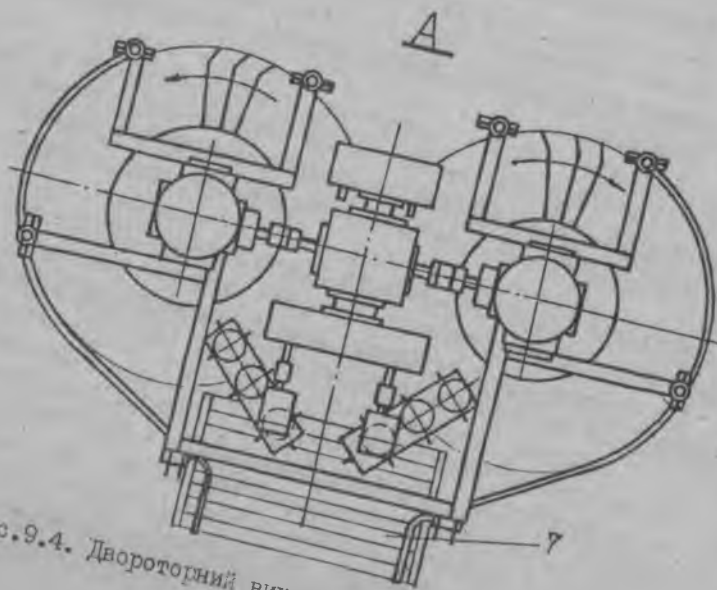
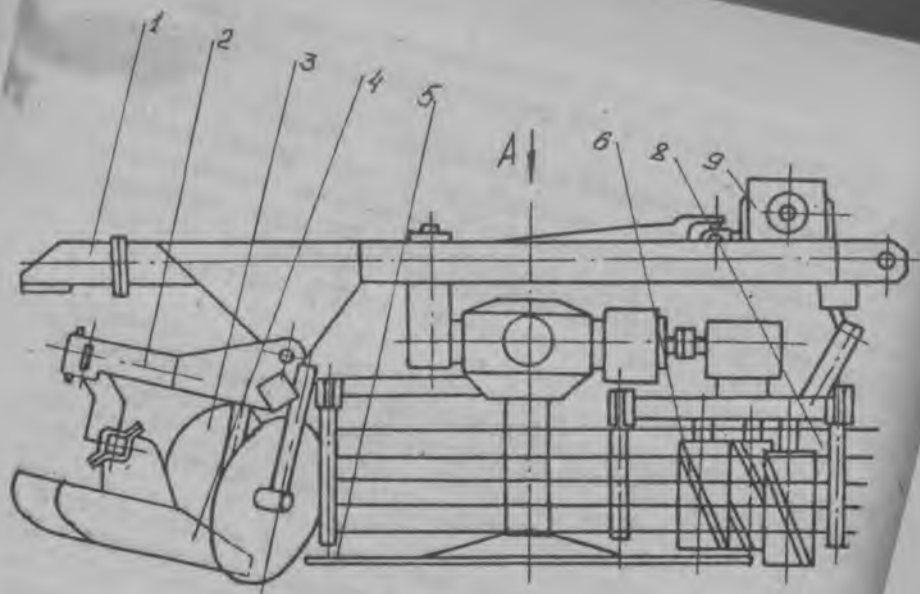


Рис. 9.4. Двороторний викопувально-очисний пристрій

диферія технологічної зони роторів обмежена направляючими решітками 8. Привід роторів і вертикальних бітерів забезпечується через систему редукторів 9.

Більш детальний опис копача і сепаратора наведений відповідно в розділах 3 і 4.

В процесі роботи викопані коренеплоди підхоплюються, заглибленими в землю шпихами роторів і сепаруються від землі та рослинних залишків, транспортуються в зону вивантаження.

В конструктивній схемі такого викопувально-очисного пристрою встановлені наступні винаходи: А.С. СРСР NN 1576008; 1727643; 1761026; 1813345; Патент України N 524.

Проведення державних випробовувань на машино-випробовувальних станціях даного пристрою здійснювалось в комплексі з коренезбиральною машиною КС-6В. При цьому, з метою зменшення навантажень на робочі органи при їх заглибленні в землю, а також підвищення агротехнічних показників при виконанні технологічного процесу, розроблена система кріплення і регулювання відносного положення викопувально-очисного пристрою з коренезбиральною машиною [53]. Компонувальна схема самохідної коренезбиральної машини КС-6В зображена на рис.9.5. Вона складається з рами 8, на якій змонтована

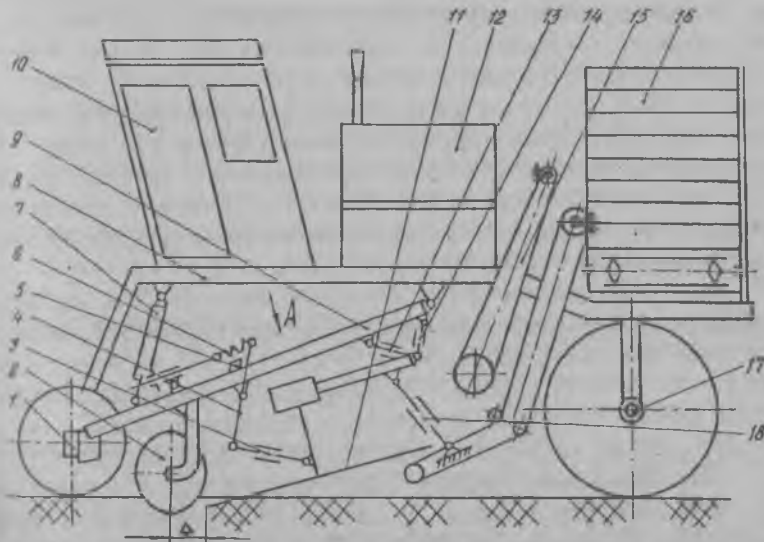


Рис.9.5. Коренезбиральна машина КС-6В з двороторним сепаратором.

кабіна 10, двигун 12, керований 1 і ведучий 17 мости, повітряний елеватор 15, бункер 16, механізм підйому 7 викопувально-очисного пристрою. З рамою шарнірно з'єднана напіврама 9, на якій закріплені пасивні підкопуючі диски 2 і двороторний сепаруючий пристрій 11. Попереду піврами встановлений двоплечий важіль 3 і 4, один кінець якого підтиснутий пружиною 6 і взаємодіє з упором 5, а інший, за допомогою регульованої по довжині тяги 3, шарнірно з'єднаний зі стійкою сепаруючого робочого органу. Задня частина 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, утворюючи з піврамою трикутник. Сепаруючий робочий орган з'єднаний з повітряним елеватором через регульовану тягу 18.

Працює коренезбиральна машина наступним чином. При переводі її з транспортного положення в робоче, за допомогою механізму підйому опускаються викопуючий і сепаруючий пристрої. Для запобігання високих згинальних навантажень на осі роторів і їх шпихи при контакті з ґрунтом 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 повернутись в протилежному напрямку, однак таке переміщення обмежується упором. Величина зазору Δ заглиблення роторів-підбирачів регулюється тягою 3.

Розглянута схема коренезбиральної машини з двороторним викопувально-очисним пристроєм пройшла державні випробування і рекомендована для серійного виробництва.

Для підвищення ступеня сепарації коренеплодів від землі розроблений трироторний викопувально-очисний пристрій, детальна характеристика якого приведена в розділі 4. В його конструктивній схемі, що знайшла серійне застосування в самохідній коренезбиральній машині КС-6Б-05, використані наступні розробки, які захищені авторськими свідоцтвами NN 1491378; 1576006; 1584801.

Коренезбиральна машина [20] складається з основної рами 4) на якій змонтовані кабіна 3, двигун 6, керований 21 і ведучий 17

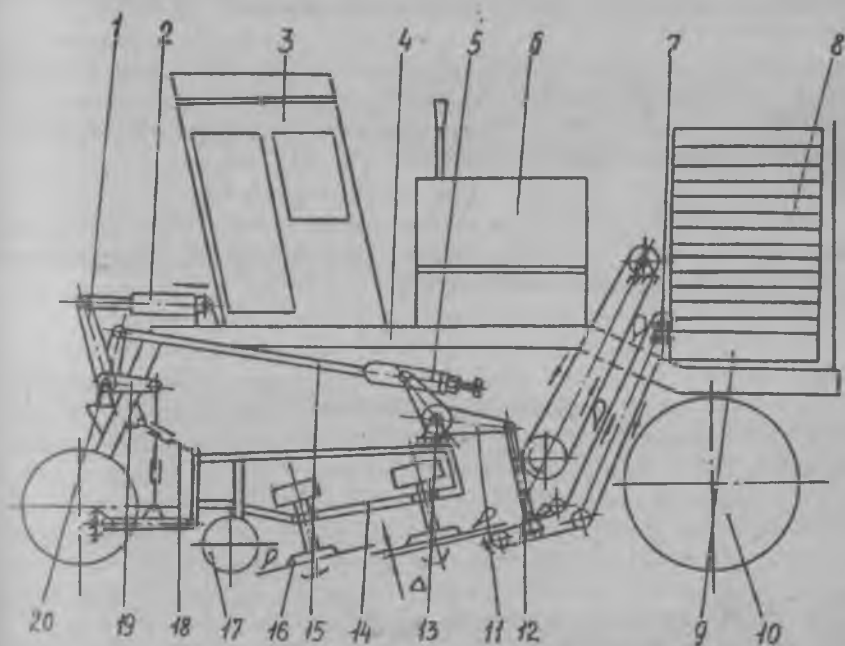


Рис.9.6. Самохідна коренезбиральна машина КС-65-05

мости (рис.9.6). З основною рамою шарнірно з'єднана рама 14, на якій закріплені робочі органи викопувально-очисного пристрою: пассивні диски 17 і роторний сепаратор 16. На основній рамі також рихташовані подвійний повздовжній транспортер 7, бункер 9 і висантажувальний транспортер 8. Перед викопувально-очисним пристроєм і повздовжнім транспортером на основній рамі відповідно змонтовані поворотні вальці 20 і 13, які жорстко з'єднані з двоплечими валеями 1 і 11. Валець 20 через одне з плеч валея 1 зв'язаний з механізмом підйому гідроциліндром 2, а через інше плече 1 систему підвісок 18 - з викопувальним пристроєм. Передня частина подвійного повздовжнього транспортера встановлена на підвісках 12, які з'єднані з валеєм 11 вальця 13. При цьому вальці 20 і 13 взаємодіють між собою через шарнірно закріплену до валеїв 1 і 11 повздовжню тягу 15. На останній змонтований гвинтовий механізм 5, шарнірно зв'язаний з валеєм 11.

Процес перевodu 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.

За результатами проведених польових випробовувань коренезбиральних машин з роторними сепаруючими пристроями отримані наступні показники якості виконання технологічного процесу: для трироторного викопувально-сепаруючого пристрою втрати коренеплодів становили 2,6...3,04%; забрудненість купи буряків землею і рослинними залишками знаходилась в межах 4...5%; сильні механічні пошкодження коренів коливаються в межах від 0,3 до 3,4%; для двороторних сепараторів з активізацією процесу завантаження повздовжнього транспортеру вертикальними бітерними валами (рис.4.8): втрати коренеплодів - 1,6...2,5%; забрудненість буряків землею і рослинними залишками - 4...6%; сильні механічні пошкодження коренеплодів - 0,5 до 2,8%. Отримані результати відповідають агровимогам.

На даний час, враховуючи перехід до ведення сільського господарства з різними формами власності, основним завданням сільськогосподарського машинобудування є розробка і швидке впровадження у виробництво малогабаритних (одно-, дво- і трирядних) машин, які б виконували весь технологічний процес за одну чи дві фази, видаляючи гичку, доочищуючи головки коренеплодів від її залишків, викопуючи та очищуючи корені від землі і завантажуючи їх у транспортні засоби.

Для цього розроблена, виготовлена і випробувана трирядкова коренезбиральна машина бункерного типу (рис.9.7). Вона складається з рами 17, на якій в ряд розташовані копійшливі 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, ви-

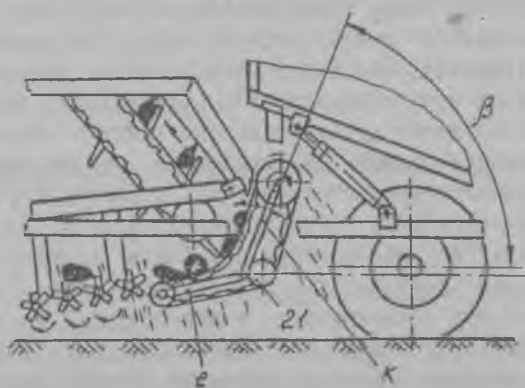
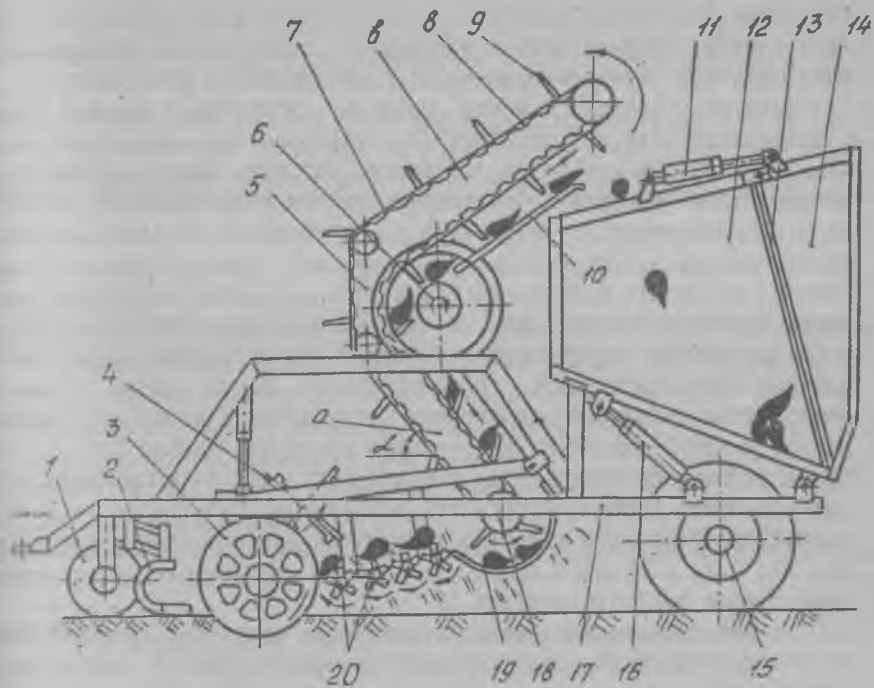


Рис.9.7. Причіпна коренезбиральна машина бункерного типу

конаний 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" транспортера розташований над передньою частиною бункера 13, виконаного з двох частин 12 і 14, основна частина 12 якого шарнірно з'єднана з рамою і паров гідروциліндрів 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. В іншому варіанті (рис.2.3.10 б), в зоні захоплення коренеплодів можливе встановлення додаткового дволанкового пруткового транспортера 21, перша ланка "е" якого розташована паралельно до площини, що проходить через осі очисних валів, а друга ланка "к" розташована під кутом нахилу β , до горизонтальної площини. При цьому друга ланка "к" допоміжного транспортера може повертатись з наступною фіксацією відносно шарнірного з'єднання з першою ланкою "е" допоміжного транспортера. 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 8, 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 копійчі колеса забезпечують копіювання рельєфу рядків коренеплодів. Рама машини, при цьому, повертається 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, а при переході на другу частину "в" транспортера коренеплоди попередньо проходять між полотном і барабаном. За рахунок наявності активних бокових дисків і трубча-

того валу коренеплоди перекидаються на пруткову решітку. Переміщення коренеплодів на другій частині "в" транспортера здійснюється шляхом їх пересування скребками по похило встановленій прутковій решітці. Далі корені завантажуються в бункер. При накопиченню бункері, за допомогою гідроциліндрів проводиться вивантаження коренеплодів на землю, на край поля. В другому варіанті, при встановленні додаткового дволанкового транспортера, буряки подаються першою ланкою "е" на другу "к". Оскільки друга ланка встановлена під кутом β більшим ніж 45 град, а додатковий транспортер не має скребків, то при попаданні коренеплодів на цю ланку вони частково піднімаються, а далі скочуються по поверхні транспортеру і захоплюються скребками.

Запропонована конструкція коренезбиральної машини за рахунок оригінальної схеми транспортеру 7, дозволяє зменшити на 1,8.. 2 м довжину машини порівняно з аналогічними типами.

Функціонально-експлуатаційні показники причіпної бункерної коренезбиральної машини з пасивними дисковими копачами і бітерною системою сепарації землі знаходяться в наступних межах: втрати коренеплодів - 1,3%; рослинних домішок і землі в купі буряків - 4,4%; сильно пошкоджених коренеплодів - 4,7%.

10. ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

При роботі викопувальних пристроїв, в їх робочій зоні досить часто виникають як випадкові так і технологічні перевантаження (попадання каменів, забивання копачів внаслідок намотування бурянів і залипання землей), 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 запобіжних муфт на задані крутні моменти, необхідно визначити граничні зони зусиль і крутних моментів, які виникають при виконанні технологічного процесу викопувальними пристроями.

Визначення характеру зміни осьових, вертикальних і бокових зусиль на кронштейні дискового копача, а також величини крутного

моменту на приводах викопувальних і шнекових сепарувальних пристроїв проводилось в 1990 і 1991 роках на полях Магдебурзького і Лейпцигського округів (НДР) при спільній розробці (АТ "Тек3" і фірмою "ВВГ") і впровадженні в серійне виробництво дискового викопувального пристрою зі зміненою формою вікон (V - подібне вікно) і новою конструкцією вибивного бітера, розташованого в розхилі технологічної зони копачів.

Кожна точка, яка показана на графіках, є математично обробленою і представляє собою математичне очікування результатів серії дослідів на певному режимі роботи.

На рис.10.1 представлені графічні залежності зміни осьових зусиль P_x від швидкості машини при різних частотах обертання привідних дисків (65 і 90 об/хв) і глибині підкопування коренеплідів ($h = 40$ 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: $V_m = 6,8$ км/год. При цьому необхідно зауважити, що при збільшенні в'язкості і твердості ґрунту осьові зусилля зменшуються, оскільки активні диски краще зчіпляються з ґрунтом, що призводить до збільшення величини тягових зусиль, напрямок дії яких протилежний до напрямку дії осьових зусиль.

Максимальні вертикальні зусилля P_z (рис.10.2) 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 кореневибиральної машини.

Як видно з отриманих результатів (рис.10.3) бокове зусилля P_y , 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 коре-

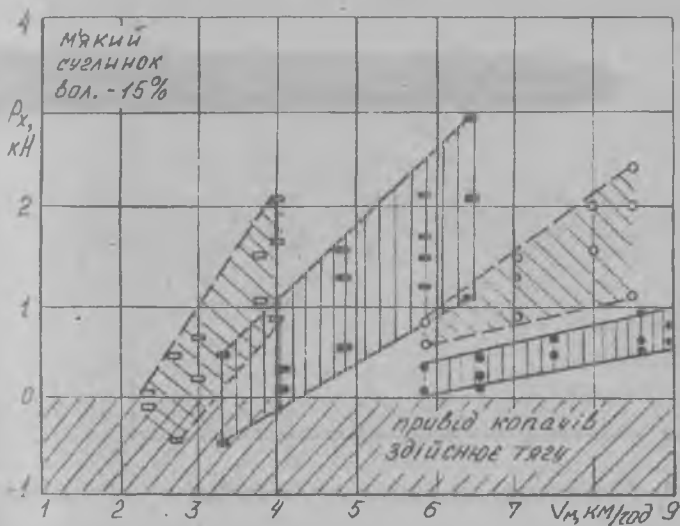
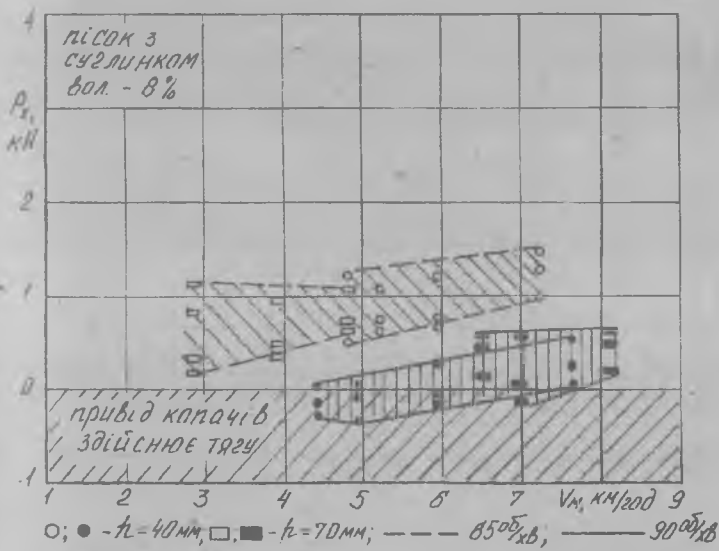


Рис. 10.1. Залежності зміни осьових зусиль на кронштейні копача від швидкості руху коренезбиральної машини

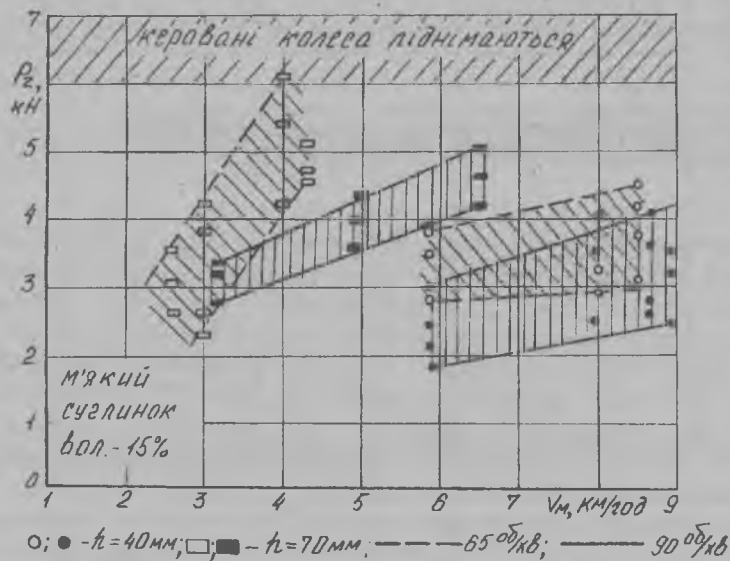
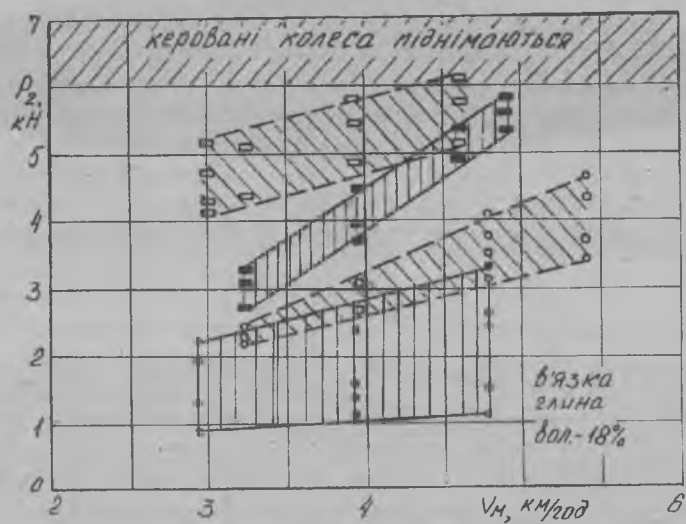


Рис.10.2. Залежності зміни вертикальних зусиль на кронштейні копача від швидкості руху коренезбиральної машини

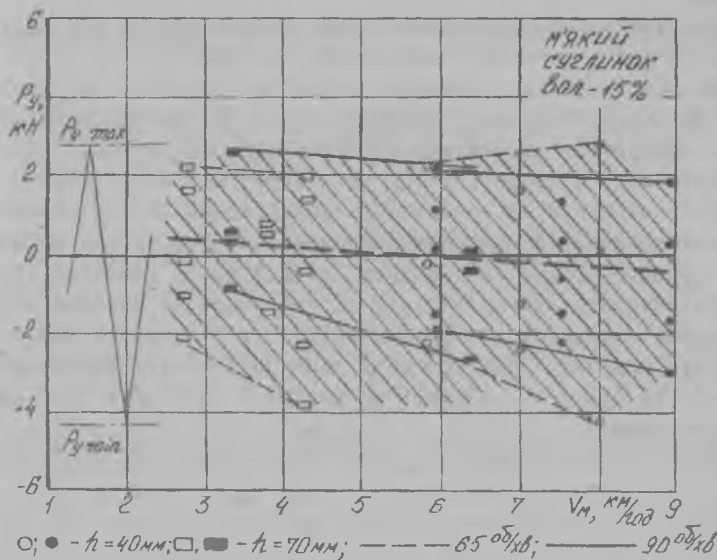
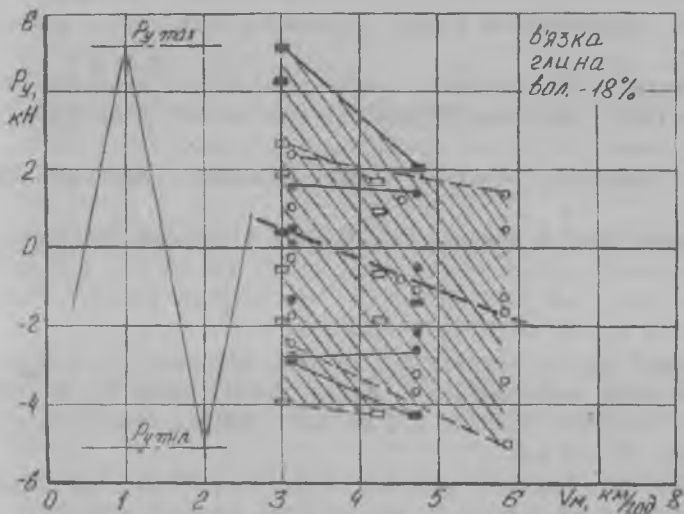


Рис.10.3. Залежності зміни бокових зусиль на кронштейні копача від швидкості руху коренезбиральної машини

неплодів, вони різко зміцуються вирівнювальними системами в поперечному до напрямку руху машини, що супроводжує значні бокові зусилля.

Характер зміни крутних моментів при роботі дискових копачів на різних типах ґрунтів в залежності від частоти обертання і поступальної швидкості дисків представлено на рис.10.4 і 10.5.

Аналізуючи дані залежності можна встановити наступні закономірності:

граничні крутні моменти для частоти обертання активного диску $n = 65$ 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 диску $n = 90$ 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 поступальної швидкості руху машини представлено на рис.10.6.

За результатами отриманих даних встановлено, що крутні моменти на очисних валах підвищуються при збільшенні швидкості машини і описуються лінійними залежностями, кут нахилу і абсолютні величини яких збільшуються при збільшенні в'язкості ґрунту.

На Львівській МВС проведено дослідження по визначенню енергетичних показників дискових викопувальних пристроїв, агрегатованих з коренезбиральними машинами КС-6Б і КС-6В (таблиця 10.1).

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).

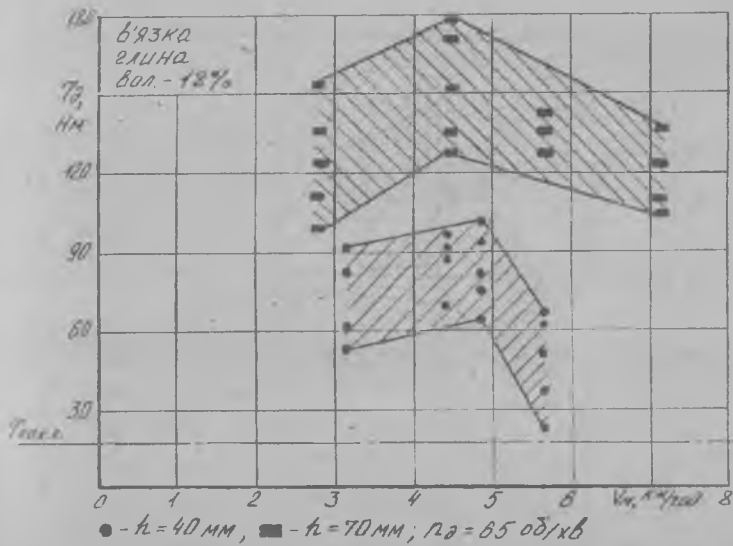
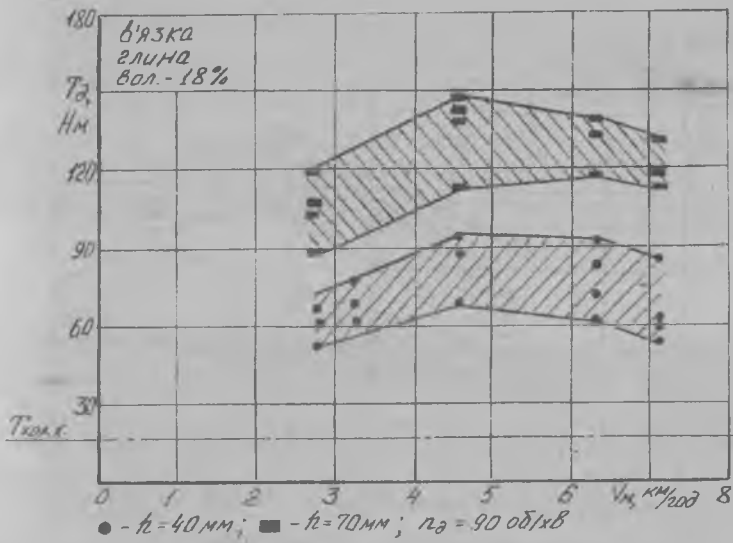


Рис.10.4. Залежність зміни крутних моментів від швидкості руху коренезбиральної машини

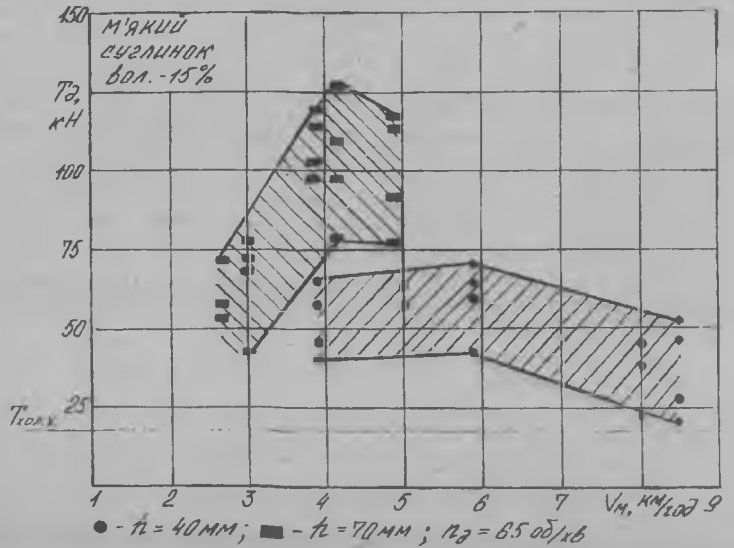
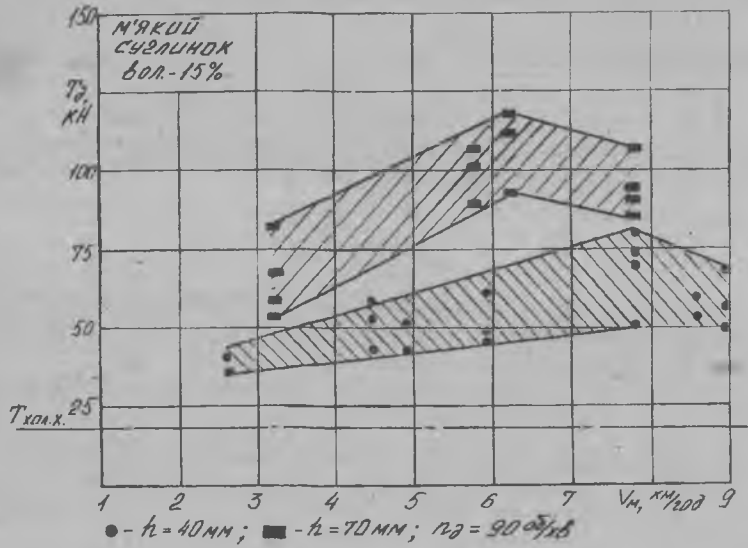


Рис. 10.5. Залежності зміни крутних моментів від швидкості руху коренезбиральної машини

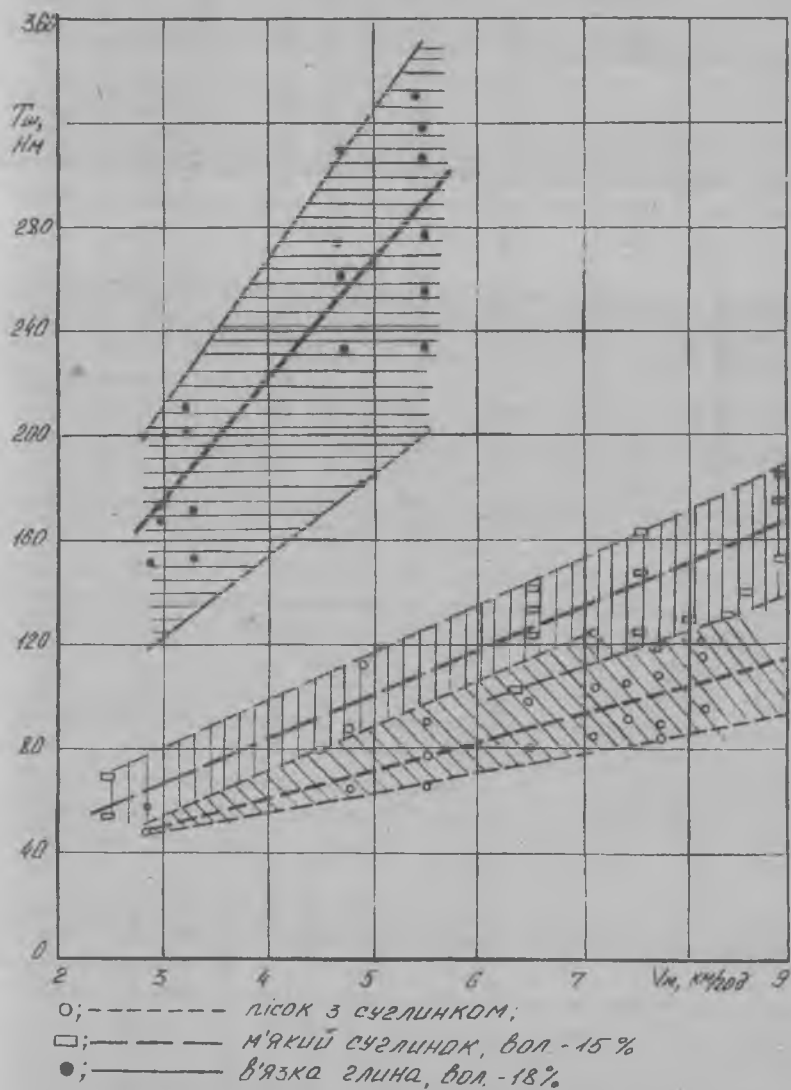


Рис.10.6. Залежності зміни крутних моментів на очисних шнеках від швидкості руху коренезбиральної машини

Таблиця 10.1.

Показники	Значення показника			
	По	КС-6В	КС-6Б	КС-6Б
Ремні роботи:				
ввидкість руху машини, м/с	1,5	2,00	2,31	1,33
Енергетичні показники:				
тяговий опір, кН	н.д.	18,70	9,38	8,81
затрачена потужність, кВт	-	35,3	45,0	49,9
питомі енерговит., кВт/га	-	50,7	39,2	137,8
Питомий опір машини, кН/м	-	3,22	3,47	3,03
Питомий розхід палива за				
час основної роботи, кг/га	-	17,0	12,1	11,0
Коеф. використ. потуж. двиг.	-	0,56	0,65	0,71

Рис. 10.1. Енергетичні параметри коренезбиральних машин КС-6В і КС-6Б

11. КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ПАРАМЕТРИ ВИКОПУВАЛЬНИХ ТА ОЧИСНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень розроблена методика оцінки крутних моментів, які виникають на привідному валу активного копача.

Як видно з отриманих експериментальних графічних залежностей (рис.10.1 - 10.5) для обертів активного диску - 65 об/хв крутний момент T_d досягає свого максимального значення в межах поступальної швидкості коренезбиральної машини - 0,8...1,4 м/с, а при 90 об/хв - 1,4...2 м/с.

Отже, одним з основних факторів, який впливає на величину крутного моменту, що виникає на активних дисках є залежність відношення поступальної швидкості машини V_m до лінійної швидкості периферійної зони диску V_d .

Очевидним є те, що при мінімальній швидкості руху машини ($V_m \rightarrow 0$), зусилля на обертання робочих органів є також мінімальними і рівні крутному моменту холостого ходу на приводі копачів.

Незначною буде величина крутного моменту і в тому випадку, коли швидкість машини і лінійна швидкість периферійної зони активного диску будуть однаковими, оскільки не відбуватиметься ковзання робочих поверхонь відносно землі (диски перекочуються по землі, аналогічно до процесу роботи пасивних дискових копачів). В даному випадку, як і в попередньо розглянутому, крутний момент, що витрачається на виконання технологічного процесу, можна прийняти рівним крутному моменту холостого ходу викопувальних робочих органів.

Таким чином, доцільно ввести коефіцієнт ковзання, який буде характеризувати зміну поступальної швидкості машини відносно лінійної швидкості периферії диску

$$K_k = (V_A - V_M) / V_A \quad (11.1)$$

Даний коефіцієнт повинен пропорційно залежати від величини крутного моменту.

Іншим важливим фактором, який впливає на величину T_d є глибина підкопування коренеплодів робочими органами, а також твердість ґрунту P^0 .

Застосовуючи виведені в теоретичному розділі аналітичні залежності по визначенню зони врізання дисків копачів в землю від

іх конструктивно-технологічних параметрів і враховуючи, що раціональними є кути атаки і розвалу $\alpha = 55^\circ$; $\beta = 12^\circ$ виведено величину активної площі дисків $S_{ак}$ в залежності від глибини копання h

$$S_{ак} = h (0,03 + 0,36h) \quad (11.2)$$

Осьове зусилля від дії ґрунту на копач (при нерухомому положенні дисків) має вигляд

$$P_0 = [h (0,03 + 0,36h) P^0] \quad (11.3)$$

З врахуванням радіусу активного диска, збільшення величини якого прямопропорційно впливає на збільшення T_k , виведена емпірична залежність для визначення крутних моментів привідного дискового копача

$$T_{ка} = T_{хх} + V_A K_k P_0 \frac{R_D}{V_D} \quad (11.4)$$

Підставляючи в (11.4) рівняння (11.1), (11.2) і (11.3) в загальному випадку отримаємо залежність для оцінки $T_{ка}$ відносно конструктивно-технологічних параметрів робочих органів, поступальної швидкості руху машини і твердості ґрунту

$$T_{ка} = T_{хх} + \frac{V_M (V_A - V_M) R_A [h (0,03 + 0,36h) P^0]}{V_A^2} \quad (11.5)$$

За результатами аналізу формули (11.5), для різних типів ґрунтів і величини заглиблення дисків, представлено графічні залежності (рис. 11.1) величини зміни крутного моменту $T_{ка}$ від поступальної швидкості машини.

Таким чином, користуючись формулою (11.5), або графічними залежностями (11.1) можна здійснити попередню оцінку силових факторів, які виникатимуть при виконанні технологічного процесу новими конструкціями дискових копачів і відповідно вибрати необхідні конструктивні і технологічні параметри робочих органів і вузлів їх приводу.

Уточнення даних величин проводиться виключно після проведення випробовувань нових конструкцій копачів в реальних умовах експлуатації.

При проектуванні нових коренезбиральних машин різної рядності і типорозмірів, першочерговим постає питання вибору основних робочих органів, компоновальних схем і способів їх агрегування

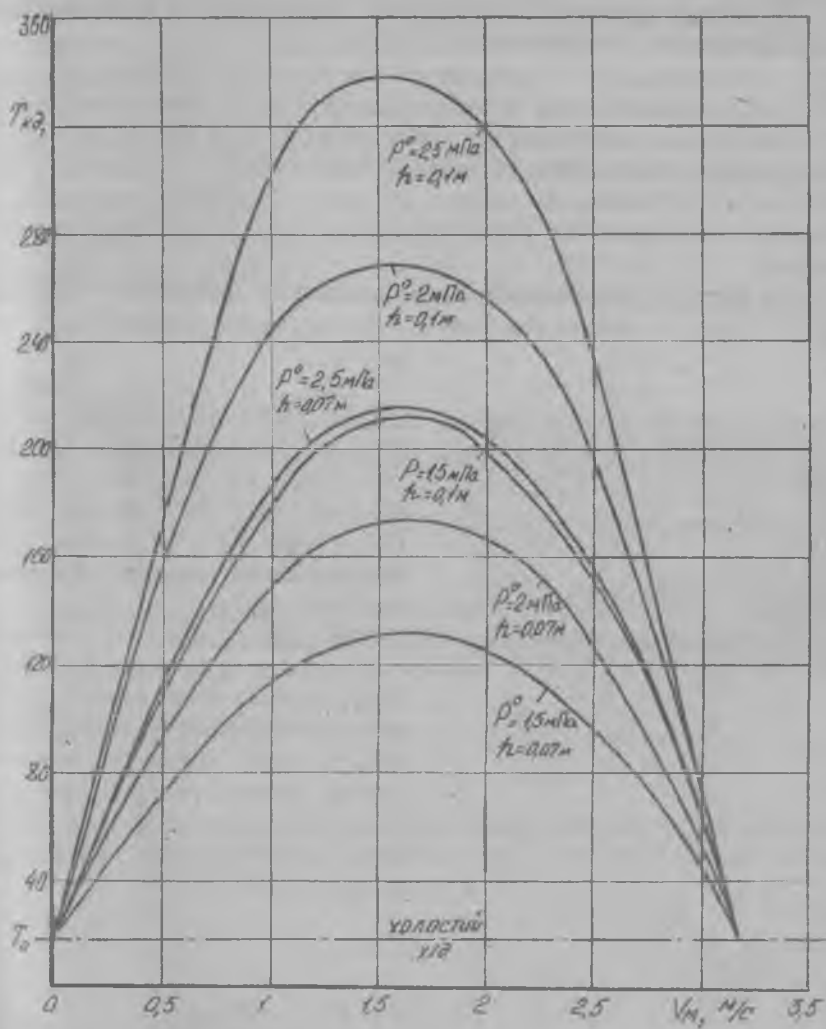


Рис. II. I. Залежності зміни крутного моменту від поступальної швидкості коренезбиральної машини

з енергетичними засобами.

На основі проведеного комплексу теоретичних і експериментальних досліджень запропоновано ряд принципово нових і модернізованих викопувальних і сепаруючих пристроїв бурякозбиральних машин. Для скорочення часу проведення підготовчих робіт при розробці і виробничому впровадженні нових комбайнів на рис.11.2 – 11.12 представлені схеми дискових, вібраційних копачів, підбирачів коренеплодів, бітерних, шнекових і роторних сепаруючих пристроїв, з вказаними раціональними конструктивними та технологічними параметрами.

На рис.11.2 зображений диск активного копача з Г-подібною формою вікна, з наступними межами конструктивно-технологічних параметрів:



Рис.11.2.

метрів:

$D = 680 \dots 690$ мм; $h_1 = 126 \dots 132$ мм; $h_2 = 38 \dots 42$ мм; $\alpha = 52 \dots 56$ град.; $R_1 = 342 \dots 348$ мм; $R_2 = 126 \dots 130$ мм; $R_3 = 214 \dots 218$ мм; $R_4 = 18 \dots 22$ мм; $R_5 = 10 \dots 14$ мм; $R_6 = 14 \dots 16$ мм;

Рекомендована частота обертання активного диску:

$n = 85 \dots 95$ об/хв.

Підкопувальний диск лемішного типу, застосування якого доцільне при збиранні кормових буряків, а також цукрових буряків, значна частина голівок яких розташована над поверхнею ґрунту, зображений на рис.11.3.

Мені конструктивних параметрів пасивного диску:

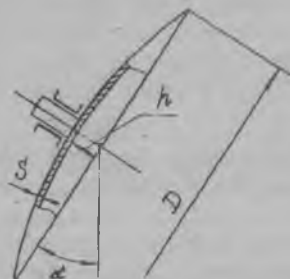
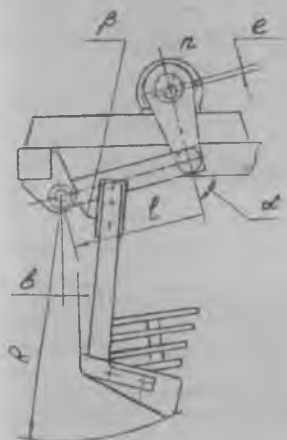


Рис.11.3

$D = 460 \dots 480$ мм;
 $\alpha = 30 \dots 32$ град.;
 $S = 6 \dots 7$ мм;
 $h = 30 \dots 34$ мм.

Конструктивна схема копача вібраційної дії представлена на рис.11.4.



Межі конструктивних параметрів копача вібраційної дії:
 $R = 270 \dots 290$ мм;
 $l = 400 \dots 420$ мм;
 $e = 10 \dots 11$ мм;
 $b = 64 \dots 68$ мм;
 $\alpha = 74 \dots 76$ град;
 $\beta = 80 \dots 90$ град;
 Частота обертання ексцентричного валу: $n = 510 \dots 520$ об/хв.

Рис.11.4

Для компоновальної схеми пасивний диск – підбирач, вібраційний копач – підбирач, розроблений горизонтально-роторний підбирач коренеплодів (рис.11.5) з наступними конструктивно-технологічними

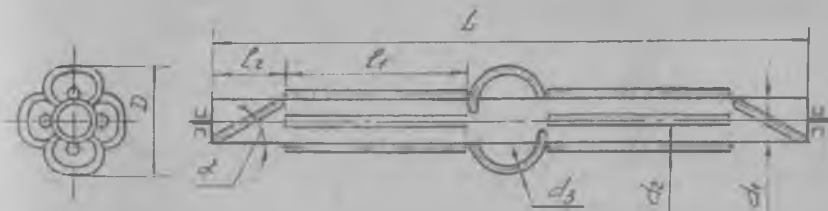


Рис.11.5

ми параметрами: $L = 1100$ мм (для трирядних коренезбиральних машин); $l_1 = 315 \dots 320$ мм; $l_2 = 130 \dots 135$ мм; $D = 195 \dots 205$ мм; $d_1 = 80 \dots 86$ мм; $d_2 = 22 \dots 26$ мм; $d_3 = 16 \dots 18$ мм; $\alpha = 30 \dots 32^\circ$. Рекомендована частота обертання підбирача $n = 315 \dots 320$ об/хв.

Над технологічною зоною вібраційних копачів, для підвищення ступеню очищення коренеплодів від зв'язаної гички доцільно застосовувати бігерні направляючі вали-очисники (рис.11.6) з наступними конструктивно-технологічними параметрами:

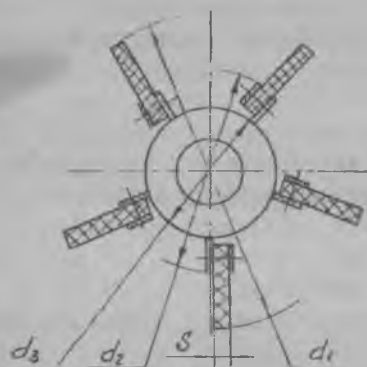


Рис. 11.6

$d_1 = 170 \dots 180 \text{ мм};$
 $d_2 = 110 \dots 120 \text{ мм};$
 $d_3 = 54 \dots 60 \text{ мм};$
 $S = 10 \text{ мм};$
 $n = 310 \dots 330 \text{ об/хв.}$

При роботі горизонтально-роторних підбирачів, над технологічною зоною їх обертання ефективним є застосування додаткових бітерних валів для направлення потоку коренеплодів (рис. 11.7), з високою ступінню еластичності робочих поверхонь. Рекомендовані конструктивно-технологічні параметри:

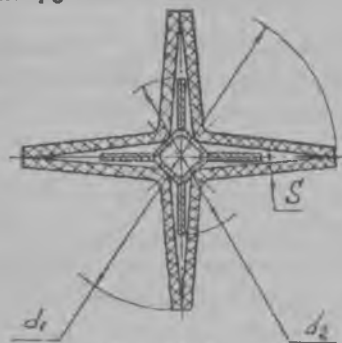


Рис. 11.7

$d_1 = 390 \dots 410 \text{ мм};$
 $d_2 = 230 \dots 240 \text{ мм};$
 $S = 10 \text{ мм};$
 $n = 130 \dots 150 \text{ об/хв.}$

Конструктивні схеми очисників шнекового типу, для шестирядного виконання коренезбиральних машин представлені на рис. 11.8 і 11.9.

Рациональні конструктивно-технологічні параметри розвідних шнекових очисників (рис. 11.8): $d_1 = 106 \dots 110 \text{ мм};$ $d_2 = 122 \dots 126 \text{ мм};$ $d_3 = 300 \dots 320 \text{ мм};$ $d_4 = 240 \dots 260 \text{ мм};$ $d_5 = 246 \dots 252 \text{ мм};$ $d_6 = 186 \dots 192 \text{ мм};$ $l_1 = 740 \dots 740 \text{ мм};$ $t_1 = 120 \text{ мм};$ $t_2 = 270 \text{ мм};$ $t_3 = 180 \text{ мм};$ $n_1 = 340 \dots 360 \text{ об/хв};$ $n_2 = 340 \dots 360 \text{ об/хв};$ $n_3 = 520 \dots 530 \text{ мм}.$

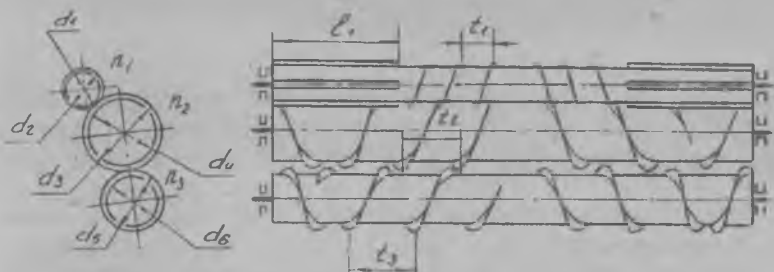


Рис.11.8. Група розвідних очисних шнеків

Відповідно аналогічні параметри для звідних шнекових очисників (рис.11.9): $d_1 = 130...140$ мм; $d_2 = 122...126$ мм; $d_3 = 106...110$ мм; $d_4 = 166...170$ мм; $d_5 = 310...320$ мм; $d_6 = 240...260$ мм; $d_7 = 240...260$ мм; $d_8 = 280...300$ мм; $t_1 = 270$ мм; $t_2 = 270$ мм; $t_3 = 270$ мм; $t_4 = 180$ мм; $n_1 = 340...360$ об/хв; $n_2 = 340...360$ об/хв; $n_3 = 340...360$ об/хв; $n_4 = 520...540$ об/хв.

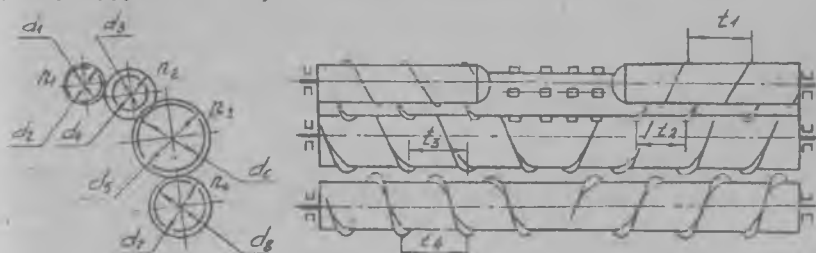
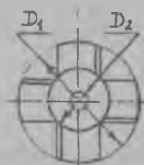
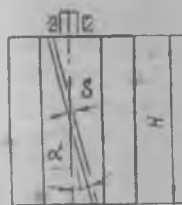


Рис.11.9. Група звідних очисних шнеків

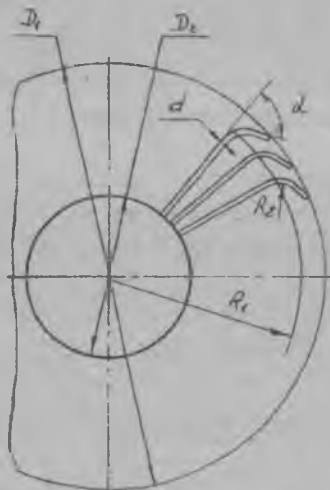
При застосуванні вертикальних бітерних валів для активізації процесу завантаження повздовжніх транспортерів в двороторних сепаруючих пристроях їх конструктивно-технологічні параметри доцільно вибирати в наступних межах (рис.11.10):



$H = 300...320$ мм;
 $D_1 = 226...232$ мм;
 $D_2 = 106...110$ мм;
 $S = 11$ мм;
 $\alpha = 15...20$ град.

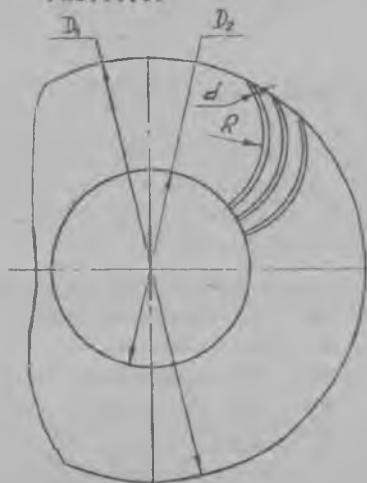
Рис.11.10

Рекомендовані конструктивно-технологічні параметри роторних підбирачів-сепараторів (рис.11.11) і проміжних роторів, для три-роторних систем сепарації (рис.11.12) знаходяться в наступних межах:



$D1 = 1320 \text{ мм};$
 $D21 = 480 \dots 520 \text{ мм};$
 $d1 = 18 \text{ мм};$
 $\alpha = 14 \dots 16 \text{ град.};$
 $R1 = 1220 \dots 1230 \text{ мм};$
 $R2 = 70 \dots 80 \text{ мм};$
 $n = 32 \dots 36 \text{ об/хв.}$

Рис.11.11



$D12 = 1600 \dots 1680 \text{ мм};$
 $D22 = 780 \dots 800 \text{ мм};$
 $d2 = 18 \text{ мм};$
 $R2 = 360 \dots 390 \text{ мм};$
 $n = 46 \dots 48 \text{ об/хв}$

Рис.11.12

12. ЗАПОБІЖНІ ПРИСТРОЇ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

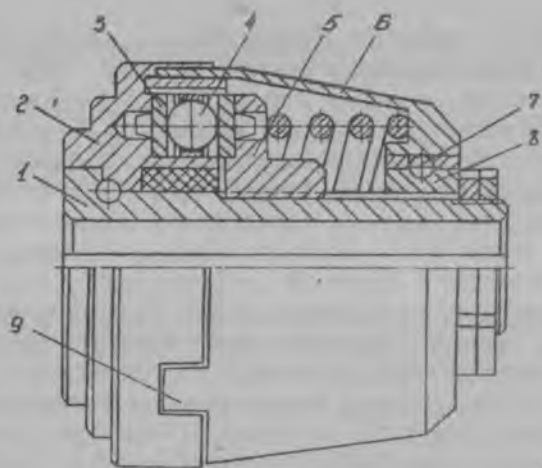
В процесі виконання технологічного процесу викопувачими, очисними і транспортуючими робочими органами, досить часто виникають навантаження, величина яких перевищує максимально допустимі. Зростання моментів опору може виникати як за рахунок технологічних причин (поступове забивання копачів, налипання землі і намотування бур'янів на шнеки, бітери, кулачкові очисники) так і за рахунок випадкових факторів (попадання в технологічну зону каменів, інших твердих тіл). Перевантаження, що виникають внаслідок випадкових факторів є особливо небезпечними, оскільки зростання моменту опору в часі є різким і досить часто призводить до поломок робочих органів коренезбиральних машин (тріщини в дискових копачах, вивертання опор, деформації коренезабірників, зкручування бітених валів, зрізання шліців шнекових очисників та ін.).

Традиційні фрикційні та кулачкові запобіжні пристрої не забезпечують задовільного захисту робочих органів, оскільки, як відомо, основна доля крутного моменту в таких конструкціях передається за рахунок сил тертя.

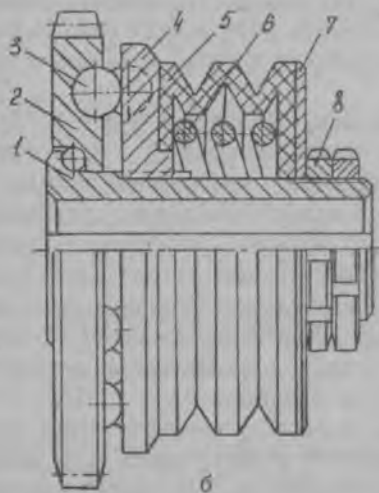
Тому для вирішення даної проблеми, а саме зменшення динамічних навантажень в процесі буксування півмуфти і відповідно підвищення надійності, довговічності і стабільності в роботі, розроблено ряд конструкцій захисних пристроїв для запобігання поломок робочих органів коренезбиральних машин у випадку виникнення критичних навантажень.

На рис. 12.1, а зображена кулькова запобіжна муфта [17], на ступиці 1 якої вільно встановлена ведена півмуфта 2. В її торцевих отворах і отворах ведучої півмуфти 5 розташовані вставки 3, між якими в сепараторі знаходяться кульки 4. Пружина, розташовується в барабані 6, підтискає ведучу півмуфту, з'єднану з барабаном за допомогою кулачків 9. На шліцах ступиці встановлена втулка 8, по зовнішньому діаметрі якої виконаний байонетний паз, профіль якого є аналогічним до профілю лунок під кульки 4. З пазом контактують кульки 7, які з іншого боку знаходяться в радіальних отворах кільця, жорстко з'єднаного з барабаном.

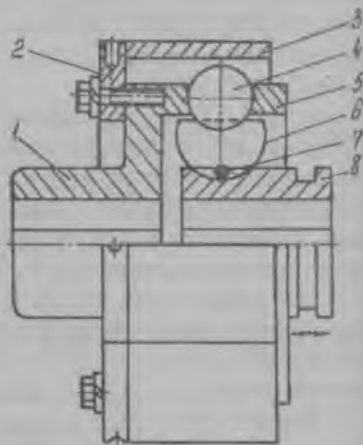
Момент обертання передається з ведучої півмуфти через кульки 4 на ведену півмуфту. При зростанні моменту опору вище допустимого ведена півмуфта і барабан зупиняються. Оскільки байонетний



а



б



в

Рис. 12. I. Кулькові запобіжні муфти

паз має профіль аналогічний профілю лунок під кульки, то барабан, за допомогою кульок 7, і ведуча півмуфта отримуть однакове зміщення в осьовому напрямку. Режим буксування муфти характеризується зменшеними осьовими і радіальними ударними навантаженнями, стабілізованим моментом спрацювання, оскільки пружина у всіх положеннях буде однаково деформована.

На рис.12.1.б., зображена муфта [29], яка складається зі ступиці 1, ведучої 2 і веденої 4 півмуфт, з'єднаних кульками 3. Ведена півмуфта за допомогою диска 7 підтискається пружиною 6. Концентрично до пружини встановлена амортизаційна втулка 5, яка виконана з еластичного матеріалу у вигляді двох фланців, з'єднаних між собою по зовнішньому діаметрі гофрованим кільцем. Пружина розташована всередині амортизаційної втулки між її фланцями.

При виникненні перевантаження і відповідно відносного повертання півмуфт, амортизаційна втулка протидіє миттєвому розтиску пружини, тим самим демпфуючи осьовий удар, що виникає при спрацюванні захисного пристрою. Даний ефект досягається за рахунок виконання амортизаційної втулки переважно з поліамідів, які характеризуються високою пружно-в'язкою деформацією.

З метою розширення технологічних можливостей, а саме переривання потоку енергії при перевантаженні, демпфуванні пускових моментів, кутових, радіальних і осьових зміщень валів розроблена запобіжна муфта, яка зображена на рис.12.1.в. Вона складається з ведучої півмуфти 1, зв'язаної за допомогою болтових з'єднань з поворотним диском 2 і багатогранною втулкою 3. В наскрізних отворах торцевого кільця 5 ведучої півмуфти встановлені кульки 4, які взаємодіють з гранями втулки і пружним елементом 6. Пружний елемент виконаний у вигляді навитої пружини з прямолінійними периферійними участками і закріпленої в пазах ступиці 8 за допомогою стопорного кільця 7.

Відносно повертання півмуфт, при зростанні моменту опору вище допустимого, відбувається при відхиленні витків пружини в коловому напрямку і проскакуванні між ними кульок. Величина крутного моменту визначається висотою радіального розташування кульок, яка регулюється за допомогою повертання і фіксації багатогранної втулки.

Однак, незважаючи на вище перераховані переваги даного запобіжного пристрою, його недоліком є передача відносно невисоких крутних моментів. Дана конструкція може застосовуватись в приводі

бітерів, консольних вальців очисних пристроїв, допоміжних транспортерів, робочі навантаження яких є незначними.

Іншим способом зниження ударних навантажень в процесі буксування приводу є виконання на торцевих поверхнях півмуфт замкнених транспортних каналок різноманітної конфігурації з кінематичним розтисканням півмуфт при їх відносному повертанні.

Розглянемо кулькову запобіжну муфту, зображену на рис.12.2.а [18]. На ведучій півмуфті 2 розташовані проміжний 4 і боковий 5 диски. Проміжний диск за допомогою зубчатого зачеплення зв'язаний з веденою півмуфтою. На торцевій поверхні ведучої півмуфти виконана ексцентрична (величина ексцентриситету "e") кільцева канавка. Аналогічна канавка знаходиться на торцевій поверхні проміжного диска, оберненого до ведучої півмуфти. В канавках розташовані кульки 3. Для збалансування муфти на суміжних торцях проміжного і бокового дисків виконані діаметрально протилежні ексцентричні канавки. Боковий диск підтиснутий пружинами, величина деформації яких регулюється гайками.

Обертювий рух з ведучої півмуфти і бокового диска передається за допомогою кульок через проміжний диск на ведену півмуфту. При зростанні моменту опору вище допустимого відбувається відносне повертання півмуфт і дисків, що призводить до перекриття ексцентричних каналок і колового руху кульок з осьовим зміщенням рухомих ланок і деформації пружини.

Розглянута конструкція відрізняється плавним процесом відносного повертання півмуфт, виключає ударні навантаження на привід при буксуванні муфти, характеризується високим коефіцієнтом чутливості. Однак за попередніми розрахунками, крутний момент, що передає муфта є невисоким і в першу чергу залежить від кута нахилу лунок, величини ексцентриситету кільцевих каналок і сили стискання пружини.

Передачу більш високих крутних моментів, при збереженні вказаних позитивних характеристик таких типів муфт, частково вирішено в конструкції кулькової запобіжної муфти, зображеної на рис.12.2б [17]. Вона складається з веденої півмуфти 2, вільно розташованої на валу 1. На валу жорстко закріплена ведуча півмуфта 5. На торцевій поверхні веденої півмуфти виконана транспортна канавка 3, утворена у вигляді двох еліпсів, великі осі яких є взаємно перпендикулярними. В канавці встановлені кульки 4, які з іншої сторони діаметрально розташовані в пазах ведучої півмуфти.

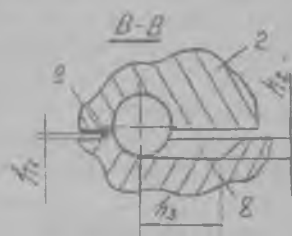
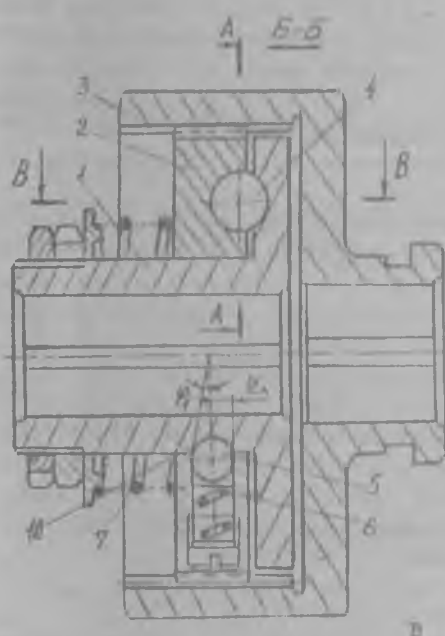
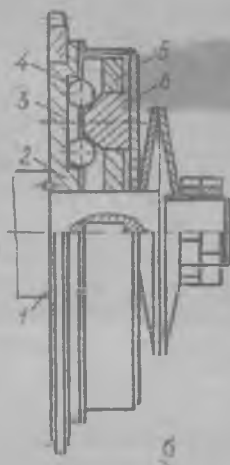
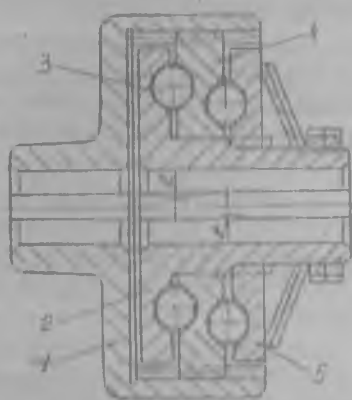


Рис. 12.2. Кульков-запобіжні муфти

Між кульками, в наскрізних отворах ведучої півмуфти знаходяться призматичні кулачки 6, підтиснуті регульованими пружинами.

При відносному зміщенні півмуфт, кульки рухаються по транспортних канавках, що призводить до радіального зближення кульок між собою і відповідно осьового зміщення кулачків.

З метою суттєвого зменшення величини повторних моментів розмикання півмуфт в режимі їх буксування Мб, порівняно з початковим моментом відключення Мп ($M_b = 0,05 \dots 0,1 M_p$), розроблена запобіжна муфта [21], яка зображена на рис.12.2в. 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 шлицевого з'єднання взаємодіє з ведучою півмуфтою 3. В торцевих поверхнях проміжного диску встановлені допоміжні кульки 4, які з іншого боку розташовані в дугових пазах 8 веденої півмуфти. Довжина дугових пазів "h₁" взаємозв'язана з радіусом "r" лунки наступною залежністю $h_1 = r + 1 \dots 3$ мм. По колу розташування дугових пазів виконані виступи 9, одна з поверхонь яких переходить в стінку дугового пазу. Глибина дугових пазів "h₂" повинна бути більшою ніж радіус лунки - $h_2 = r + 1 \dots 2$ 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 диску на кут ($\varphi + 1 \dots 2^\circ$) кульки 5 викочуються на зовнішню поверхню веденої півмуфти. При подальшому повороті проміжного диску відносно веденої півмуфти на кут φ , який більший кута φ , відбувається вихід допоміжних кульок з дугових пазів, що призводить до відносного осьового зміщення проміжного диску в сторону центральної пружини, величина якого більша радіусу лунки 10. При наступному відносному повертанні, допоміжні кульки наближаються до сусідніх дугових пазів і взаємодіють з виступами 9, що призводить до подальшого переміщення проміжного диску в сторону стискання пружини 7. Враховуючи швидкість обертання і відносно невисоку силу підтиску пружини 7, проміжний диск з допоміжними кульками здійснюють до повторного контакту з торцевою поверхнею веденої півмуфти, переміщення в осьовому напрямку

$2h, + 2x$ (X – переміщення в сторону деформації пружини 7 за рахунок сил інерції). За час, який промішний диск здійснює дане осьове переміщення, він провертається відносно веденої півмуфти на кут φ_3 , який є більшим кута φ_2 , що гарантує проскакування допоміжними кульками дугових пазів і відповідно виключає повторні змикання півмуфт. Оскільки жорсткість пружини 7 значно менша ніж жорсткість пружини 8, то динамічні навантаження в режимі буксування муфти будуть мізерними.

Вкличення 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.

Для повного розчеплення кінематичного ланцюга при виникненні перевантаження, з метою зупинки приводу для очищення робочих органів від землі, бур'янів та попадання випадкових предметів, можливе застосування самовідкльчної запобіжної муфти з автоматичним замиканням півмуфт, шляхом зменшення частоти обертання ведучої ланки [9] (рис.12.3). Муфта складається зі ступиці 1, на якій вільно встановлена ведена півмуфта 2, в торцевих гніздах якої

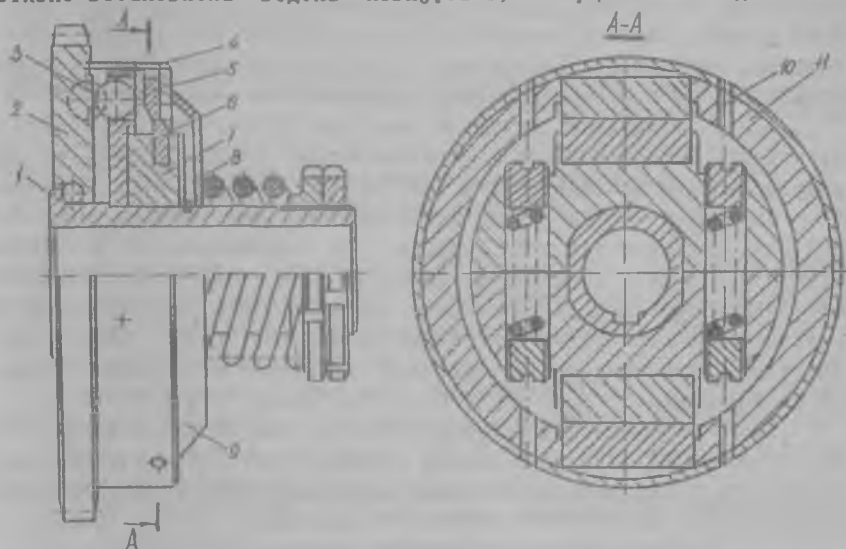


Рис.12.3. Самовідкльчна кулькова запобіжна муфта з автоматичним змиканням півмуфт

встановлені кульки 3, що входять в зачеплення з аналогічними кульками, розташованими в наскрізних отворах ведучої півмуфти 4. З протилежної сторони кульки контактують з проміжним диском 11, в радіальних пазах якого закріплені фіксуєчі кулачки 5 прямокутної форми зі скошеними поверхнями. Кулачки своєю робочою поверхнею взаємодіють з аналогічними фіксуєчими кулачками 6, жорстко закріпленими в пазах відцентрових колодок 7. Колодки розтискаються за допомогою пружин 12, величина попередньої деформації яких регулюється гвинтами через отвори 10. Колодки розташовані між ведучою півмуфтою і опорним диском, осьове переміщення якого обмежене стопорним кільцем. Проміжний диск через регулювальний диск 9 підтиснутий центральною пружиною 8.

Момент обертання передається за допомогою зачеплення кульок, розташованих в півмуфтах. При стопорінні веденої півмуфти, кульки, що розташовані в наскрізних отворах ведучої півмуфти рухаються в осьовому напрямку і відповідно зміщують проміжний диск в напрямку деформації центральної пружини. При цьому торцевий контакт кулачків 5 і 6 переходить на контакт по їх похилих поверхнях, що забезпечує радіальне зміщення підпружинених відцентрових колодок. При повному виході кульок із зачеплення між собою, відцентрові колодки, максимально зміщуються в радіальному напрямку, фіксують проміжний диск у відтиснутому положенні за допомогою кулачків. Така фіксація можлива тільки в тому випадку, якщо складові від відцентрової сили колодок і сили радіальних пружин в напрямку осі обертання будуть більшими ніж сила від дії центральної пружини.

Включення муфти здійснюється автоматично, шляхом зменшення частоти обертання ведучої півмуфти. Це призводить до зменшення відцентрових сил, що діють на колодки. При досягненні рівності між складовими від відцентрових колодок і радіальних пружин, з однієї сторони, і сили центральної пружини з іншої сторони, відбувається включення муфти, при якому проміжний диск вводить кульки в зачеплення.

Повне розчеплення півмуфт, без їх повторних замикань при конструктивному і технологічному спрощенні механізму розчеплення, забезпечує самовідключна кулькова запобіжна муфта [79], зображена на рис.12.4. На ступиці 1 вільно розташована ведена півмуфта 2, на торцевій поверхні якої рівномірно по колу встановлені ступеневі втулки 3, з лунками під кульки 4. З іншого боку кульки знахо-

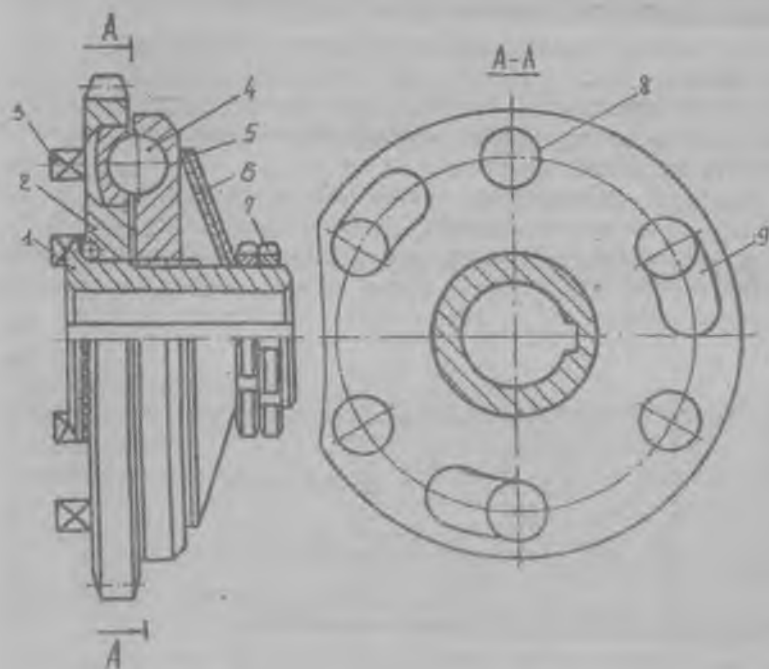


Рис. 12.4. Самовідклична запобіжна муфта з реверсивним змиканням півмуфт

дяться в торцевих гніздах 8 і дугоподібних пазах 9 ведучої півмуфти 5, причому довжина кожного пазу більша двох діаметрів кульок. Регулювання величини крутного моменту здійснюється шляхом стиснення пружин 6 гайками 7.

Передача моменту обертання забезпечується кульковим зачепленням між півмуфтами, яке порушується у випадку виникнення перевантаження. При цьому кульки, які розташовані в дугових пазах, контактуючи з торцевою поверхнею півмуфти, перекошуються до протилежних стінок пазів. Таким чином, порушується рівномірність розташування кульок по колу півмуфти, при незмінному положенні лунки, що викликає можливість повторного спрацювання захисного пристрою. Його вклучення здійснюється шляхом реверсування ведучої ланки. При цьому кульки, які розташовані в пазах ведучої півмуф-

ти, перекочуються в початкове положення, що призводить до само-включення муфти. При зношенні лунок на втулках, останні повертаються і в роботу входять нові грані лунок, що підвищує довговічність муфти.

З метою визначення взаємозв'язку між конструктивними та силовими параметрами муфти з автоматичним включенням (рис.12.3), звернемось до схеми, зображеної на рис.12.5 [13]. На схемі зроблені наступні позначення: ведуча (ВД) і ведена (ВМ) півмуфти; жорсткість центральної пружини C_1 ; маса проміжного диску m_d ; маса відцентрових колодок m_k ; жорсткість радіальних пружин C_2 ;

Для елементів зачеплення кулька-кулька значення максимального крутного моменту $M_{max}^{к-к}$, який передає муфта, визначається з умови

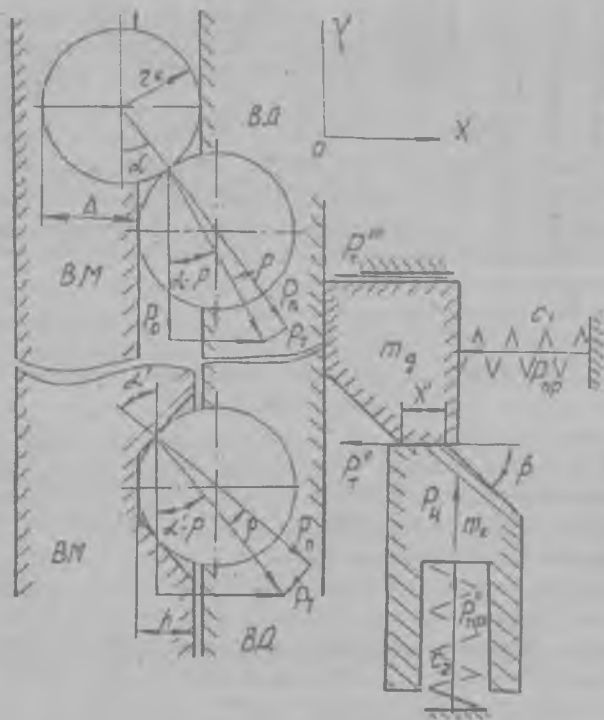


Рис.12.5. Схема для визначення конструктивно-силових параметрів муфти з автоматичним змиканням півмуфт

$$M_{\max}^{K-K} = \frac{R [C_1 \delta_1 + 2(m_k \omega^2 R_B + C_2 \delta_2) f_2]}{[\operatorname{tg}(\alpha \operatorname{arcsin} d/d_k - \rho) - Df'/d]}, \quad (12.1)$$

де R - радіус кола, на якому встановлені кульки; d - середній діаметр розташування шлиців на ступиці; δ_1 і δ_2 - відповідно величини попереднього натягу пружин; ω - кутова швидкість муфти; R_B - відстань від осі обертання до центру мас колодок; 2 - кількість колодок; f_2 - коефіцієнт тертя між колодками; ρ - кут тертя між елементами зачеплення; d_k - діаметр кульки; f' - коефіцієнт тертя в рухомом з'єднанні півмуфта-ступиця.

Для елемента зачеплення кулька-лунка величина максимального крутного моменту M_{\max}^{K-A} визначається за формулою

$$M_{\max}^{K-A} = \frac{R [C_1 (\delta_1 + h - z_k (1 - \sin \alpha)) + 2(m_k \omega^2 R_B + C_2 \delta_2) f_2]}{[\operatorname{tg}(\alpha' - \rho) - Df'/d]}, \quad (12.2)$$

де h - величина максимального заглиблення кульки в лунку; α' - кут нахилу лунки.

Кутова швидкість, при якій відбувається самозмикання півмуфт визначається з умови

$$\omega_{\text{зм}} = \sqrt{\frac{C_1 (\delta_1 + X_{\max}) - 2 \operatorname{tg}(\beta + \rho') C_2 \delta_2}{2 m_k \operatorname{tg}(\beta - \rho)}}, \quad (12.3)$$

де X_{\max} - максимальна величина перекриття колодок торцевими поверхнями; ρ' - кут тертя між кулачками; β - кут нахилу кулачків.

Таким чином, приведені формули забезпечують вибір оптимальних конструктивних параметрів в залежності від силових характеристик, а схеми таких захисних пристроїв гарантують повне розмикання півмуфт в процесі буксування, що виключає динамічні навантаження на привід і захищає робочі органи викопувально-очисних пристроїв як від випадкових, так і технологічних перевантажень.

Для збільшення діапазону роботи муфт в пружному режимі, розроблений планетарний захисний пристрій, зображений на рис.12.6. [17], який складається з ведучої півмуфти 6, вільно розташованої на веденому валі 2. В радіальних пазах ведучої півмуфти встановлені проміжні вальці 4, на яких вільно розташовані сателіти 3, вісь котрих зміщена відносно осі проміжних вальців на величину ексцентриситету "e". Сателіти входять в зачеплення з центральними шестернями 1, жорстко закріпленими на веденому валі. В радіальних отворах ведучої півмуфти розташовані пальці 6, підтіснуті до ва-

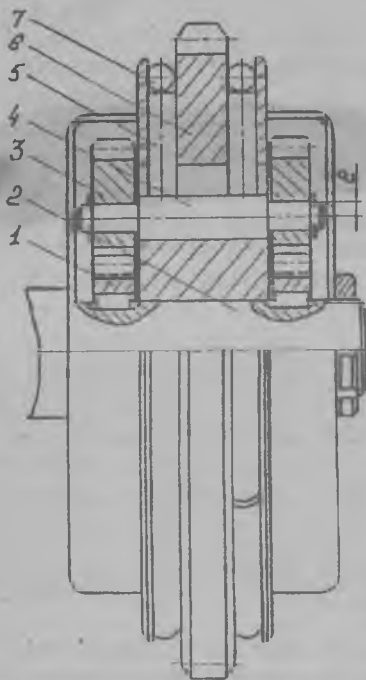


Рис. 12.6. Планетарна муфта

льців за допомогою пружних ободів 7.

При перевищенні моменту опору вище допустимого, стопоряться центральні шестерні і відносно них починають обертатись сателіти, що призводить до радіального переміщення пальців і деформації пружних ободів.

Передачу більших крутних моментів, при менших габаритних розмірах забезпечує планетарна запобіжна муфта [19], яка зображена на рис. 12.7. Вона складається з ведучої півмуфти 1, з внутрішнім зубчастим вінцем якої входять в зачеплення сателіти 2, встановлені на осях 3 веденої півмуфти 4. Робоча торцева поверхня сателітів виконана похилою і розташована під кутом α до вертикальної площини. На торцевій поверхні сателітів завальцовані кульки 5, які взаємодіють з пелюстковою пружиною 6, підтиснутою гайками 7.

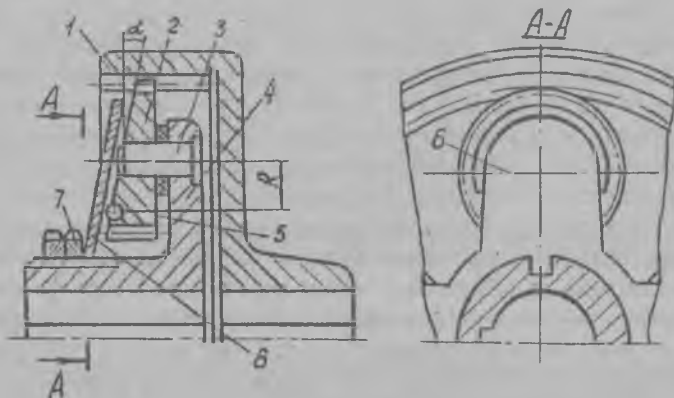


Рис. 12.7. Зубчата планетарна запобіжна муфта

В процесі перевантаження стопориться ведена півмуфта і сателіти починають обертатись відносно власних осей. Це супроводжує деформації пелюстків пружини і відповідно зміну крутного моменту.

Розроблена муфта є простою у виготовленні і забезпечує плавне відносне провертання півмуфт при спрацюванні, а також характеризується певними компенсуючими і пружними властивостями.

Для визначення характеру зміни крутного моменту звернемося до розрахункової схеми (рис.12.8), на якій приведені наступні позначення: φ - кут повороту сателіта; Δ - величина прогину пружного пелюстка; l_0 і l_r - початкова і змінна величини довжини консольної частини пелюстка пружини від зони заземлення до точки контакту з кулькою; R - радіус розташування кульки відносно осі обертання сателіту.

При кінетостатичному розрахунку крутного моменту зроблені наступні допущення: контакт кульки з пелюстком відбувається по радіусу R і розташування відносно осі сателіту; боковим провертанням пелюстка нехтуємо.

Крутний момент M_M , який передає муфта визначається

$$M_M = M_c n / u \eta, \quad (12.4)$$

де M_c - крутний момент на сателіті; n - кількість сателітів; u - передаточне число зубчатої передачі; η - ККД зубча-

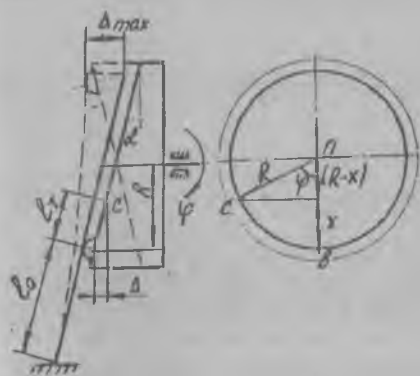


Рис.12.8.Схема для визначення силових параметрів муфти

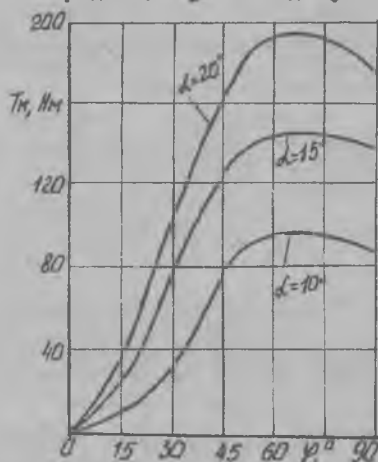


Рис.12.9.Характер зміни крутного моменту від кута повороту сателіта

тої передачі.

Крутний момент на сателіті

$$M_c = P_n f R, \quad (12.5)$$

де P_n - нормальна реакція взаємодії кулька-пелюсток; f - коефіцієнт тертя пари кулька-пелюсток.

В процесі повертання сателіта відносно власної осі на певний кут φ , кулька з т.б переміститься в т.с. Це спричиняє деформацію пелюстка пружини на величину Δ і зміну його активної довжини на величину

$$\Delta = [\Delta_0 + R(1 - \cos\varphi) \operatorname{tg}\alpha] \quad (12.6)$$

$$l_r = R(1 - \cos\varphi) / \cos\alpha, \quad (12.7)$$

де Δ_0 - попередній прогин пелюстка.

Враховуючи, що в загальному випадку прогин консольної балки $\Delta = P_n l^3 / 3EJ$, а $J = \frac{\kappa b^3}{12}$ визначаємо необхідну силу P_n , яка спричиняє прогин пелюстка на величину Δ

$$P_n = \frac{E \kappa b^3 \Delta}{4(l_0 + l_r)^3}, \quad (12.8)$$

де E , κ , b - відповідно модуль пружності, ширина і товщина пелюстка пружини.

Підставляючи залежності (12.6), (12.7) в (12.8), а (12.8) і (12.5) в (12.4) отримуємо рівняння для визначення крутного моменту муфти

$$M_M = \frac{E \kappa b^3 [R(1 - \cos\varphi) \operatorname{tg}\alpha + \Delta_0] R f n}{4 [l_0 + R(1 - \cos\varphi) / \cos\alpha]^3 \eta} \quad (12.9)$$

Характеристики зміни крутного моменту від кута повороту сателіта φ для $\mu = 0,3$; $f = 0,17$; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $R = 20$ мм; $l_0 = 25$ мм; $\kappa = 50$ мм; $b = 3$ мм; $n = 3$; $\eta = 0,96$; $\Delta_0 = 0$ мм представлені на рис.12.9.

Аналізуючи дані залежності, можна констатувати, що максимальний крутний момент, який передає муфта відповідає положенню сателіта, поверненого на $\varphi = 67^\circ$ від початкового положення. Тому, підставляючи таке значення φ залежність (12.9) прийме вигляд

$$M_M = \frac{E_k B^3 (0,6 R t_{gd} + \Delta_0) R f n}{4 [l_0 - 0,6 R / \cos \alpha]^3 \lambda \eta} \quad (12.10)$$

При проектуванні муфти для конкретних приводів викопуючих та очисних пристроїв, застосовуючи формулу (12.10) можна підібрати необхідні її конструктивні параметри при заданому критичному моменті опору на робочому органі.

Випробовування запобіжних муфт проводились на експериментальному стенді і по методиці ведення досліджень, які описані в роботі [82].

Для цього були виготовлені наступні запобіжні пристрої:
самовідклячна запобіжна муфта з елементами зачеплення кулька-лунка і реверсивним змиканням півмуфт (рис.12.4). Конструктивні параметри муфти: $D = 110$ мм; $d = 60$ мм; $d_k = 17,2$ мм; $\Delta = 10$ мм; $C = 90$ Н/мм; $\alpha_1 = 55$ град; $\alpha_2 = 60$ град;

самовідклячна запобіжна муфта з елементами зачеплення кулька-лунка і автоматичним змиканням півмуфт, шляхом зменшення частоти обертання привідного валу (рис.12.3). Конструктивні параметри муфти: $D = 160$ мм; $\delta_1 = 10$ мм; $\delta_2 = 8$ мм; $C_1 = 60$ Н/мм; $m_k = 0,75$ кг; $R_b = 60$ мм; $d_k = 19$ мм; $C_1 = 100$ Н/мм; $C_2 = 120$ Н/мм;

планетарна запобіжна муфта з ексцентричним розташуванням сателітів (рис.12.6). Конструктивні параметри муфти: $A = 90$ мм; $C = 160$ Н/мм; $p = 3$ мм; $e_1 = 4$ мм; $e_2 = 6$ мм;

планетарна запобіжна муфта зі скошеними торцевими поверхнями сателітів (рис.12.7). Конструктивні параметри муфти: $R = 24$ мм; $l_0 = 20$ мм; $h = 40$ мм; $p = 3$; $\alpha_1 = 16$ град; $\alpha_2 = 20$ град.

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 повертання сателітів відносно центральних шестерень, що обумовлює зростання крутного моменту до його максимального значення.

Третій період – вхід елементів зачеплення в початкове положення.

На рис.12.10 і 12.11 представлені графічні залежності зміни максимального крутного моменту T_{max} від частоти обертання привідного валу і коефіцієнту динамічності для кулькових захисних пристроїв; 11 і 12 – муфти з реверсивним змиканням півмуфт і ку-

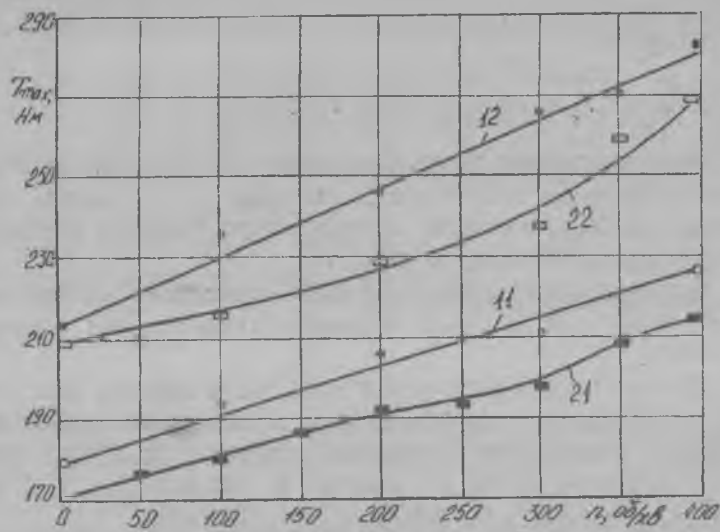


Рис. 12.10. Залежності максимального крутного моменту від частоти обертання привідного валу для кулькових запобіжних муфт

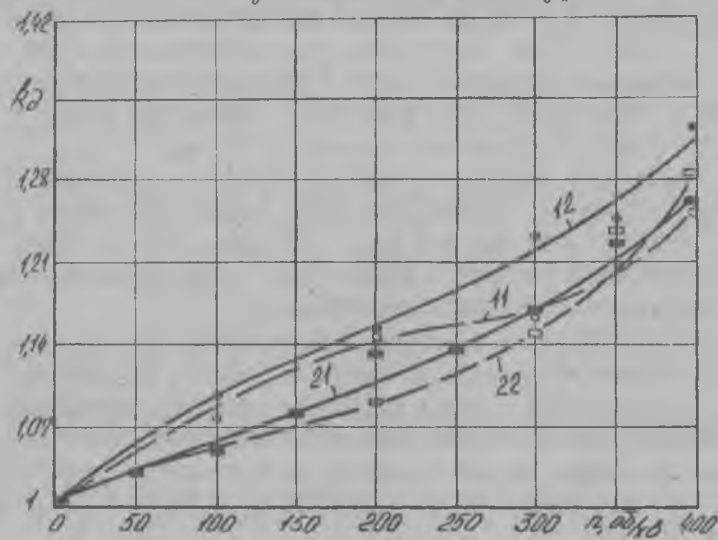


Рис. 12.11. Залежності коефіцієнту динамічності від частоти обертання привідного валу для кулькових запобіжних муфт

тами нахилу лунок відповідно $\alpha^1 = 50$ і 60 град; 21 і 22 – муфти з автоматичним змиканням півмуфт і жорсткістю центральної пружини відповідно: $C_1 = 100$ Н/мм і $C_2 = 120$ Н/мм.

Аналізуючи дані залежності можна констатувати, що характер зростання моменту відключення півмуфт при збільшенні частоти обертання привідного валу описується лінійною залежністю. При цьому коефіцієнт динамічності для кулькових муфт 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, горизонтально-роторних підбирачів, бітерних валів, шнекових сепараторів обертуться з частотою в межах 300...450 об/хв, то при застосуванні даних типів муфт, для захисту робочих органів коренезбиральних машин від перевантажень, необхідно враховувати їхні динамічні характеристики. Так, при виборі конструктивно-технологічних параметрів захисних пристроїв розрахунковий кінетостатичний крутний момент потрібно домножити на $k_d = 1,3$.

Коефіцієнти точності спрацювання даних типів муфт знаходяться в межах: для елементів зачеплення кулька-лунка $\delta_7 = 1,1...1,28$; для зачеплення кулька-кулька $\delta_7 = 1,08...1,18$.

На рис.12.12 і 12.13 зображені графічні залежності зміни максимального крутного моменту T_{\max} від частоти обертання привідного валу і коефіцієнту динамічності для планетарних захисних пристроїв: 31 і 32 – планетарної муфти з ексцентричним ($e_1 = 4$ мм; $e_2 = 8$ мм) розташуванням сателітів; 41 і 42 – муфти зі скоженими торцевими поверхнями сателітів, кути нахилу яких виконані відповідно у варіантах $\alpha_1^1 = 16$ град; $\alpha_2^1 = 20$ град.

За результатами досліджень встановлено, що для планетарних запобіжних муфт значення граничних крутних моментів різко зростають при їх спрацюванні до 200...250 об/хв і коефіцієнт динамічності знаходиться в межах 1,18...1,28. При подальшому збільшенні частоти обертання привідного валу до 400 об/хв коефіцієнт динамічності практично не змінюється і його граничні значення не перевищують 1,3. При цьому коефіцієнти точності спрацювання планетарних захисних механізмів знаходяться в межах 1,05...1,12, що вказує на їх більш високі функціональні параметри порівняно з пружно-кулачковими і кульковими муфтами. До переваг планетарних захисних механізмів також можна віднести широкий діапазон їх роботи в пружному режимі, що забезпечує відносні повертання веде-

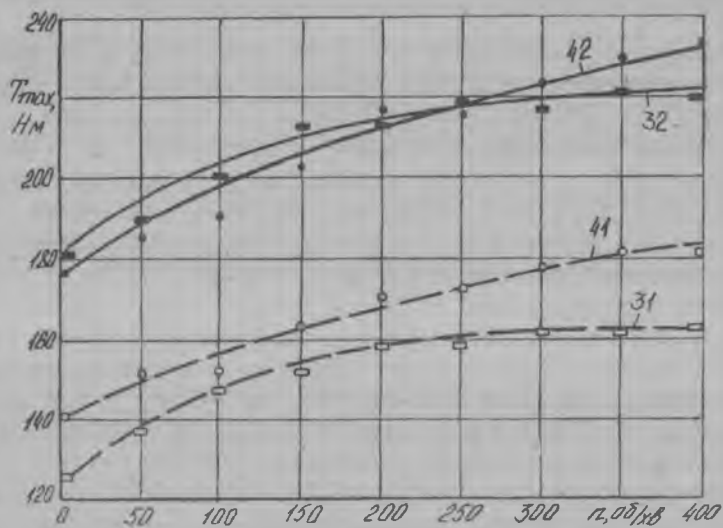


Рис. 12.12. Залежності максимального крутного моменту від частоти обертання привідного валу для планетарних запобіжних муфт

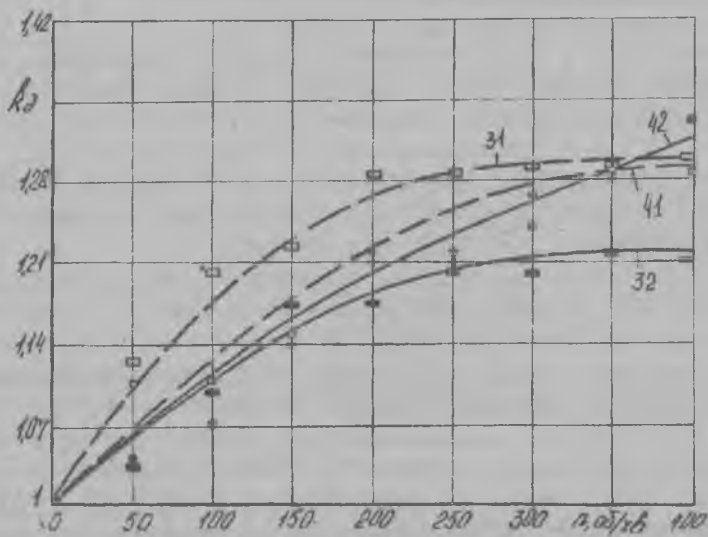


Рис. 12.13. Залежності коефіцієнту динамічності від частоти обертання привідного валу для планетарних запобіжних муфт

них елементів приводу відносно ведучих до повного розмикання кінематичного ланцюга при зростанні моменту опору.

Однак планетарні муфти є досить складними у виготовленні, що обмежує їх застосування. Вони можуть бути ефективно використані при одночасному захисті всіх технологічних вузлів і розташовуватись безпосередньо біля двигуна.

Для запобігання поломок дискових і вилкових копачів необхідно застосовувати схеми зачеплення кулька-кулька, оскільки вони забезпечують різке зниження передавального моменту зразу після відносних зміщень півмуфт і характеризуються високою точністю спрацювання ($\gamma_T = 1,08 \dots 1,18$). Даний ефект є особливо позитивним для захисту викопувальних пристроїв, оскільки попадання каміння в розхил копачів потребує миттєвої їх зупинки для уникнення поломок.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Аванесов Ю. Е., Бессарабов В. И., Русанов И. И. Свеклоуборочные машины. - М.: Колос, 1979. - 351 с.
2. Босой Е. С., Верняев О. В., Смирнов И. И. и др. Теория, конструкция и расчет сельхозмашин. - М.: Машиностроение, 1978. - 567 с.
3. Брей В. В. Исследование и разработка механизированного процесса извлечения из почвы корней сахарной свеклы: Автореф. дис... канд. техн. наук. - К., 1972. - 32с.
4. Булгаков В. М. Совершенствование технологического процесса и машин для уборки корнеплодов свеклы: Автореф. дис... д-ра техн. наук в форме научного доклада. - М., 1993.
5. Василенко А. А. Бурыкозбиральні машини. Теорія, конструкція і розрахунок. - Харків-Київ: ДНТУ, 1937. - 339с.
6. Василенко П. М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. - К.: Изд-во УАСХН, 1960. 283с.
7. Гевко Б. М., Рогатинский Р. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. - Львов: Выща школа, 1989. - 175 с.
8. Гевко Б. М., Рогатинський Р. М., Данильченко Н. Г. та ін. Механізми з гвинтовими пристроями. - Львів: Світ, 1993. - 208с.
9. Гевко Б. М., Гевко Р. Б. Предохранительная муфта с автоматическим выключением и включением. БИ N 27, 1987, АС СССР N1325220.
10. Гевко Б. М., Данильченко Н. Г., Гевко Р. Б. и др. Шнековый очиститель корнеклубнеплодов от примесей. БИ N 45, 07.12.86. АС СССР N1274642.
11. Гевко Р. Б. Разработка конструкций и определение функционально-эксплуатационных характеристик шариковых предохранительных муфт: Автореф. дис... канд. техн. наук. - Л., 1990. - 18с.
12. Гевко Р. Б. Вибір конструктивних параметрів дискових копачів //Проблеми і перспективи створення бурякозбиральної техніки / Матеріали міжнародної науково-практичної конференції. - Вінниця - 1996. - с. 61-63.
13. Гевко Р. Б. Визначення конструктивних і силових параметрів самовідключних запобіжних муфт бурякозбиральних машин // Проблеми і перспективи створення бурякозбиральної техніки / Матеріали міжнародної науково-практичної конференції. - Вінниця - 1996. -с. 78-80.
14. Гевко Р. Б. Вдосконалення викопувачих пристроїв коренезбиральних машин //Перспективи розвитку механізації, електрофікації, автоматизації і технічного сервісу сільськогосподарського виробництва/ Матеріали науково-технічної конференції. - Глеваха -1996. - с. 75.
15. Гевко Р. Б. Роторные очистители корнеуборочных машин //Пути повышения эффективности свеклосахарного производства России в условиях рыночной экономики/ Материалы Всероссийской научно-практической конференции. - Рамонь - 1996. - с. 19-20.

16. Гевко Р. Б. Шляхи покращення функціонально-експлуатаційних параметрів дискових копачів // Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей. / Волинське відділення ІАУ. - Луцьк, 1995. с. 114-116.

17. Гевко Р. Б. Предохранительные муфты повышенной плавности срабатывания // Машиностроитель, 1986, №3, с. 19.

18. Гевко Р. Б. Предохранительная шариковая муфта. БИ № 28, 30. 07. 1987, АС СССР №1326807.

19. Гевко Р. Б. Предохранительная муфта. БИ № 36, 30. 09. 1987, АС СССР №1341407.

20. Гевко Р. Б., Осуковский В. М., Данильченко М. Г. и др. Корнеуборочная машина. БИ №14, 15. 04. 1990, АС СССР №1556565.

21. Гевко Р. Б., Новак О. Б. и др. Шариковая предохранительная муфта. БИ № 45, 07. 12. 1992, АС СССР №1779833.

22. Гевко Р. Б., Данильченко М. Г., Мартиненко В. А. и др. Рабочий орган к подборщику коренеплодов. БИ № 25, 07. 07. 1990, АС СССР №1576017.

23. Гевко Р. Б., Осуковский В. М., Данильченко М. Г. и др. Транспортное очистительное устройство. БИ №25, 07. 07. 1989, АС СССР №1491378.

24. Гевко Р. Б., Мутурма И. Я., Смакоуз Г. Н. и др. Роторное транспортно-очистительное устройство. БИ №16, 30. 04. 1989, АС СССР №1475529.

25. Гевко Р. Б., Бурдак Н. С., Данильченко М. Г. 1 ін. Підбирач коренеплодів. Патент України № 194- 26. 02. 1993.

26. Гевко Р. Б., Гевко В. М., Данильченко М. Г. и др. Транспортно-очистительное устройство. БИ №15, 23. 04. 92, АС СССР №1727645.

27. Гевко Р. Б., Осуковский В. М., Данильченко М. Г. 1 ін. Выкопучо-очисный пристрій для коренеплодів. Патент України №937А- 27. 02. 1996.

28. Гевко Р. Б., Данильченко М. Г., Мартиненко В. Я. 1 ін. Диск копача коренеплодів. Патент України №9513А - 28. 08. 1995.

29. Гевко Р. Б., Сулимов В. К. Предохранительная шариковая муфта. БИ №46, 15. 12. 1988, АС СССР №1444571.

30. Гевко Р. Б., Брчук В. П., Мутурма И. Я. и др. Транспортно-очистительное устройство. БИ №29, 07. 08. 1991, АС СССР №1667687

31. Глуховский В. С. Комплексная механизация производства сахарной свеклы. - К. : Урожай, 1976. - 220с.

32. Данильченко М. Г., Мутурма И. Я., Гевко Р. Б. 1 ін. Підбирач-сепаратор коренеплодів. Патент України №521 - 26. 02. 93.

33. Данильченко М. Г., Гевко Р. Б., Гевко В. М. и др. Выкапывающий рабочий орган. БИ №38, 15. 10. 1992, АС СССР №1768061.

34. Данильченко М. Г., Шифердеккер К., Гевко Р. Б. и др. Выкапывающее устройство для коренеплодов. БИ №12, 16. 02. 1990, АС СССР №1722284.

35. Данильченко М. Г., Гевко Р. Б., Смакоуз Г. Н. и др. Ротор сепарирующее-подкапывающего устройства. БИ №34, 15. 09. 1992, АС СССР №1761026.

36. Данильченко М. Г., Шифердеккер Клаус, Гевко Р. Б. и др. Копач для коренеплодов. БИ № 13, 07. 04. 93, Патент СССР №1807839.

37. Данильченко М. Г., Шифердеккер Клаус, Гевко Р. Б. и др. Копач

- свеклоуборочной машины. БИ № 13, 07.04.93, Патент СССР №1807838.
38. Данильченко Н. Г., Осуховский В. Н., Гевко Р. В. и др. Роторное сепарирующее устройство. БИ № 30, 15.06.90, АС СССР №1584801.
39. Данильченко Н. Г., Гевко Р. В., Осуховский В. Н. и др. Сепарирующий ротор корнеуборочной машины. БИ № 25, 07.07.90, АС СССР №1578006.
40. Дубиняк С. А., Гевко В. Н., Рачинец Н. Ф. и др. Динамика приводов с кулачковыми предохранительными муфтами // в сб. Научные труды УСХА. Киев, - 1975. 115-119 с.
41. Дьяченко С. К., Киркач В. Ф. Предохранительные муфты. - К.: Гостехиздат УССР, 1962. - 167 с.
42. Есипенко Я. И., Паламаренко А. З., Афанасьев Н. К. Муфты повышенной точности ограничения нагрузки. - К.: Техника, 1972. - 164 с.
43. Зубенко В. Ф. Сахарная свекла. - К.: Урожай, 1979. - 416 с.
44. Кожевников С. Н. Динамика машин с упругими звеньями // АН УССР, Киев, 1961. - 176 с.
45. Козібрoда Я. І. Тенденції розвитку машин для збирання пукрових буряків. - Тернопіль.: Збруч, 1996. - 91 с.
46. Комаров Н. С. Динамика механизмов и машин. - М.: Машиностроение, 1969. - 205 с.
47. Комаров Н. С. Основы научных исследований. - Львов: Вища школа, 1982. - 128 с.
48. Мартиненко В. Я., Гевко Р. В., Везпальок А. П. Очистник корнеплодов. Патент України №9685А. - 26.05.1995.
49. Машини бурякозбиральні. Загальні технічні умови. - К.: ДСТУ 2258-93 (ГОСТ 7496-93), 1993. - 13 с.
50. Нагорняк С. Г. Профилирование лунок для шариковых предохранительных муфт // Известия вузов, Машиностроение, -1980, №8, с. 42-46.
51. Нагорняк С. Г. Разработка и исследование новых конструкций кулачковых, зубчатых и фрикционных предохранительных муфт. Автореферат дисс. ... канд. техн. наук. - Киев, 1977. - 20 с.
52. Нагорняк С. Г., Луцив И. В. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования. , Киев: Техніка, 1992. - 71с.
53. Осуховский В. Н., Гевко Р. В., Данильченко Н. Г. и др. Корнеуборочная машина. БИ №23, 23.06.93. АС СССР №1822650.
54. Осуховський В. Н., Гевко Р. В., Смакоуз Г. Н. і др. Роторний транспортер-очисник. Патент України №524. - 26.02.93.
55. Осуховский В. Н., Данильченко Н. Г., Гевко Р. В. Роторный транспортер-очиститель. БИ №15, 23.04.92. АС СССР №1727643.
56. Осуховський В. Н., Гевко Р. В., Николайчук Н. З. и др. Роторный транспортер-очиститель. БИ №17, 07.05.93. АС СССР №1813345.
57. 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.
58. Петров Г. Д., Орлов П. Е., Стариков В. В. и др. Перспективы развития техники для уборки сахарной свеклы // Тракторы и сельхозмашины. - 1994. - №11. - с. 7-11.
59. Погорелый Л. В. Инженерные методы испытаний сельскохозяйственных машин. - К.: Техніка, 1991. - 157 с.
60. Погорелый Л. В. Повышение эксплуатационно-технологической

эффективности сельскохозяйственной техники. - К.: Техніка, 1990-176с.

61. Поляков В. С., Барабан И. Д., Ряховский О. А. Справочник по муфтам. - Л.: Машиностроение, 1979. - 344 с.

62. Саранулов А. К. Исследования процесса очистки корней от земли при уборке сахарной свеклы. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1965. - 20с

63. Саранулов А. К., Волоха Н. П. Технологический процесс выкапывания коренеплодов сахарной свеклы дисковыми копачами //Тракторы и сельхозмашины. - 1984. - №2. - с. 19-21.

64. Свеклоуборочные машины: (Конструирование и расчет)//Л. В. Погорелый, Н. В. Татьянко, В. В. Брей и др.; Под общ. ред. Л. В. Погорелого. - К.: Техніка, 1983. - 168 с.

65. Серебряков И. Н., Грозубинский В. А., Соколенко Н. Н. Исследование гидропривода дисковых копачей свеклоуборочных машин // Тракторы и сельхозмашины. - 1982. - №7. - с. 20-21.

66. Смакоуз Г. Н., Козиброда Я. И., Генко Р. В. Рабочий орган к подборщику корнеклубнеплодов. БИ №9, 07.03.1989, АС СССР №1463176

67. Смакоуз Г. Н., Козиброда Я. И., Генко Р. В. и др. Роторное транспортирующее устройство. БИ №31, 23.08.1990, АС СССР №1586584

68. Смакоуз Г. Н., Козиброда Я. И., Генко Р. В. и др. Устройство для очистки корнеклубнеплодов от примесей. БИ №48, 30.12.1988, АС СССР №1447310.

69. Смакоуз Г. Н., Козиброда Я. И., Генко Р. В. 3 невеликими енергозатратами і без втрат // Техніка АПК. - 1989. - №8. - с. 16-17.

70. Сычев И. П. Основы повышения надежности рабочих органов свекловичных машин. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук.-М.: Москва, 1995.

71. Сычев И. П., Гехт П. И. Анализ отказов свеклоуборочных машин //Тракторы и сельхозмашины. - 1987. - №9. - с. 10-13.

72. Татьянко Н. В., Грозубинский В. А., Воршевская Э. Б., и др. Исследование процесса выкопки корней сахарной свеклы дисковыми копачами // Тракторы и сельхозмашины. - 1981. - №9. - с. 19-21.

73. Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Цивер И. Колебания в инженерном деле. Перев. с англ. - М.: Машиностроение, 1985. - 454 с.

74. Хайлис Г. А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. - К.: Вид-во УСГА, 1992. - 240 с.

75. Хайлис Г. А., Коновалюк Д. М. Основы проектування і дослідження сільськогосподарських машин. - К.: НМК ВО, 1992. - 320 с.

76. Хвостов В. А. Обоснование параметров рабочих органов для отделения корнеплодов от примесей // Тракторы и сельхозмашины. - 1981. - №7. - с. 21-24.

77. Хелемендик Н. П. Снижение потерь при уборке // Сах. свекла. 1984. - №9. - с. 21-22.

78. Хелемендик Н. П. Исследование технологического процесса и рабочих органов для уборки сахарной свеклы в условиях Западной Степи УССР: Дисс. ... канд. техн. наук. - Воронеж, 1968. - 20 с.

79. Хрисанов Н. Н., Генко Р. В., Данильченко Н. Г. и др. Предохранительная шариковая муфта. БИ №14, 15.04.1990, АС СССР №1557384

80. Цурпал И. А., Булгаков В. И., Финько С. В. О создании нового свеклоуборочного комплекса машин для фермерских хозяйств// Аграрная наука УГАУ: проблемы, поиск, достижения / Материалы научн. конф. - К.: УГАУ, 1993. - с. 16.

81. Менк Х. Теория инженерного эксперимента. - М.: Мир, 1972. 374с.
82. Новжун А. П., Гевко Р. В. Универсальный стенд для испытаний предохранительных муфт. - Технология и организация производства // 1987. - №2, с. 51-52.
83. Нутурма И. Я., Мартыненко В. А., Гевко Р. В. і ін. Очишувально-транспортуючий пристрій коренезбиральної машини. Патент України № 522. - 26.02.93.
84. Брчук В. П., Гевко Р. В., Данильченко Н. Г. и др. Рабочий орган к подборщику корнеплодов. БИ №13, 07.04.92, АС СССР №1724076
85. Betteravler. - 1992. - Vol. 26. - № 270.
86. British Sugar Beet Review. - 1990. - Vol. 58. - № 4.
87. Prognosen für das Jahr 2000 // Landtechn. - 1973. - Bd. 28. №13. - s. 364.
88. Exposé de monsieur Garon // Le betteravler français. 1973. - №246. - p. 11.
89. Gerlach K. Technik der Futterrübenenernte: Die Arbeitskette geschlossen halten. // Lohnunternehmen Land- und Forstwirtschaft. 1985. - Vol. 40. - №10. - s. 540-541.
90. Guidelines for growers // Power Farm. - 1973. - №3. - p. 23.
91. Kesten E. Entwicklungstendenzen in der Zuckerrübenenernte // Landtechn. - 1973. - Bd. 28. - №13. - s. 353-354.
92. Thompson J. Sugar Beet harvesting machine // British Sugar Beet Review. - 1987. - Vol. 58. - № 4. - p. 59.

З М І С Т

ВСТУП.....	3
1. Аналіз принципів конструювання та тенденції розвитку робочих органів коренеозбиральних машин.....	5
2. Агротехнічне обґрунтування типів викопувальних і очисних пристроїв коренеозбиральних машин.....	12
3. Синтез викопувальних пристроїв.....	16
4. Синтез очисників коренеплодів.....	26
5. Теоретичне обґрунтування конструктивно-силових параметрів дискового копача.....	36
6. Визначення конструктивно-технологічних параметрів копачів з вертикальним активним диском.....	44
7. Дослідження характеру руху коренеплоду по робочих поверхнях горизонтально-роторного підбирача.....	47
8. Динаміка приводу дискового копача з запобіжною муфтою	55
9. Компонувальні схеми викопувально-очисних пристроїв коренеозбиральних машин.....	64
10. Визначення силових та енергетичних параметрів робочих органів коренеозбиральних машин.....	77
11. Конструктивно-технологічні параметри викопувальних та очисних робочих органів.....	87
12. Запобіжні пристрої робочих органів коренеозбиральних машин.....	95
Список літератури.....	114

Здано до складання 05.02.97 р. Підписано до друку 10.01.97 р. Формат 60x84 1/16. Папір офсетний. Літ. гарн. Друк офсетний. Ум. друкар. арк. 7.8 Тираж 300 пр. Замовн. Зам. № 94.

