

ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломної роботи

освітнього ступеня «Магістр» на тему:

**Обґрунтування технологічних і кінематичних
параметрів системи очищення коренезбиральної
машини**

Виконав: студент 2 курсу, групи МГAI-1-23 за

спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Міщенко Ігор Ігорович

Керівник: _____ Пономаренко Наталія

Олександрівна

Рецензент: _____

Дніпро – 2024

ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

Освітній ступінь: «Магістр»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

ТСГМ

(назва кафедри)

ДОЦЕНТ

(вчене звання)

Теслюк Г.В.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

« ____ » _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

_____ Міщенко Ігор Ігорович _____

(прізвище, ім'я, по батькові)

керівник роботи _____ Пономаренко Наталія Олександрівна, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від

« ____ » листопада 2024 року № _____

2. Строк подання студентом роботи 22.11.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи Огляд стану питання в галузі машинобудування та існуючих засобів очистки коренебульбоплодів. Патентний пошук, аналіз літературних джерел, останніх досліджень з обраної тематики.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Аналіз особливостей об'єкту проектування. Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки. Дослідження параметрів об'єкту розробки. Розробка технологічного процесу механічної обробки деталі. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях економічна ефективність впровадження розробки
Висновки. Бібліографічний список.

5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Мета і задачі, об'єкт, предмет досліджень. 2, 3. Огляд машин-аналогів для збирання цукрових буряків. 3, 4 Порівняльні характеристики бурякозбиральних комплексів, 5.

Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки. 6. Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки 7. Результати експериментальних досліджень. 8. Результати експериментальних досліджень, 9. Розробка моделі об'єкту проектування, 10. Висновки.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Пономаренко Н.О.		
2	Пономаренко Н.О.		
3	Пономаренко Н.О.		
4	Пономаренко Н.О.		
5	Пономаренко Н.О.		
6	Пономаренко Н.О.		
нормоконтроль			

7. Дата видачі завдання: 30.10.2023 р. _____.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний (оглядовий)	до 30.05.2024 р.	
2	Теоретичний	до 10.07.2024 р.	
3	Експериментальний	до 29.09.2024 р.	
4	Охорона праці	до 15.10.2024 р.	
5	Економічний	до 22.10.2024 р.	
6	Демонстраційна частина	до 29.10.2024 р.	

Студент _____

(підпис)

Міщенко І.І.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____

(підпис)

Пономаренко Н.О.

(прізвище та ініціали)

Анотація

Міщенко Ігор Ігорович «Обґрунтування технологічних і кінематичних параметрів системи очищення коренезбиральної машини» рукопис.

Удосконалення системи очищення вороху коренеплодів машини КБМ-6 є актуальною науково-практичною задачею, яка визначила напрямок досліджень магістерської роботи.

Розроблено систему очищення вороху коренеплодів машини КБМ-6, яка складається з поздовжнього транспортера і очищувально-передавального вальця, який має захист від перевантаження завдяки запобіжній муфті. Запропоноване удосконалення забезпечує збільшення інтенсивності очищення при збиранні цукрових буряків в умовах підвищеної вологості ґрунту та значної засміченості поля рослинними рештками, та сприяє підвищенню продуктивності машини.

Розроблено технологічний процес механічної обробки деталі - маточина колеса, який може бути впроваджений в умовах реального виробництва.

Ключові слова: коренеплоди цукрових буряків, коренезбиральна машина, поздовжній транспортер, ворох, очищувально-передавальний валець, цапфа.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	10
1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ.....	12
1.1. Вимоги до агрофону при вирощуванні цукрових буряків та аналіз технологій їх збирання.....	12
1.2. Вимоги до бурякозбиральних машин.....	15
1.3. Огляд машин-аналогів для збирання цукрових буряків.....	17
1.4. Опис об'єкта розробки.....	27
1.5. Висновки по першому розділу.....	34
2. ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ	37
2.1. Опис змін, внесених у конструкцію системи очищення вороху машини КБМ-6	37
2.2. Розрахунок технологічних і кінематичних параметрів поздовжнього транспортера.....	40
2.3. Розрахунок приводної ланцюгової передачі приводу очищувально-передавального вальця.....	43
2.4. Розрахунок вала очищувально-передавального вальця.....	46
2.5. Розрахунок підшипників вала очищувально-передавального вальця.....	48
2.6. Розрахунок зварного шва приварки приводної цапфи вала очищувально-передавального вальця.....	52
2.7. Розрахунок болтового з'єднання опори підшипника кріплення вальця	55
3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ	59
3.1. Показники ефективності сільськогосподарських машин	59
3.2. Вплив режимів руху на динаміку процесів пруткових транспортерів бурякозбиральних машин.....	62
3.3. Критерії оцінки режимів руху пруткових транспортерів	66
3.4. Аналіз режимів руху пруткових транспортерів бурякозбиральних машин	68
3.5. Критерій інтенсивності процесу очищення вороху коренеплодів.....	73
3.6. Розосередження вороху коренеплодів при роботі пруткового очисника	76
3.7. Провертання вороху коренеплодів між робочими гілками двоконтурного пруткового очисника.....	79

3.8. Коефіцієнт розосередження вороху коренеплодів при роботі пруткового очисника.....	82
4. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ	
ДЕТАЛІ	87
4.1. Методи та засоби САПР	87
4.2. Розробка моделі об'єкту проектування	87
4.3. Обробка даних, побудова діаграм за результатами моделювання	88
4.4. Аналіз конструктивних особливостей і технологічність деталі	89
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	92
5.1. Аналіз забруднення довкілля, що виникає у результаті в иготовлення коренезбиральної машини КБМ-6	93
5.2. Утилізація відходів виробництва	94
6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВПРОВАДЖЕННЯ РОЗРОБКИ.....	97
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	102
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	104

ВСТУП

Ринок цукру є найбільш нестабільним з усіх продуктових ринків і характеризується короткими періодами різкого підвищення цін та більш довгими (приблизно семирічними періодами їх спаду).

В усіх бурякосійних країнах вирощування цукрових буряків є пріоритетною галуззю, воно економічно вигідне і прибуткове.

Світове виробництво цукру у дев'яностих роках минулого століття було на рівні 113,6 млн.тонн, у тому числі із цукрових буряків вироблено 33,4 млн.тонн, із тростини 80,1 млн.тонн. Загальна посівна площа цукрових буряків у світі - 9 млн.га, 80% яких розміщено у Європі (Україна, Німеччина, Італія, Франція, Великобританія, країни Східної Європи), решта у США, Китаї, Японії, Туреччині, Марокко, Чилі та ін.

У бурякосійних країнах ЄС сумарна площа цукрових буряків становить 18 млн.га, виробництво цукру - 15 млн.тонн на рік або 7...8 тонн з гектара.

Україна завдяки сприятливим ґрунтово-кліматичним умовам донедавна займала провідне місце у світі за площами посіву цукрових буряків (1,6 млн.га) і входила до числа перших шести світових експортерів цукру, включаючи країни-виробники цукру з цукрової тростини.

Бурякосійні країни світу в останній час реформували цукрову галузь шляхом реструктуризації, розширення та технічного переобладнання діючих цукрових заводів і виведення з експлуатації неперспективних малопотужних підприємств.

Метою роботи є дослідження параметрів системи очищення вороху коренеплодів машини КБМ-6 для збільшення інтенсивності їх очищення та удосконалення технологічного процесу механічної обробки заданої деталі.

Для досягнення цієї мети у роботі вирішено такі завдання:

- проаналізовано вимоги до агрофону при вирощуванні цукрових буряків технології їх збирання, а також вимоги до бурякозбиральних машин;
- виконано дослідження конструкції коренезбиральної машини на можливість удосконалення системи очищення вороху коренеплодів та проаналізовано конструктивні особливості машин-аналогів;
- проаналізовано конструкції транспортуючих робочих органів

бурякозбиральних машин та агротехнічні вимоги до цих машин;

- виконано розрахунок технологічних і кінематичних параметрів поздовжнього транспортера;
- проаналізовано методи та засоби САПР, розроблено модель об'єкту проектування - цапфа очищувально-передавального вальця і досліджено її напружено-деформівний стан;

Об'єкт дослідження. Конструктивні елементи системи очищення вороху коренеплодів коренезбиральної машини; технологічний процес виготовлення деталі - маточина колеса.

Предмет дослідження. Технологічні, силові розрахунки та розрахунки на міцність конструктивних елементів системи очищення вороху коренеплодів коренезбиральної машини, робоче креслення деталі, базовий технологічний процес механічної обробки деталі.

Методи дослідження. Теоретико-емпіричний, теорії міцності, кінцевих елементів, економіко-статистичний, графічний, порівняльний, математичного моделювання.

Основу виробничої бази цукрової промисловості України - цукрові заводи середньої і малої потужності, слід розвивати аналогічно до світових тенденцій виробництва цукру.

1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ

1.1. Вимоги до агрофону при вирощуванні цукрових буряків та аналіз технологій їх збирання

Технологія вирощування цукрових буряків зумовлена агрокліматичними умовами різних зон, проте має багато спільного і включає такі операції [1, 2]:

- осінній комбінований обробіток ґрунту з внесенням мінеральних і органічних добрив;
- ранньовесняний обробіток (боронування і культивація);
- передпосівна підготовка ґрунту культиваторами з плоскорізальними робочими органами в агрегаті з легкими боровами або прутковими котками;
- точна сівба на однакову глибину з рівномірним розподілом насіння у рядках;
- догляд за посівами із застосуванням досходового або післясходового обробітків, міжрядних розпушувань з внесенням сухих або рідких добрив;
- механізоване формування густоти рослин;
- догляд за посівами після формування густоти рослин.

Удосконалення технології механізованого вирощування цукрових буряків йде у двох основних напрямках: застосування таких норм висіву насіння, при яких забезпечується резерв сходів для їх проріджування з автоматичним регулюванням густоти насаджень цукрових буряків; сівба з такою нормою висіву насіння, яка забезпечує оптимальну густоту посівів до моменту збирання без проріджування сходів. Останнє можливе лише при схожості насіння не менше 70 і збереженні сходів не менше 98% [1, 2, 3].

Реалізація обох напрямів вдосконалення механізованої технології вирощування цукрових буряків потребує застосування комплексу машин, що забезпечує: високоякісний основний, ранньовесняний і передпосівний обробітки ґрунту; точну сівбу (12...20 шт. на 1 пог.м рядка насіння з високою схожістю однонасінних сортів і ростковістю близько 100 %) з одночасним внесенням пестицидів; догляд за посівами до

появи сходів з внесенням і загортанням у ґрунт гербіцидів (якщо останні не вносились при сівбі); створення розпушеного стану ґрунту, головним чином у рядках; формування сходів цукрових буряків з автоматичним регулюванням густоти рослин; застосування високоефективних хімічних і механічних способів боротьби з бур'янами у захисних зонах рядків, а також з шкідниками і хворобами; здійснення високоякісного механізованого догляду за посівами цукрових буряків після формування густоти рослин без пошкодження останніх.

Вимоги до агрофону при вирощуванні цукрових буряків такі [1, 2, 3,]:

- рівний рельєф плантації при схилі впоперек рядка до 2 %
- вологість ґрунту у горизонті 0.30 см - від 15 до 23 %;
- кількість коренеплодів на 1 м довжини рядка - від 3 до 6 шт;
- мінімальна відстань між краями коренеплодів у рядку - 16 см;
- допуск на ширину міжряддя повинен бути ± 3 см та відхилення коренеплодів від осової лінії рядка - не більше 3 см;
- діаметр коренеплодів від 5 до 18 см;
- вигляд гички на коренеплодах повинен бути конусоподібним;
- висота головки коренеплоду над поверхнею ґрунту - від 4 до 8 см;
- висота гички - від 50 до 100 см;
- засмічення - не більше п'яти штук бур'янів на 100 м рядка та не вище від основної культури на 10 см;
- рядки повинні бути прямолінійними, допустиме скривлення теоретичної лінії рядка - не більше 10 см на довжині 10 м;
- біологічна врожайність коренеплодів повинна бути не менше 40 т/га, гички - 25 т/га;
- твердість ґрунту - 20 кг/см²;
- наявність великого каміння та сторонніх предметів на плантації не допускається.

Відмінності ґрунтово-кліматичних умов у бурякосіючих районах, сортів і характеру вирощування коренеплодів, технологій їх збирання і переробки, обумовили конструктивну різноманітність бурякозбиральних машин.

Механізовані комплекси для збирання цукрових буряків забезпечують складні

технологічні і виробничі операції, які включають видалення гички, доочищення головок коренеплодів від їх залишків, викопування, очищення від ґрунту, транспортування і завантаження коренів у транспортні засоби.

Вибір технології і конструктивних схем засобів механізації збирання цукрових буряків переважно залежить від розмірів плантацій і ґрунтово- кліматичних умов.

Застосовують одно-, дво- і трифазний способи збирання цукрових буряків залежно від кількості проходів або машин задіяних у процесі збирання гички та коренеплодів.

При однофазній технології за один прохід виконують зрізання гички з її розкиданням на полі або завантаженням у транспортний засіб, викопування коренеплодів, їх очищення і завантаження у бункер машини або в транспортний засіб, що рухається поряд. Такий спосіб здійснюють самохідними комбайнами різної рядності і типу.

При однофазному збиранні гичкозрізаючий і доочисний пристрої переважно встановлюють спереду трактора або самохідного шасі, викопуючі пристрої під енергетичним засобом, а бункер - ззаду. Така компоновка забезпечує оптимальний розподіл навантаження на енергетичний засіб, а також сприяє зменшенню ущільнення ґрунту [1, 2, 3, 4].

При двофазній технології збирання цукрових буряків за перший прохід видаляють гичку, викопують коренеплоди вкладаючи їх у валок. За другий прохід підбирають валки, очищують коренеплоди від ґрунту і завантажують їх у бункер або транспортний засіб, що рухається поруч.

Гичкозрізаючий і очисний пристрої встановлюють спереду, а корене- викопуючий пристрій з валкоукладачем ззаду трактора або під енергетичним засобом. На підбиранні валків коренеплодів застосовують спеціальні підбирачі-навантажувачі, які обладнані бункерами великої місткості (до 12 м³).

Також можливі інші варіанти двофазного способу збирання цукрових буряків: за перший прохід - видалення гички, за другий - викопування коренеплодів, їх очищення і завантаження у бункер чи у транспортний засіб.

Двофазний спосіб знайшов широке застосування у західноєвропейських країнах.

При трифазній технології збирання цукрових буряків кожна операція, а саме, зрізання гички, викопування і очищення коренеплодів, навантаження у транспортні

засоби здійснюють окремими машинами: гичкозбиральною, коренезбиральною, підбирачем-навантажувачем.

Машини призначені для цього способу характеризуються вищими показниками виконання технологічного процесу, однак є металомісткими і потребують додаткових транспортних засобів [1, 2, 3, 4].

У західноєвропейських країнах основна тенденція така - однофазне збирання шестирядними комбайнами з бункерами об'ємом 8...20 м³.

1.2. Вимоги до бурякозбиральних машин

Машини буряко- і гичкозбиральні виготовляють відповідно до вимог ДСТУ 2258-93 і технічних умов на конкретну машину за робочими кресленнями, затвердженими у встановленому порядку.

У таких машинах має бути регулювання висоти зрізання голівок та глибини підкопування коренеплодів.

Підкопувальні та гичкозрізувальні робочі органи мають бути виготовлені із зносостійких матеріалів або мати зносостійкі покриття.

Такі машини мають забезпечувати збирання при ширині міжряддя 45 см±3 см. Відхилення коренеплодів від осьової лінії рядка - 1 см і більше, до 3 см.

Модифікація машин повинна забезпечувати збирання при ширині міжряддя 60±3 см. Відхилення коренеплодів від осьової лінії рядка 1 см - не більше 3 см [1, 2, 3, 4].

Бурякозбиральні машини можна використовувати для збирання на плантаціях цукрових буряків за таких умов такі [1, 2, 3, 4]:

- з біологічною врожайністю коренеплодів та гички 20.70 т/га;
- з твердістю ґрунту до 40 кг/см²;
- з вологістю на глибині 10 см на важких ґрунтах 27 %, середньо- важких ґрунтах - 23 %, легких ґрунтах 20 %;
- на поздовжніх схилах до 7°;
- при розташуванні голівок коренеплодів нижче поверхні ґрунту на 3 см;
- дорожній просвіт у транспортному положенні повинен бути не менше 20 см.

Причіпні, напівпричіпні, начіпні та напівначіпні машини повинні мати, при

потребі, можливість приєднання їх до електросистеми у конкретних технічних умовах на машину.

Механізовані процеси збирання цукрових буряків - це складний комплекс технологічних і виробничих операцій, які включають обрізування гички, викопування, очищення, навантаження коренеплодів і гички.

Процеси збирання визначають характеристики врожаю, конструкцію робочих органів і компоновочно-технологічні схеми машин.

У даний час намітилися тенденції створення енергомістких самохідних корене- і гичкозбиральних машин з шириною захвату шість рядків, з робочою швидкістю 7...10 км/год з метою підвищення їх продуктивності і технологічних показників роботи.

Ешелоноване розміщення робочих органів, використання рами самохідної машини, як несучої системи для всіх органів, використання передніх керованих коліс, оснащення машин бункерами-накопичувачами місткістю 8...20 м³ є типовими компоновочними рішеннями сучасних бурякозбиральних машин.

Значні розбіжності умов роботи бурякозбиральних машин і недостатня приспособованість існуючих конструкцій гичкозрізаючих, викопуючих, очисних робочих органів до їх зміни не дозволяють одержувати стійких агротехнічних показників, особливо при високій врожайності, а також у разі пересушеного чи перезволоженого ґрунту, нерівномірного розташування коренеплодів у рядку, незадовільному стані гички, засміченості посівів.

Сучасні виробничо-технологічні вимоги, які ставлять до бурякозбиральних машин, визначаються загальними тенденціями переведення процесів виробництва цієї культури на промислову основу, специфічними агробіологічними властивостями та еволюціонуючими особливостями механізованого вирощування цукрових буряків, обумовленими зміною сортів, широким впровадженням точного висіву, застосування хімічних засобів боротьби з бур'янами, шкідниками і хворобами.

Важливою вимогою є досягнення максимального кінцевого народногосподарського ефекту, взаємно компромісну ув'язку показників роботи комплексу машин для вирощування цукрових буряків, збирального, навантажувально-транспортного і переробного комплексів за експлуатаційними, агротехнологічними та економічними критеріями [1, 4].

Виходячи із способів використання продуктів урожаю цукрових буряків, як сировини для виробництва цукру і кормів для тварин, бурякозбиральні машини повинні забезпечувати [2]: збирання гички і коренеплодів одночасно або роздільно у стислі календарні строки; отримання якісної сировини і кормів без застосування ручної праці; при цьому відходи у зрізаних головках коренеплодів не повинні перевищувати 3 %, а інші втрати - 2 %, загальна забрудненість -10 %, у тому числі гичкою - 2,5 %, пошкодження коренеплодів не повинно бути більше 10 %, повнота збирання гички - не нижче 90 %; високу технологічну надійність (не нижче 0,95) і агротехнічну ефективність у широко застосовуваних природних умовах (при різній урожайності, параметрах насаджень, фізичному стані ґрунту і гички, засміченості полів), у тому числі при екстремальних умовах (при вологості ґрунту 26.30 % або твердості 290. 580 Н і урожайності 450.700 ц/га); необхідну універсальність з точки зору можливості використання різних варіантів механізованих процесів збирання коренеплодів залежно від природно-виробничих умов; інтенсифікацію процесів збирання за рахунок зниження жорстких технологічних обмежень робочих швидкостей і пропускної здатності гичко- і коренезбиральних машин; зниження, за рахунок спрощення конструкцій, питомої метало- та енергоємності, підвищення загальної надійності (коефіцієнт готовності не нижче 0,95) виробничих процесів.

Основною вимогою при розробці та виготовленні бурякозбиральних машин є підвищення загального інженерно-технічного рівня конструювання бурякозбиральних машин: зниження енергомісткості, динамічного і вібраційного навантаження вузлів і деталей, підвищення ККД і зносостійкості машин, а також забезпечення комфортних умов праці механізаторів.

Розглянуті вимоги носять комплексний характер і визначають задачі конструктивного, технологічного і загально організаційного характеру, що об'єднується у загальну проблему - вдосконалення компоновочно- технологічних схем, робочих органів та інших конструктивних елементів бурякозбиральних машин [1, 4,].

1.3. Огляд машин-аналогів для збирання цукрових буряків

Машини зарубіжного виробництва. У конструкціях самохідних комбайнів

«Кляйне» СФ-10 фірми «Кляйне» передбачено можливість накопичення зібраних коренів буряків у бункері місткістю 9 т з можливістю його перевантаження у транспортні засоби, що рухаються поряд. Відділення процесу збирання цукрових буряків від процесу транспортування значно підвищує продуктивність, так як відпадають розвантажувальні рейси самохідного комбайна з поля до бурякового кагата. Завдяки значній місткості бункера, виключається необхідність руху поряд з комбайном транспортних засобів, що дає можливість економити один транспортний засіб.

На цих комбайнах встановлюють двигуни «Volvo Penta» потужністю 210 кВт. Передній міст виконаний у вигляді порталного моста з механічною трансмісією, на ньому встановлений поворотний круг при куті обертання ± 60 . Нерухомий задній міст з механічною трансмісією має гідравлічні стабілізатори. Кут повороту задніх коліс ± 450 .

Гідростатичний привод ведучих коліс з трьохступеневим редуктором дає плавне регулювання швидкості руху для кожного діапазону як вперед так і назад. На машині передбачено чотири види рульового керування: задні колеса, всі колеса «собачий хід» і рульова автоматика з дією на задні колеса. При включеній автоматичній рульового керування передній міст має можливість додаткового керування на косогорі. Різні види рульового керування, великий кут повороту задніх коліс і мала міжосьова відстань 3,82 м забезпечують значну маневреність комбайну. На машині встановлені передні шини 710/70R38, задні шини 700/50-26,5, що забезпечує незначний тиск рушіїв на ґрунт.

Паливний бак об'ємом 610 л забезпечує паливом протягом робочого дня без дозаправки. Агрегати зрізання гички і викопування коренів буряків працюють по системі із штовханням, вони розміщені перед колесами передньої осі. Гичкоріз і копач є розділеними конструктивними вузлами.

Гичкоріз оснащений валом подрібнення, шнеком транспортування гички, гичкокидалкою з регулюванням дальності кидання, валом очищення і полозковим копірним дообрізчиком. Товщину і висоту обрізування регулюють залежно від стану коренеплодів [4, 5].

Віброкопач має привод від ексцентрикового вала з боковим коливанням –30 мм для самостійного ведення серединою рядка. Транспортний вал забезпечує безперервну подачу коренів від підкопучих органів. Корені від копачів поступають на валковий механізм з приводом від циліндричних зубчастих коліс. Валковий механізм

забезпечений реверсивним механізмом.

Всі агрегати гичкоріза і копача мають гідропривод. Керування глибини викопування, а також бокова компенсація гичкоріза і копача на косогорах виконується автоматично. На комбайні встановлена система очищення, яка складається з 5 роторних турбінних очисників.

Валковий очисник і роторні турбінні очисники встановлені на рамі, яка повертається на шарнірах перед заднім мостом і піднімається, та опускається перед переднім мостом за допомогою двох гідроциліндрів. Потік буряків після валкового очисника розділяється на двох роторних турбінних очисниках з однаковим напрямом обертання і знову об'єднується при передачі на наступні. Довгий шлях очищення забезпечує інтенсивне очищення з незначними пошкодженнями коренів. Валковий механізм і роторні очисники мають гідропривод із безступінчатим регулюванням швидкості обертання. Проміжний бункер можна розвантажувати як у рухомий транспорт, так і на польові кагати.

Самохідні комбайни «Холмер» фірми «HOLMER mashinenbauGMBH» оснащений двигуном МАНД2876LF03 потужністю 338 кВт. Привод ходової частини (задня і передня вісь) - механічний з приводом від двохшвидкісної роздільної коробки передач з гідравлічним приводом. Передній міст - портална планетарна вісь з керованими колесами і гальмами, задній - планетарна вісь з керованими колесами і гальмами. Обидва мости з поперечним блокуванням диференціала.

На комбайні встановлений роторний гичкоріз з автоматичним регулюванням висоти зрізу гички на всіх ножах, що виконується централізовано з кабіни водія. Дообрізування головок коренів буряків виконують ножами- дообріжчиками, висоту дообрізування регулюють з кабіни водія. Зрізана гичка може розсіюватись на зібране поле або навантажуватись на причепи. Гичкоріз і копач підвішені до рами комбайна шарнірно, що дає можливість копіювати поверхню поля і забезпечувати якісне зрізання гички, дообрізування і викопування буряків. Викопування коренів виконується підкопуючими вібролемешами з автоматичним регулюванням глибини викопування. Передбачено можливість регулювання копачів на міжряддя 45, 48, 50, 60 см.

Очисник коренів включає шість довгих шнекових валів, два коротких шнекових вали, один сепаруючий елеватор (реверсивний), три сепаруючі турбіни (зірчасті) з

автоматичним регулюванням числа обертів. У бункер буряки транспортуються шнековим транспортером. Вивантаження буряків з бункера забезпечується вивантажувальним транспортером. Для забезпечення швидкого вивантаження коренів з бункера передбачено приводні поздовжні транспортери і поперечне скребкове дно бункера. На комбайні встановлена централізована систему мащення. Кабіна водія комфортабельна, укомплектована комп'ютером, що контролює потік коренів, функціонування гідросистеми, двигуна. Місткість бункера 24 м³. Продуктивність до 1,5 га/год.

Для зменшення фізичної забрудненості цукрових буряків всі провідні фірми світу запровадили на збиральних машинах складні високоефективні очисні системи на базі турбороторних очисників з шнековими і прутковими транспортерами із змінною траєкторією руху вороху (рис. 1.1).

Значного поширення набула також технологія перевалочного збирання із формуванням польових кагатів біля доріг з твердим покриттям і використання трифазного збирання з укладанням коренеплодів у валки комплексами для роздільного збирання. Найбільш перспективним на сучасному етапі є створення багатофункціональних модульних систем бурякозбиральних машин [5, 6].

У розвинутих країнах Європи, зокрема, Франції, Німеччині більшість площ цукрових буряків збирають самохідними бункерними машинами; використання 2-рядкових причіпних і начіпних машин для збирання цукрових буряків постійно зменшується. Основна тенденція розвитку бурякозбиральної техніки в Європі - це створення 6- і 9-рядкових (для посівів 18-ти рядковими сівалками) нових і удосконалення існуючих моделей самохідних бурякозбиральних комбайнів з ефективними системами очищення, що забезпечують підвищення продуктивності, зниження трудомісткості збиральних робіт та фізичної забрудненості коренів [4, 5, 6].

Французькі фірми «Jean Moreau», «Herrian», «Matrot» випускають самохідні 6-рядкові машини, що дозволяють зменшити затрати праці завдяки суміщенню операцій і підвищенню робочої швидкості до 10...12 км/год. У Німеччині номенклатура машин від 1 до 6-рядкових, перевагу надають 6-рядковим комплексам, провідні фірми «KLEINE», «STOLL».



Рис. 1.1 Компонувальна схема самохідного комбайна SF20
(фірма «KLEINE»)

У Великобританії найбільш поширені 1- і 3-рядкові машини (70 % від загальної кількості машин), провідні фірми «Katchpole» і «John Salmon».

В Італії фірми «GUARESI», «Roberto BARIGELLI», спеціалізуються на 1-рядкових машинах, «ITALO SVIZZERA» - на 3-рядкових. Датський «Тім» випускає переважно 2- і 3-рядкові комбайни. У США збирання цукрових буряків проводиться в основному двофазним способом з використанням гичко- і бурякозбиральних 3-, 4- і 6-рядкових машин [4, 5, 6].

На даний час відомі європейські фірми «Франкю», «Моро», «Мотро» (Франція), «Барігеллі» (Італія), «Гіллес» (Бельгія), «Штоль» (Німеччина), «Тім» (Данія) створили потужні високопродуктивні бункерні бурякозбиральні комбайни з підвищенням потужності двигунів, переходом з 2- на 3-вісну ходову систему, збільшенням об'єму бункера до 40 м³, спрощенням приводу, рівномірним розподіленням маси на ходову систему, обладнанням агрофільними шинами і розосередженням їх розміщення для забезпечення рівномірного ущільнення ґрунту [4, 6, 7]. У причіпній коренезбиральній машині фірми «Garford Victor» коренеплоди відразу транспортуються підйомним прутковим транспортером і потім інтенсивно очищуються. Деякі з машин провідних зарубіжних фірм зображені на рисунку 1.2.

Переваги і недоліки розглянутих бурякозбиральних машин. Основними перевагами зарубіжних комбайнів є невисокі затрати при збиранні на 1 га, можливість збирання на розворотній полосі і на просічних полосах незалежно від транспортних засобів, висока експлуатаційна надійність, висока маневреність, вільний огляд всього потоку коренів буряків з місця водія, обрізка гички і викопування коренів по добре зарекомендованій системі «КЛЯЙНЕ з штовханням», оптимальна якість збирання врожаю, інтенсивна очистка при незначних пошкоджених коренів буряків.

На зарубіжних машинах встановлено двигуни з більш економічними показниками. Машина укомплектовані сучасною електронікою контролю параметрів виконання технологічного процесу та функціонування агрегатів машини. На машинах встановлені комфортабельні кабіни водія.

До основних недоліків слід віднести: складність ремонтів силових і гідро агрегатів, зниження якісних показників роботи машин на полях з підвищеною твердістю ґрунтів при збиранні коренеплодів в умовах промерзлого ґрунту, а також недостатню зносостійкість викопуючих робочих органів машини.

Спеціалізація господарств, розташування підприємств переробної промисловості сприяє зростанню попиту на високопродуктивні бункерні бурякозбиральні комбайни, що скорочує строки збирання та зменшує втрати врожаю у складних погодних умовах. Собівартість збирання самохідними машинами порівняно з причіпними чи начіпними комплексами знижується на 20...30 %. При цьому кращий спосіб організації процесу збирання цукрових буряків - перевалочний, при якому зібрана маса тимчасово зберігається у великих кагатах на полях поблизу доріг, згодом централізовано вивозиться спеціальними транспортними засобами [4, 6, 7].

Машина вітчизняного виробництва. Діапазон бурякозбиральних машин характеризується великою різноманітністю: найпростіші 1-, 2-, 3-рядкові, складні 4-, 6-ти рядкові, а в перспективі і 12-ти рядкові комбайни і комплекси машин.



а)



б)



в)

Рис. 1.2 - Зарубіжні комбайни середнього класу: а) фірми «HOLMER» (Німеччина); б) фірми «KLEINE» (Німеччина); в) фірми «STOLL» (Німеччина).

Для господарств з полями невеликої площі найефективнішими є однорядні причіпні комбайни; середньої площі - самохідні одно- і дворядкові комбайни; для однофазного, а також роздільного дво- і трифазного збирання на середніх і великих площах - чотири- і шестирядні самохідні машини.

Для трифазної технології збирання буряків в Україні випускали такі машини: МГР-6, МГШ-6, БМ-6, БС-6 - зрізання гички, ОГД-6, ОГД-6А - доочищення голівок коренеплодів; КС-6Б, КС-6В, РКМ-6, МКК-6 викопування, очищення і завантаження у транспортні засоби та ін. Низка з цих машин у модернізованому вигляді випускається промисловістю і в даний час, а також розробляються нові.

Можна відзначити такі удосконалені конструкції:

- бункерні КБ-2 (рис. 1.3), з різними викопуючими пристроями, система перевантаження коренів у яких складається з консольно встановленого пруткового барабана, що є «дном» технологічного русла і шнека з еластичною навивкою, що виконує роль задньої стінки; вони обертаються у зустрічних напрямках, забезпечуючи сепарацію і транспортування коренів;
- КСБ-6 «Збруч», призначений для однофазового збирання цукрових буряків, гичка залишається на полі,
- КБ-6 (рис. 1.4), що працює у комплексі з гичкозбиральною машиною та ін. [4, 6, 7].

Для підвищення продуктивності роздільного двофазного збирання перспективним є застосування самохідних бункерних підбирачів накопичувачів у поєднанні з начіпними на трактор гичковидаляючими та викопуючими модулями, а також переобладнання самохідних машин вітчизняного виробництва: КС-6Б, МКК-6-02, РКМ-6-01.

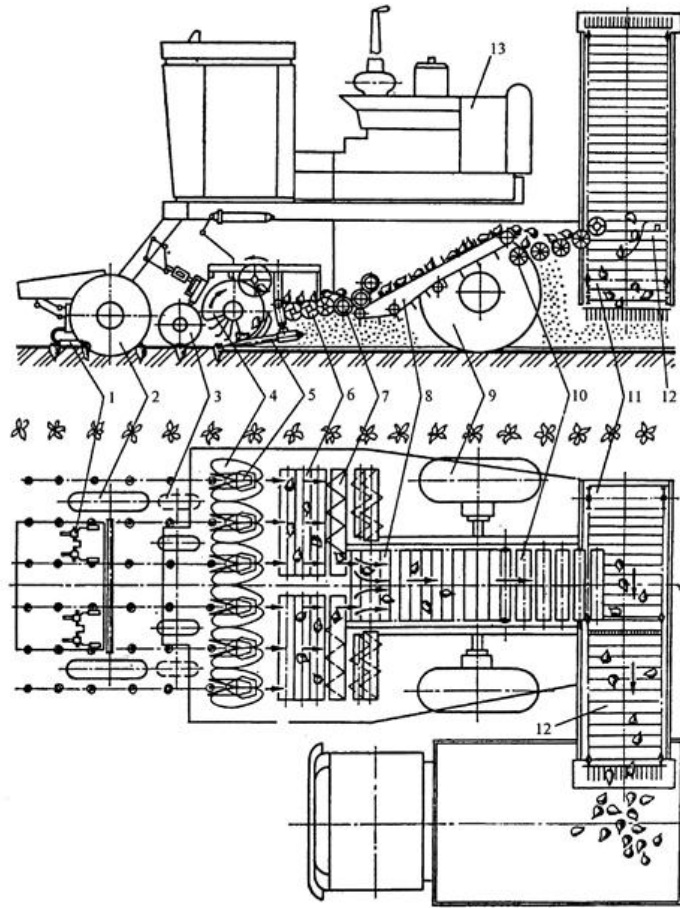


Рисунок 1.3 Функціональна схема коренезбиральної машини РКМ-6:

1 - автомат керування; 2 - переднє опорне колесо; 3 - копіювальне колесо; 4 - коренезабірник; 5 - активна вилка; 6 - бітерний транспортер-очисник; 7 - шнековий транспортер-очисник; 8 - поздовжній транспортер; 9 - ведуче колесо; 10 - бітерний доочисник; 11 - поперечний транспортер; 12 - вивантажувальний елеватор; 13 - двигун



Рис. 1.4 - Загальний вигляд коренезбиральної машини бункерного типу КБ-6

Порівняльні характеристики деяких бурякозбиральних комплексів вітчизняного та зарубіжного виробництва наведені у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Порівняльні характеристики бурякозбиральних комплексів

Показник		Марка бурякозбиральних комплексів, комбайнів							
		БМ-6Б КС-6Б	БМ-6Б КС-6БМ-1	КБС-6	КС-6Б-10	Лектра V2	SF-10	HOLMER	M-41AM
			нові та модернізовані						
Фірма-виробник		ВАТ „ТеКЗ”	ВАТ „ТеКЗ”	ВАТ „ТеКЗ”	ВАТ „ТеКЗ”	„Моро”	„Франц Кляйне”	„Холмер”	„Матро”
Продуктивність за годину, га/год	основного часу	1,86	1,86	1,5	1,7	1,7	1,75	1,76	1,78
	змінного часу	1,2	1,35	-	-	-	-	-	-
	експлуатаційно	0,97	1,15	1,1	1,13	-	1,32	1,34	1,24
Витрати пального, кг/га		15,8	15,8	20,3	31,0	42,0	31,2	35,7	48,0
Незворотні втрати, %		0,3	0,4	0,3	0,4	0,8	0,5*	2,7*	0,8*
Забрудненість коренеплодів, %		3,1	4,0	5,1	4,0	2,7	3,1	0,4	2,2
Загальна вартість, тис. грн		236	236,5	380,04	310,8	-	2048,2	2431,2	1699,3
Маса комплексу (комбайну), кг		12600	12688	13280	11100	15400	15970	22100	16070
Сума приведених експлуатаційних		439	388	357,61	395,70	-	1386,44	2055	1794,08

* - при урожайності до 300ц/га втрати виростають до 20-30%.

1.4. Опис об'єкта розробки

Технічна характеристика машини КБМ-6 наведена у таблиці 1.2.

Коренезбиральну самохідну машину типу КБМ-6 виконують на базі машини КС-6Б. Вона складається з шасі з об'ємним гідروприводом на ходову частину, підбирача коренів, транспортуючих робочих органів для навантаження у транспортні засоби, автомата керування, системи автоматичної сигналізації, гідравлічної системи управління робочими органами машини [8].

До машини додаються комплекти запасних частин, інструментів і знаряддя. Шасі коренезбиральної машини складається з несучої рами, яка опирається на мости ведучих і керованих коліс, силового агрегата, площадки водія з кабіною, електричної і гідравлічної систем.

Підбирач коренеплодів складається з викопуючого пристрою (дискового, вильчатого з віброкопачами, пасивний диск-леміш), поздовжнього транспортера і бункера з вивантажувальним транспортером.

Вузли підбирача коренів змонтовані на основній рамі: поздовжній транспортер, бункер, вивантажувальний транспортер; копачі, шнековий очисник - на окремій рамі, яка приєднана до несучої рами шасі за допомогою шарніру.

Загальна будова машини КБМ-6 з викопуючим пристроєм з ротаційно-вильчатими копачами, в основному, не міняється, за винятком дообладнання основної рами шасі з додатковим кріпленням гідроциліндра для навішування змінного викопуючого пристрою з ротаційно-вильчатими копачами.

Змінний викопуючий пристрій з ротаційно-вильчатими копачами також монтується на рамі шасі за допомогою сферичного шарніру і шарнірного з'єднання спеціального виконання, яке дозволяє проводити опускання, піднімання і вільне пересування робочих органів копача до їх граничного заглиблення.

У робочому положенні викопуючого пристрою, коли копачі заглиблені у ґрунт, викопуючий пристрій опирається своїми кронштейнами на міст керованих коліс, а в транспортному положенні - утримується гідроциліндром і фіксується механічним фіксатором. У початковому робочому положенні, коли копачі

заглиблені у ґрунт, рама викопуючого пристрою опирається через регулюючі кронштейни на зв'язані з ними опорні колеса, які виконують роль копирів рельєфу поверхні ґрунту. У процесі роботи, коли починається самозаглиблення копачів, рама через кронштейни опирається на передній міст керованих коліс шасі машини.

У транспортному положенні змінні викопуючі пристрої утримуються на основній рамі шасі гідроциліндром і фіксуються механічним фіксатором.

Для встановлення гідроциліндра піднімання змінного викопуючого пристрою з ротаційно-вильчатими копачами і забезпечення «плаваючого» положення його в роботі, на основній рамі шасі додатково встановлений кронштейн з пазами.

Таблиця 1.2

Основні технічні дані машини КС-6Б

Найменування		Значення	
1		2	
Робоча ширина, м		2,7	
Кількість рядків, що викопуються, шт		6	
Ширина міжрядь, мм		450 ±30	
Кількість обслуговуючого персоналу, люд		1	
Конструктивна маса машин (суха)		КС-6Б	9000 ±270
		КС-6Б-01	8700 ±250
Габаритні розміри машини, мм	у робочому положенні не більше	довжина	6950 ±50
		ширина	6210 ±50
		висота	4000-50
	у транспортному положенні не більше	довжина	7500+50
		ширина	3300+50
		висота	4000
Конструктивна маса машини, кг, не більше	з дисковим викопуючим пристроєм	11750+270	
	з вильчастим викопуючим пристроєм	11450+250	
	з вібраційним викопуючим пристроєм	11670+330	
Об'єм бункера-накопичувача, м ³		від 8 до 10	
Продуктивність за 1 годину експлуатаційного часу, га/год		0,8-1,8	
Робоча швидкість на основних операціях, м/сек (км/год)		3,5 (11)	
Транспортна швидкість, км/год		до 20	
Потужність дизеля, кВт		110-136	
Номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна, хв ⁻¹		2000	

Продовження табл. 1.2

1		2
Муфта зчеплення		фрикційна, суха, постійна, замкнута
Колія коліс, мм	керованих	1800 ±20
	ведучих	2290
Привод на хід		ГСТ-90
Колісні гальма		гальма дискового типу з гідравлічним приводом
Стоянкове гальмо		дискове з механічним приводом
Робочі органи		дискові
		вильчаті
		вібро-лемішні
		пасивний диск- леміш
Очисник		шнековий
Основна гідросистема. Максимальний тиск у гідросистемі, МПа		9,5
Робочий тиск у гідросистемі приводу вивантажувального транспортера та в основній гідросистемі, МПа		150
Глибина підкопування середня, см		74
Пошкодження коренеплодів	всього %	5,1
	у тому числі сильно пошкоджених, %	1,9
Дорожній просвіт, мм		250
Робоча ширина захвату, м		2,7
Кількість рядків, що збирається, шт		6
Лінійна швидкість поздовжнього транспортера, м/с		1-1,5
Лінійна швидкість вивантажувального транспортера, м/с		1,14
Ширина поздовжнього транспортера, м		0,9
Довжина полотна поздовжнього транспортера, м		5,15
Крок скребків поздовжнього транспортера, м		0,35
Висота скребків поздовжнього транспортера, м		0,17
Кут нахилу поздовжнього транспортера, град		55

1	2
Транспортуючі органи	Пруткові на спеціальних зубчастих пасах із скребками

Машина обладнана автоматичною системою, яка контролює роботу основних вузлів і сигналізує водію про можливість порушень в їх роботі, а також автоматом керування. Швидко відкриваючі капоти і щитки забезпечують безпеку в роботі з машиною і доступ до її вузлів для обслуговування, огляду і ремонту. Машина обладнана зовнішніми освітлювальними приладами, необхідними для роботи в нічний час і руху по дорогах. Буряки із застосуванням машини КБМ-6 збирають потоковим або перевалочним способом залежно від розташування плантацій від цукрового заводу і забезпечення господарства транспортними засобами [5].

Гичкозбиральна машина, яку навішують спереду коренезбиральної зрізає гичку з шести рядків, очищає її від домішок ґрунту і навантажує у транспортний засіб, що іде поряд, який відвозить гичку до місць силосування.

Другу операцію виконують коренезбиральною машиною, яка викопує корені, очищує їх від домішок і вантажить у транспорт, який іде поруч. За допомогою автомата керування передні колеса машини направляються точно посередині міжрядь буряка. При такому способі збирання буряки відправляють безпосередньо на цукровий завод, а при перевалочному - вкладають у польовий бург і потім навантажують в автомашины навантажувачем.

Активні вилки наконечниками, які обертаються, витягують корені із ґрунту і вводять їх у розхил дисків забірників. При цьому маса ґрунту відокремлюється за рахунок скидання їх наконечниками вилок, що обертаються в різні боки, а корені і залишена частина ґрунту захоплюється забірниками.

Підняті забірниками корені і ґрунт виштовхуються лопатевими бітерами, які встановлені в кожному забірнику, на очисний пристрій рами, який

складається з одного лопатевого бітера і блока з трьох шнеків.

Під дією очисних елементів бітера і шнеків, що обертаються з різними швидкостями ворох коренів очищається від ґрунту і рослинних домішок і транспортується на поздовжній транспортер.

Передавальний бітер сприяє кращому заповненню міжскребкового простору транспортера і тим самим підвищує його продуктивність. Поздовжній транспортер подає корені у бункер, звідти вони горизонтальним прутково-шнековим очисником переміщуються на поперечний транспортер бункера, що подає їх на завантажувальний транспортер, який вантажить їх у кузов транспорту, що рухається поряд. На машині встановлений бункер об'ємом до 3м³.

При сприятливих умовах, коли у воросі немає ґрунтових домішок, напрям руху стрічкового транспортера можна змінити на протилежний. При цьому корені будуть потрапляти відразу на розвантажувальний транспортер. Для зміни транспортних засобів на ходу передбачена можливість короткочасного (на 20...30 с) відключення стрічкового і вивантажувального транспортерів. При цьому корені збираються у бункер. Після зміни транспортних засобів всі механізми знову включаються у роботу [5].

Включення і виключення транспортера здійснюється натиском чи послабленням гальмівної стрічки планетарного редуктора за допомогою гідроциліндра, яким керують з кабіни.

Конвеєри-очисники відносять до основних робочих органів коренезбиральних машин. Від якості виконання технологічного процесу очищення коренеплодів залежать: продуктивність праці, повнота і своєчасність збирання врожаю, можливість його подальшого зберігання та раціонального використання, механічна ерозія ґрунту, кількість транспорту для перевезення зібраної з поля маси продукції.

Проблема очищення коренеплодів від ґрунту та інших домішок виникла з часу створення механізованих засобів збирання врожаю. Одержання кондиційних коренеплодів має вирішальне значення для їх зберігання при кагатуванні, а отже, в отриманні продукції вищої якості [4, 5, 6, 8].

До виконання технологічного процесу очищення коренеплодів від ґрунту при механізованому збиранні пред'являють такі вимоги. Цей процес повинен здійснюватися з мінімальними втратами дрібних коренеплодів та їх відбитих частин, мінімальною кількістю пошкоджених коренеплодів при ударному впливі внаслідок завищених швидкостей елементів робочих органів [4, 5].

Ворох коренеплодів, що поступають на очищення, - це механічна суміш твердих тіл різної форми та величини, проміжки між яким заповнені повітрям. У воросі коренеплодів крім ґрунтових домішок може міститися значна кількість смітної рослинності, яка намотується на активні робочі елементи конструкції очисника, а також каміння, металеві предмети, що можуть призводити до заклинювання та поломки робочого органу.

Для транспортування і сепарації коренеплодів цукрових буряків, та гички всередині корене- і гичкозбиральних машин, для завантаження у бункер, на транспортний засіб навантажувачами як робочий орган використовують поздовжні та вивантажувальні пруткові транспортери, які можуть бути одно-, двоконтурними або комбінованими (рис. 1.5).

Пруткова гірка одноконтурного конвеєра (див. рис. 1.5а) безперервно рухається навколо двох валів, один з яких приводить у рух, інший є натяжним. Ворох коренеплодів подається з боку натяжного вала і проходить верхньою гілкою до її згину, звідки поступає на інші робочі чи транспортуючі органи, кут встановлення його обмежений пропускною здатністю. Двоконтурний (див. рис. 1.5б) складається з двох нескінченних пруткових гілок. Він дає можливість переміщення вороху коренеплодів під будь-яким кутом до горизонту, включаючи вертикальний напрям, оскільки його гілки встановлені паралельно одна до одної і транспортують ворох між верхньою гілкою нижнього і нижньою гілкою верхнього контурів. Ефективне очищення буряків відбувається при провертанні компонентів вороху за рахунок різниці швидкостей гілок. У комбінованому (див. рис. 1.5в) повніше очищення досягається завдяки додатковому впливу щіток, встановлених над верхньою частиною одноконтурної нескінченної гілки. У всіх трьох типах очищення проходить просіюванням через прутки. Форму і параметри пруткового транспортера вибирають залежно від схеми

компоновки агрегату і необхідної продуктивності [4, 5, 8, 9].

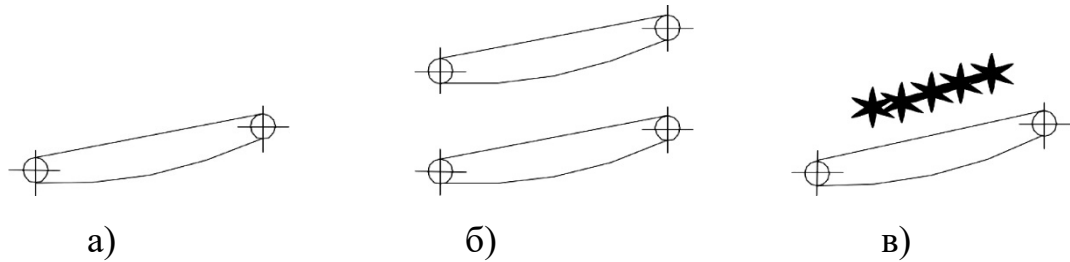


Рис. 1.5 Типи пруткових транспортерів коренезбиральних машин:
а) одноконтурні; б) двоконтурні; в) комбіновані.

Такі транспортери складаються із розташованих паралельно один до одного з певним кроком прутків, з'єднаних за допомогою фігурних гачків на кінцях (рис. 1.6а), прикріплених до гнучких елементів: втулково-роликів ланцюгів (рис. 1.6б), гумових пасів (рис. 1.6в), і утворюють нескінченне решітчасте полотно. На прутках похилих транспортерів для підтримання транспортованої маси встановлюють з певним кроком пальчасті скребки, з різьбовим або зварним кріпленням, полотно огинають ведучі і ведені зірочки або шківів і підтримуючі ролики.

Проблема обґрунтування та вибору основних параметрів конструкцій очисників коренеплодів від ґрунту виникла з початком розвитку бурякозбиральної техніки. Низку питань з теорії, конструкції та розрахунку очисників розглянуто у працях таких вчених: А.А. Василенка, Г.Д. Петрова, Л.В. Погорілого, М.В. Татьяна, А.К. Сарапулова, А.І. Портянко, Ю.З. Маліхіна, Б.П. Шабельника та ін [1, 5, 6, 8, 9, 10].

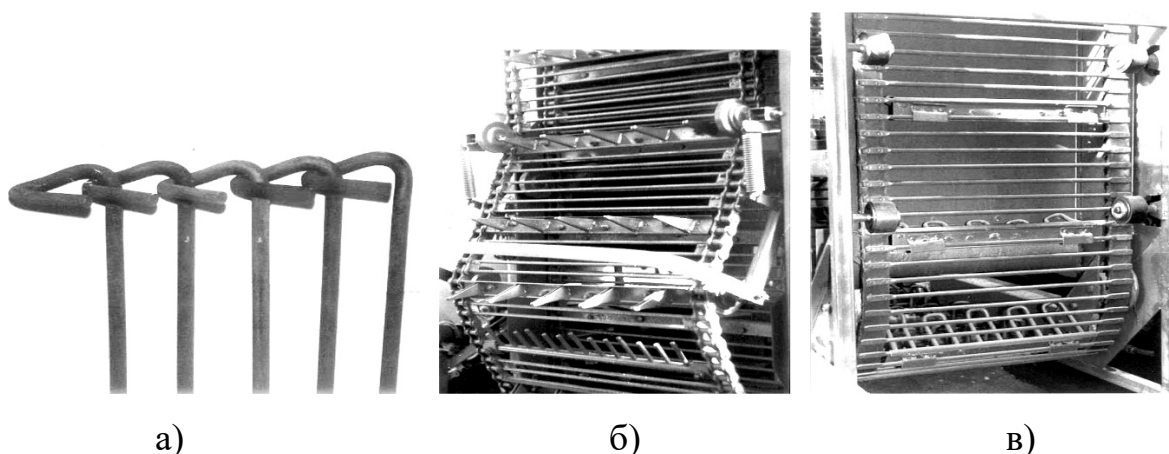


Рис. 1.6 Типове кріплення елементів пруткових транспортерів:
а) гачкове; б) до втулково-роликів ланцюгів; в) до гумових пасів.

Цими авторами дано детальний аналіз конструкцій та умов роботи таких транспортерів, визначені конструктивні параметри як самих транспортерів, так і їх приводів, обґрунтовано міжосьові відстані, числа зубів ведучих зірочок, частота обертання валів, кут нахилу до горизонту, крок скребків, їх висота з умов максимальної пропускної здатності транспортера, відстань між прутками, швидкість руху полотна при умові мінімального пошкодження коренів і нормального транспортування вороху. Наведено дослідження з визначення продуктивності пруткових транспортерів залежно від врожайності коренів чи гички; розглянуто умови розкидання коренів при їх виході з транспортера, розглянуто взаємодію коренів із скребками для забезпечення відриву коренів від полотна при транспортуванні, взаємодію коренів між собою при їх транспортуванні та ін. При цьому для отримання залежностей розглядався окремий коренеплід і його взаємодія з робочим органом; взаємодія між собою двох коренеплодів, як двох тіл певних мас. Отримані результати сприяють подальшому розвитку теорії очищення коренеплодів і дослідження очисників.

Швидкість елеваторного полотна встановлюється залежно від розташування його в машині, а саме, безпосередньо за викопуючим робочим органом - оптимальна швидкість 1,6...2 м/с, розташованого всередині технологічної схеми 1,1,5 м/с; для транспортерів гички рекомендована швидкість 1,5...1,6 м/с [8, 9, 10]. Високі швидкості сприяють кращій сепарації ґрунту при високій вологості, однак в умовах середньої вологості коренеплодам наносяться значні пошкодження, тому для забезпечення оптимальних умов роботи у таких транспортерах варто передбачати дві швидкості руху вороху.

1.5. Висновки по першій главі

Очищення коренеплодів цукрових буряків від ґрунту та інших домішок - одна із важливих технологічних операцій при їх викопуванні незалежно від способу збирання. Це сприяє отриманню кондиційних коренеплодів, що має вирішальне значення для їх зберігання при кагатуванні, а отже, і для подальшої

переробки та отримання продукції високої якості.

Процес очищення коренеплодів від ґрунту при їх механізованому збиранні має здійснюватися з мінімальними втратами дрібних коренеплодів та відбитих частин, мінімальною кількістю пошкоджених коренеплодів при ударному впливі внаслідок завищених швидкостей елементів робочих органів.

Ворох коренеплодів, що поступає на очищення, після викопуючих робочих органів - це механічна суміш твердих тіл різної форми та величини, проміжки між якими заповнені повітрям. У ньому крім грудок ґрунту може міститися значна кількість смітної рослинності, яка намотується на активні робочі елементи конструкції очисника, а також каміння, металеві предмети, що може призводити до заклинювання та поломки робочого органу.

Для транспортування і сепарації коренеплодів цукрових буряків всередині коренезбиральних машин, для завантаження їх у бункер і на транспортний засіб як робочий орган використовують поздовжні та вивантажувальні пруткові транспортери.

У конструкції базової машини передача коренеплодів з викопуючого пристрою на поздовжній транспортер передається безпосередньо крайнім вальцем викопуючого пристрою на пруткове полотно транспортера поздовжнього. При роботі коренезбиральної машини в умовах підвищеної вологості ґрунту і на полях, засміченість яких рослинними рештками перевищує допустиму за агротехнічними вимогами, кількість домішок у воросі зібраних коренеплодів у вигляді налиплого ґрунту і рослинних залишків перевищує допустимі вимоги зазначені нормативно технічними документами (ДСТУ). Тому виникає необхідність підвищення інтенсифікації очищення коренеплодів на очищувально-транспортуючих органах коренезбиральної машини.

З цією метою у даній дипломній роботі запропоновано додатковий валець, виконаний у вигляді циліндричного барабана з навареними на його поверхні поздовжніми прутками.

Очищувально-транспортуючий валець встановлюють на підшипникових опорах. Привод вальця відбувається за допомогою карданної передачі і

ланцюгової передачі через допоміжну підшипникову опору від останнього вальця викопуючого пристрою.

Для розкриття поставленого у дипломній роботі завдання необхідно: провести відповідні конструктивні та кінематичні розрахунки розробленої конструкції, розрахунки на міцність її елементів, обґрунтувати і дослідити параметри системи очищення, довести економічну доцільність розробки.

У технологічній частині необхідно розробити технологічний процес механічної обробки деталі і спроектувати спеціальні верстатні пристосування.

Прийняті конструктивні рішення відобразити у графічній частині роботи.

У дипломній роботі необхідно виконати комп'ютерне моделювання навантаженості однієї із найбільш навантажених деталей очищувально-транспортуючого вальця - цапфи, розробити заходи з охорони праці, екології та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

2. ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

2.1. Опис змін, внесених у конструкцію системи очищення вороху машини КБМ-6

Система очищення вороху коренеплодів машини КБМ-6 складається з ряду послідовно розташованих транспортерів. Для рівномірного заповнення коренеплодами поздовжнього транспортера (рис. 2.1), а також зменшення забруднення вороху, у дипломній роботі запропоновано удосконалити систему очищення, встановленням очищувально-передавального вальця (рис. 2.2).

Проведемо аналіз впливу застосування вальця на міцність і надійність елементів трансмісії його приводу, а також визначимо слабкі місця, що потребують перерахунку.

Із застосуванням у конструкції очищувально-транспортуючих органів додаткового очищувально-передавального вальця, потужність, яка передається елементами трансмісії приводу, зростає. Виходячи з цього, необхідно проаналізувати запас міцності елементів трансмісії та перерахувати параметри міцності та надійності елементів трансмісії, запас міцності яких недостатній для забезпечення безвідмовного функціонування із врахуванням збільшення вказаних навантажень. При виявленні недостатнього запасу міцності чи надійності слід внести зміни для забезпечення надійності слабкого елемента приводу.

Розглянемо елементи трансмісії приводу вальця, що впроваджується. Потужність від двигуна за допомогою клинопасової передачі (рис. 2.3) передається на головний конічний редуктор. Через вал цього редуктора основна частина потужності, яка використовується на привод робочих органів машини, передається за допомогою карданної передачі на центральний редуктор приводу виконуючих органів. Далі, через вал того ж конічного редуктора, потужність передається на циліндричний редуктор приводу блоків шнеків. Через зубчаті передачі циліндричного редуктора та за допомогою ланцюгових передач

потужність передається на блоки шнеків шнекового очисника та його вальці. З крайнього вальця шнекового очисника потужність ланцюговою передачею передається на проміжну опору, з якої, за допомогою карданної передачі, потужність передається на валець, що впроваджується.

Отже, необхідно провести розрахунок приводної ланцюгової передачі приводу очищувально-передавального вальця; розрахунок технологічних та кінематичних параметрів поздовжнього транспортера, перед яким встановлено систему очищення; а також виконати розрахунок її елементів на міцність.

Виходячи з аналізу відмов перерахованих елементів трансмісії за тривалий термін експлуатації машин за даними відділу експлуатаційної надійності та випробувань «ТеКЗ» встановлено, що найбільше відмов при експлуатації машини при напрацюванні в межах чотирьох-п'яти сезонних норм випадає на підшипники та ведучий вал головного редуктора приводу шнекового очисника викопуючого пристрою. У зв'язку із впровадженням додаткового вальця, збільшиться навантаження на підшипники вала головного редуктора, тому необхідно провести перевірний розрахунок ведучого вала та підшипників цього редуктора та при необхідності внести конструктивні зміни.

Умови роботи коренезбиральних машин змінюються у широких межах залежно від ґрунтово-кліматичних умов, рельєфу поля, врожайності, розмірно-масових характеристик коренеплодів, тощо [1, 9, 10, 11].

Для визначення розрахункових навантажень будемо виходити з припущення, що машина працює на високоврожайному полі з максимальною швидкістю. Приймаємо врожайність цукрових буряків $Y = 70 \text{ т/га}$ і робочу швидкість комбайна $V_M = 11 \text{ км/год} = 3,06 \text{ м/с}$ [15], тоді середня вага коренів, що припадає на 1 м^2 поля складає

$$Y_1 = \frac{Y}{10000} = \frac{70 \cdot 10^4}{10^4} = 70 \text{ Н / м}^2 \quad (2.1)$$

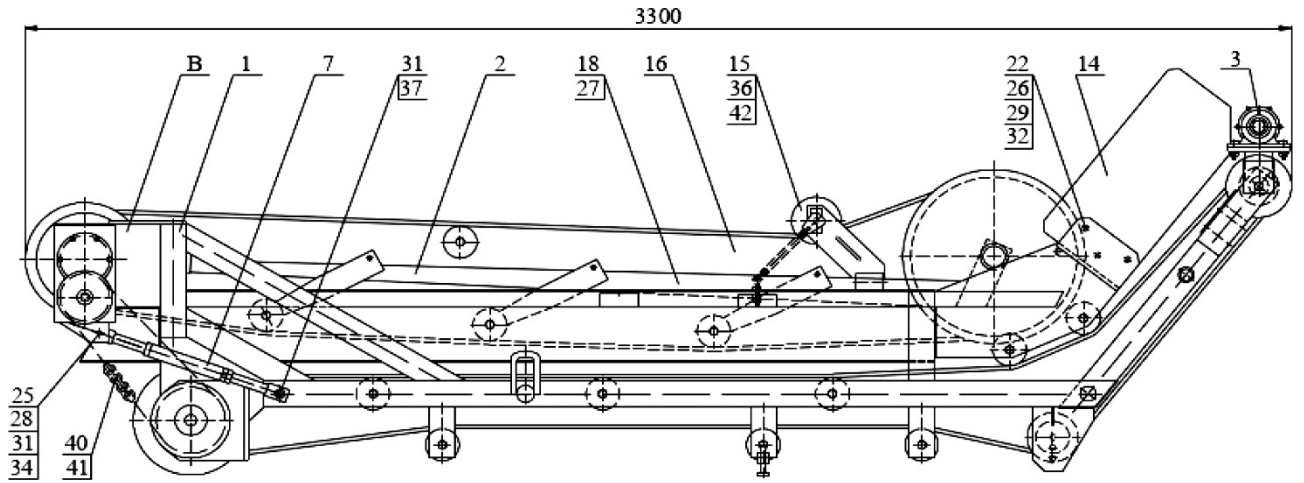


Рис. 2.1 Загальний вигляд транспортера поздовжнього поз.3 - вказує на очищувально-передавальний валець.

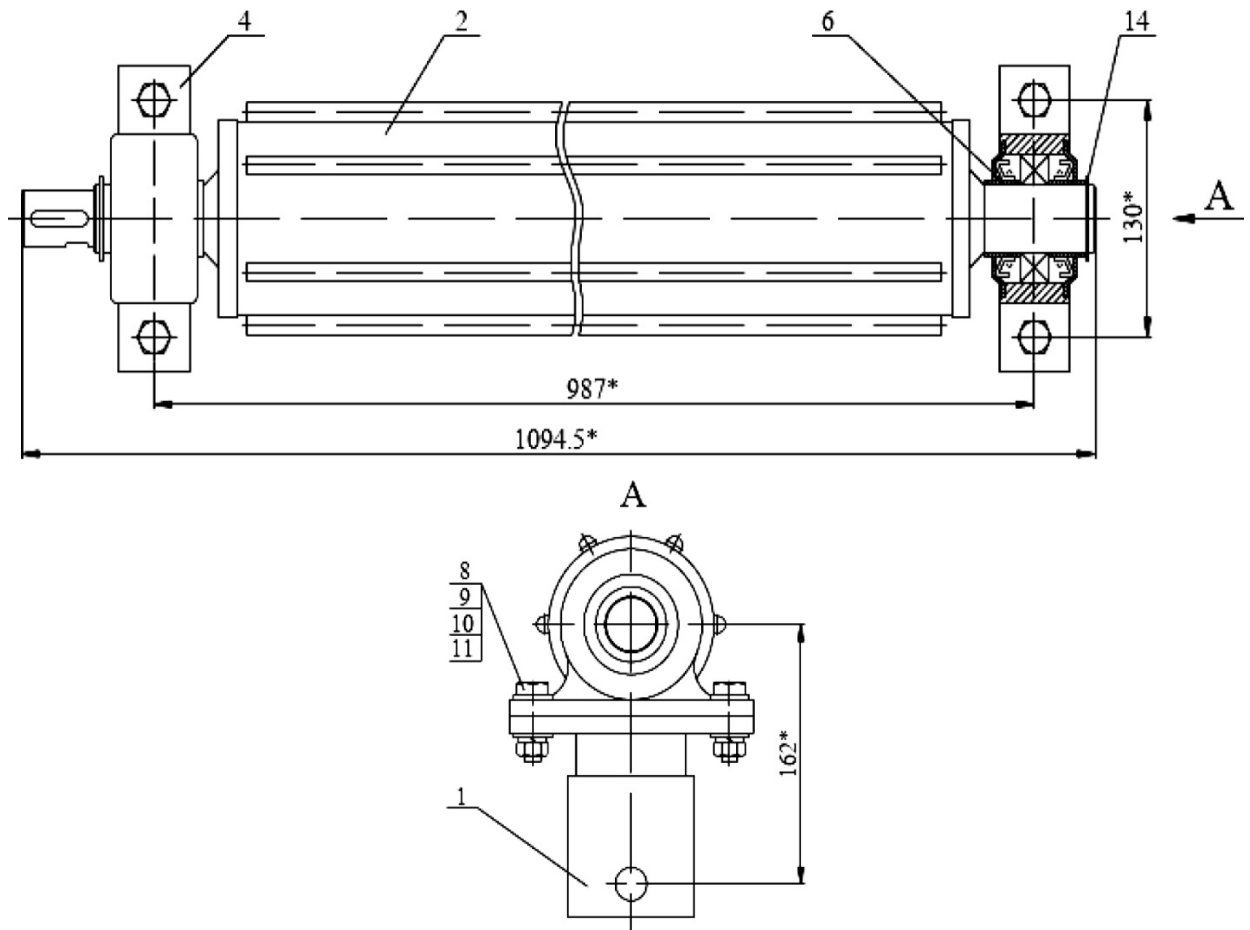


Рис. 2.2 Система очищувально-передавального вальця:

1 - кронштейн, 2 - передачний вал, 4 - підшипниковий вузол; 6 - втулка;
8 - болт, 9 - гайка, 10,11 - шайби; 14 - кільце.

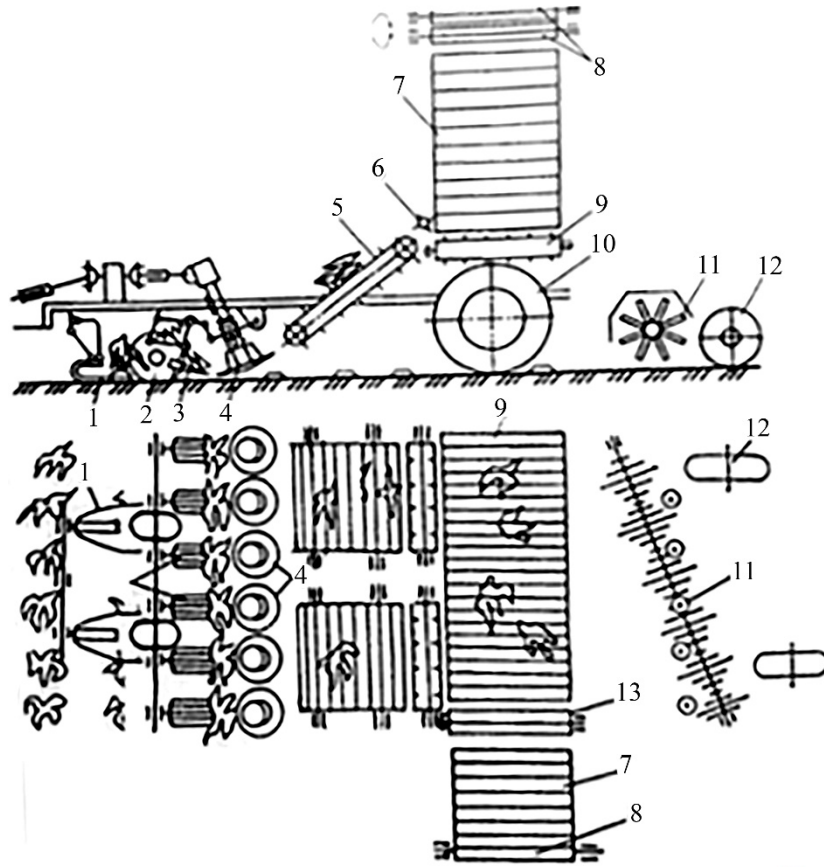


Рис. 2.3 Схема робочого процесу гичко збиральної машини БМ-6Б:

1 - механізм водіння по рядкам; 2 - колесо опорне; 3 - пристрій копіюючий; 4 - апарат гичкозрізувальний; 5 - транспортер поздовжній; 6, 13 - бітери; 7 – транспортер вивантажувальний; 8 - барабан кидання гички; 9 - транспортер поперечний; 10 - ходова частина; 11 - очисник головок; 12 - колесо опорне очисника

2.2. Розрахунок технологічних і кінематичних параметрів поздовжнього транспортера

У конструкції машини КБМ-6 для транспортування коренеплодів цукрових буряків від шнекового очисника викопуючого пристрою машини до бункера застосовано подвійний поздовжній транспортер, який складається з двох гілок пруткових транспортерів, виконаних з кроком $t = 38,1$ мм. Гілки встановлено одна над одною і їх приводні вали кінематично зв'язані між собою і забезпечують рух їх суміжних полотен в одну сторону. У верхній частині

транспортера між суміжними полотнами встановлено зазор, розміри якого вибирають з врахуванням розмірів коренеплодів, кута нахилу транспортера, необхідної продуктивності транспортера.

У конструкції транспортера, що розглядається у даній дипломній роботі, зазор становить $h = 120 \text{ мм}$.

Для забезпечення більшого зачеплення потоку коренеплодів з полотнами транспортерів, на їх поверхнях з певним кроком, який вибирають залежно від довжини коренеплодів, встановлюють скребки-активізатори. Крок їх здебільшого вибирають таким, що приблизно дорівнює 1,5 довжини коренеплоду. Для розглядуваного у дипломній роботі поздовжнього транспортера крок скребок прийнятий $t = 350 \text{ мм}$ [11, 16, 19].

Швидкості полотен транспортерів обмежуються, в основному, вимогами міцності і довговічності самих полотен, а також із збільшенням швидкостей полотен збільшується ймовірність пошкодження коренеплодів. Для транспортерів, подібних до розглядуваних у даній роботі, лінійна швидкість полотен складає $V = 1 \dots 1,5 \text{ м/с}$ [11, 12] при транспортуванні коренеплодів. Продуктивність такого пруткового транспортера пов'язана із швидкістю і питомим завантаженням одиниці довжини зони транспортування коренеплодів. Питоме завантаження характеризується шириною транспортера, робочим зазором між полотнами транспортерів, коефіцієнтом заповнення даного об'єму одиниці довжини транспортера.

Продуктивність транспортера, з розрахунку на один метр його довжини, визначають із залежності [16]

$$Q = P \cdot V \cdot T \cdot \gamma \cdot k \quad (2.2)$$

де V - лінійна швидкість транспортера, прийmemo $V = 1,25 \text{ м/с}$;

γ - питома вага коренеплодів, $\gamma = 0,6 \text{ т/м}^3$

k - коефіцієнт заповнення, приймаємо $k = 0,6$

P - величина, яка визначають за формулою

$$P = B \cdot h, \quad (2.3)$$

де B - ширина транспортера, $B = 99 \text{ мм}$;

h - зазор між полотном полотнами транспортера, $h = 120 \text{ мм}$.

Тоді

$$Q = 0,9 \cdot 0,12 \cdot 1,25 \cdot 0,6 \cdot 0,6 = 0,049 \text{ т/с} = 49 \text{ кг/с}.$$

З розрахунку на одну годину роботи транспортера

$$Q_{\text{год}} = 0,049 \cdot 3600 = 176,4 \text{ тонн}.$$

Згідно з технічними умовами [15] машина КБМ-6 повинна забезпечувати збирання коренеплодів цукрових буряків з такою продуктивністю за годину основного часу до 1,57 га, що при розрахунковій врожайності 70 т/га становить

$$Q_p = 1,57 \cdot 70 = 109,9 \text{ тонн}.$$

Оримана розрахункова продуктивність поздовжнього транспортера дещо вища порівняно з продуктивністю коренезбиральної машини. Це пояснюється упущенням при розрахунку продуктивності транспортера долі втрат продуктивності через опір потоку коренеплодів при вході на транспортер, а також неврахуванням коефіцієнта тертя. Фактична продуктивність транспортера за експериментальними даними складає 0,6...0,8 від номінальної, залежно від умов роботи [26]. Визначимо його фактичну продуктивність

$$Q_{\text{ФАКТ}} = (0,6 \dots 0,8) Q = (0,6 \dots 0,8) \cdot 176,4 = 106,8 \dots 142,4 \text{ т/год}.$$

Виходячи з прийнятої лінійної швидкості полотна пруткового транспортера $V = 1,25 \text{ м/с}$, визначаємо кількість обертів приводного вала поздовжнього транспортера

$$V = w \cdot r, \tag{2.4}$$

де w - кутова швидкість приводного вала;

r - радіус ведучого шківа транспортера, $r = 105 \text{ мм}$.

З формули (2.4) визначимо кутову швидкість приводного вала поздовжнього транспортера

$$w = V / r = 1,25 / 0,105 = 11,9 \text{ с}^{-1}.$$

Визначимо частоту обертів приводного вала транспортера

$$n = 30w / \pi = 30 \cdot 11,9 / 3,14 \approx 114 \text{ об/хв}.$$

2.3. Розрахунок приводної ланцюгової передачі приводу очищувально-передавального вальця

Для приводу очищувально-передавального вальця застосовуємо ланцюгову передачу (див. рис. 2.3) від останнього вальця шнекового очисника викопуючого пристрою машини до підшипникової опори приводу цього вальця.

Вихідні дані для розрахунку:

- кількість валів у передачі – 2
- частота обертів валів $n_1 = 351 \text{ об/хв}$, $n_2 = 314 \text{ об/хв}$,
- заданий ресурс роботи 1500 год;
- коефіцієнт динамічності, тобто відношення максимального навантаження до номінального $k_D = 1,4$
- умови експлуатації ланцюгової передачі по запиленості - робота у середовищі запиленого повітря.

Визначимо потужність на веденому валу. Максимальну потужність на веденому валу визначаємо за формулою [11]

$$N_{2\max} = \frac{M_{KP\max}}{w_2} \quad (2.5)$$

де $M_{KP\max}$ - максимальний крутний момент, що діє при спрацюванні запобіжної муфти, $M_{KP\max} = 250 \text{ Нм}$;

w_2 - кутова швидкість веденого вала, визначимо її за формулою

$$w_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} \quad (2.6)$$

підставивши дані, отримаємо

$$w_2 = 3,14 \cdot 314 / 30 = 32,86 \text{ с}^{-1}.$$

Відповідно

$$N_{2\max} = 250 / 32,86 = 7,6 \text{ кВт}.$$

Потужність на веденому валу при номінальних навантаженнях робочого органа визначаємо за формулою [11]

$$N_{2НОМ} = \frac{M_{КРНОМ}}{w_2} \quad (2.7)$$

де $M_{КРНОМ}$ - номінальний крутний момент, за даними тензотрування

$$M_{КРНОМ} = 250 \text{ Нм}.$$

Тоді

$$N_{2НОМ} = 178 / 32,86 = 5,43 \text{ кВт}.$$

Проведемо розрахунок приводного роликвого ланцюга, користуючись методикою, наведеною у [11].

Коефіцієнт корисної дії передачі $\eta = 0,93$ [11].

Потужність, що передається, [11]

$$N_1 = N_2 / \eta \quad (2.8)$$

підставивши дані, отримаємо

$$N_1 = 5,43 / 0,93 = 5,8 \text{ кВт}.$$

Коефіцієнт рядності з [11] для двохрядного ланцюга приймемо $C_p = 1$.

Коефіцієнт типу ланцюга, для нормальної серії типу ПР $C_T = 1$ [11].

Коефіцієнт регулювання натягу ланцюга $C_H = 1$ [11].

Коефіцієнт валів $C_g = 0,9^{W-1} = 1$ [11].

Передаточне число передачі $i = n_1/n_2 = 1,118$.

Число зубів ведучої зірочки, з кінематичної схеми - $z_1 = 17$.

Коефіцієнт впливу $C_B = 0,51$ [11].

Число зубів веденої зірочки, з кінематичної схеми $z_2 = 19$.

Граничне збільшення середнього кроку ланцюга $\Delta t_{сер} = 3\%$ згідно ОСТ 23.2.54-82 [18].

Ресурс еталонного ланцюга $T_E = 15000 \text{ год}$ [11].

Коефіцієнт довговічності визначаємо за формулою [11].

$$C_D = \sqrt[3]{\frac{T_E}{T}} \quad (2.9)$$

підставивши дані, отримаємо

$$C_D = \sqrt[3]{\frac{15000}{1500}} = 2,2$$

Коефіцієнт мащення ланцюга, при швидкості ланцюга до 4 м/с $C_M = 0,3$ [11].

Розрахункову потужність визначаємо за формулою [11]:

$$N_p = \frac{N}{C_P \cdot C_T \cdot C_H \cdot C_D \cdot C_M \cdot C_B \cdot C_C} \quad (2.10)$$

підставивши дані, отримаємо

$$N_p = \frac{5,8}{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 2,2 \cdot 0,51 \cdot 0,3} = 17,23 \text{ кВт}$$

Таблична потужність при $n_1 = 350 \text{ об/хв}$

- для ланцюга з кроком 19,05 мм буде $N_{19,05} = 5,4 \text{ кВт}$ [11];
- для ланцюга з кроком 25,4 мм $N_{25,4} = 17,7 \text{ кВт}$ [11].

З приведенного розрахунку видно, що для ланцюга з кроком $t = 19,05 \text{ мм}$, заданий ресурс не гарантовано, тобто $N_p > N_{19,05}$.

Для ланцюга з кроком $t = 25,4 \text{ мм}$ ресурс гарантовано, оскільки $N_p > N_{25,4}$.

Тобто

$$\frac{N_{25,4}}{N_p} = \frac{17,7}{17,23} = 1,03 \quad (2.11)$$

Запас потужності достатній.

Отже, вибираємо однорядну ланцюгову передачу з кроком $t = 25,4 \text{ мм}$.

Після вибору ланцюга уточнюємо швидкість ланцюгової вітки по формулі [11]

$$V_L = \frac{Z_1 n_1 t}{60 \cdot 1000} \quad (2.12)$$

підставивши дані, отримаємо

$$V_L = \frac{17 \cdot 25,4 \cdot 351}{60 \cdot 1000} = 2,5 \text{ м/с} < 4,0 \text{ м/с}$$

Так як прийняте співвідношення швидкостей (при виборі коефіцієнта

машення) виконується, то перерахунок потужності не проводимо.

Отже, вибираємо приводну ланцюгову передачу $ПП - 25,4 - 6000$ згідно ДСТУ

2.4. Розрахунок вала очищувально-передавального вальця

Очищувально-передавальний валець (див. рис. 2.2 і графічну частину роботи) складається зі сталюого обробленого барабана, у торцях якого вварені дві цапфи, на яких встановлено у спеціальних опорах підшипники. Підшипниковими вузлами валець опирається на рамну конструкцію поздовжнього транспортера (рис. 2.5).

Привод на валець передається від останнього вальця викопуючого пристрою за допомогою ланцюгової передачі до проміжної підшипникової опори, на якій встановлюється запобіжна муфта. Далі крутний момент передається за допомогою карданної передачі на очищувально-передавальний валець (див. рис. 2.3).

Пікове навантаження на вальці виникає при забиванні вальця під час роботи, тобто у момент спрацювання запобіжної муфти. Небезпечна ситуація буде тоді, коли заклинювання виникне у середній частині вала [12].

Зусилля, яке діятиме на вал у випадку заклинювання, визначаємо з умови рівноваги крутних моментів на запобіжній муфті та у місці заклинювання

$$P_B \cdot r_B = M_{кр} \quad (2.13)$$

де P_B - колова сила на діаметрі вальця у місці заклинювання;

r_B - радіус вальця, $r_B = 95 \text{ мм}$;

$M_{кр}$ - крутний момент спрацювання запобіжної муфти, $M_{кр} = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

З (2.13) знайдемо колову силу на діаметрі вальця у місці заклинювання

$$P_B = \frac{M_{кр}}{r} = \frac{250 \cdot 10^3}{95} = 2632 \text{ Н}$$

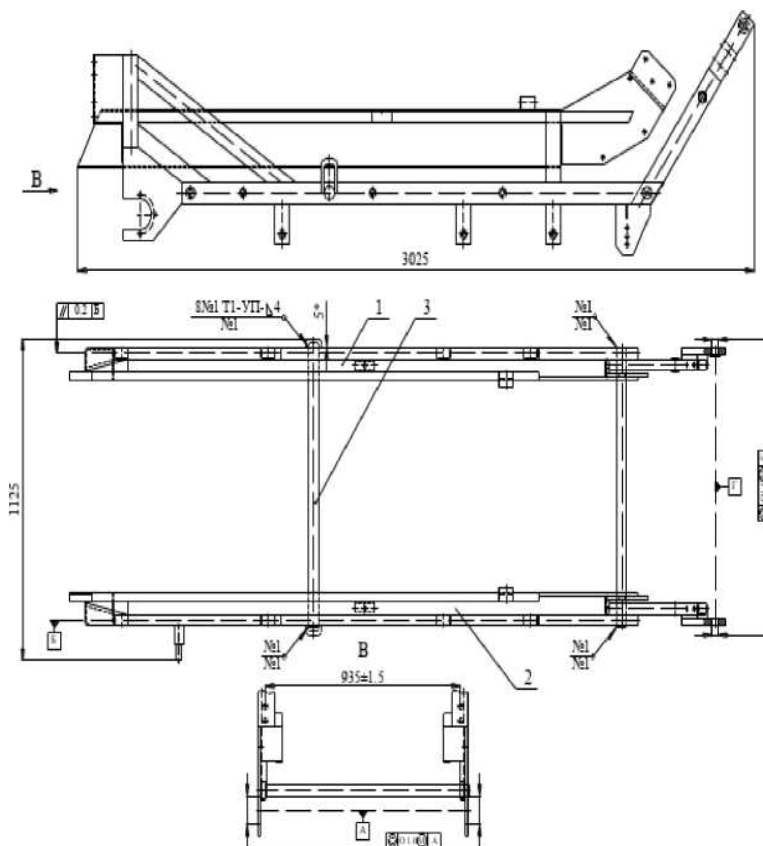


Рис. 2.4 Рама поздовжнього транспортера:

1 - боковина ліва, 2 - боковина права, 3 - труба.

Приводимо силу P_B до осі вала (рис. 2.5) і розраховуємо опорні реакції від дії цієї сили.

Так як сила P_B прикладена симетрично до опор (з попередньої умови), то

$$R_A = R_B = \frac{P_B}{2} = \frac{2632}{2} = 1316 \text{ Н}.$$

Згинальний момент у центральному перетині симетрично опор буде

$$M_{32} = R_A \cdot \frac{987}{2} = \frac{1316 \cdot 987}{2} = 649 \cdot 10^3 \text{ Нмм}.$$

Будуємо епюри внутрішніх силових факторів (див. рис. 2.5).

Еквівалентний момент для розглядуваної схеми визначимо за III теорією

міцності [15, 16]

$$M_{екв} = \sqrt{M_{зг}^2 + M_{кр}^2} \quad (2.14)$$

Підставивши отримані величини згинальних і крутних моментів у (2.14), отримаємо

$$M_{екв} = \sqrt{(250 \cdot 10^3)^2 + (649 \cdot 10^3)^2} = 690 \cdot 10^3 \text{ Нмм.}$$

З умови міцності визначимо діаметр вала у небезпечному перетині

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{екв}}{0,1 \cdot [\sigma]}} \quad (2.15)$$

де $[\sigma]$ - допустиме напруження для матеріалу вала, прийmemo $[\sigma] = 50 \text{ МПа}$

Підставивши дані у (2.15), отримаємо

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{690 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 52 \text{ мм}$$

Визначимо осьовий момент опору небезпечного перетину вала [17]

$$W_B = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 52^3}{32} = 13797 \text{ мм}^3 = 13,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

У розробленій конструкції очищувально-передавального вальця для барабана прийнято трубу 190×2,5 мм згідно ГОСТ 9567-75, матеріал труби Ст.20 згідно ДСТУ

Визначимо осьовий момент опору вибраної труби за формулою [17]

$$W_X = W_Y = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{d_{3B}^4 - d_{BH}^4}{d_{3B}} \right) \quad (2.16)$$

де d_{3B} - зовнішній діаметр труби, $d_{3B} = 190 \text{ мм}$;

d_{BH} - внутрішній діаметр труби, $d_{BH} = 185 \text{ мм}$.

Підставивши дані у (2.16), отримаємо

$$W_X = W_Y = \frac{3,14}{32} \cdot \left(\frac{190^4 - 185^4}{190} \right) = 68098 \text{ мм}^3 = 68,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Визначаємо відношення моментів опору для вала і труби

$$\frac{W_{TP}}{W_B} = \frac{68098}{13797} = 4,9.$$

Отже, осьовий момент опору вибраної труби у 4,9 рази перевищує необхідний розрахунковий осьовий момент опору для пікових навантажень, тобто міцність гарантується.

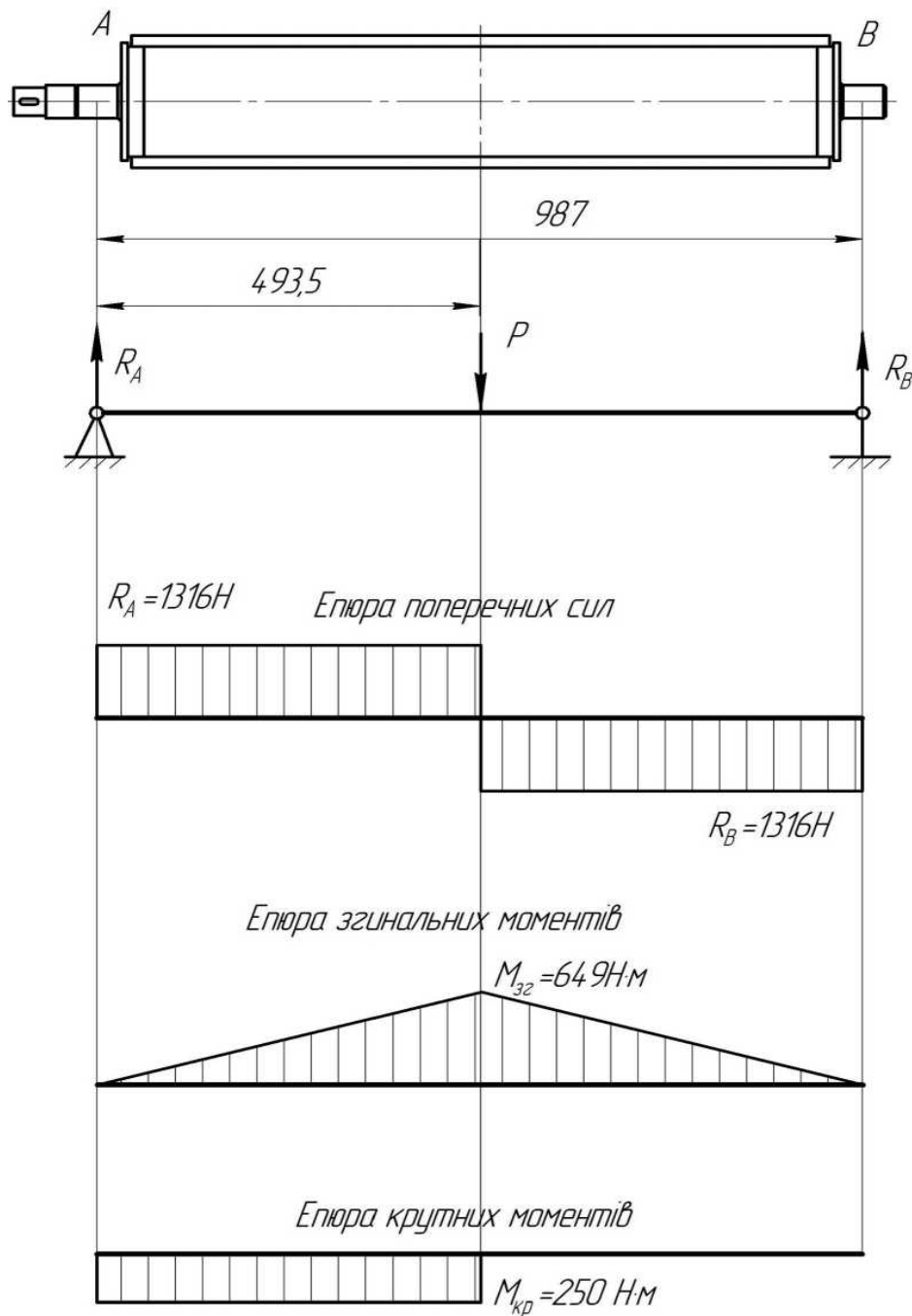


Рис. 2.5 Розрахункова схема і еюри моментів вала очищувально-передавального вальця

Діаметр приводного кінця вала визначимо, враховуючи, що ця ділянка навантажений тільки крутним моментом [17, 20]

$$d_H = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2 \cdot [\tau]}} \quad (2.17)$$

де $[\tau]$ - допустиме напруження на кручення для матеріалу вала, прийmemo $[\tau] = 35 \text{ Н мм}^2$ [17].

Підставивши дані у (2.17), отримаємо

$$d_H = \sqrt[3]{\frac{250 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 35}} = 32,3 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр приводного кінця вала і діаметр підшипник $d_H = 35 \text{ мм}$, решту розмірів - конструктивно.

2.5. Розрахунок підшипників вала очищувально-передавального вальця

Вихідні дані для розрахунку візьmemo із попередніх розрахунків. Частота обертання вала – $n = 314 \text{ об/хв}$. Радіальне навантаження $R_A = R_B = 1316 \text{ Н}$.

Осьова сила незначна, приймаємо $F_a = 0,1R_a = 131,6 \text{ Н}$. Навантаження вала з поштовхами. Як опори використано підшипники N180207, характеристики підшипників $C_r = 25,5 \text{ кН}$, $C_{or} = 13,7 \text{ кН}$.

Коефіцієнт обертання $V = 1$, так як обертається внутрішнє кільце підшипника. Коефіцієнт радіального навантаження для радіальних підшипників, $x = 0,56$ [16]; коефіцієнт безпеки $K_\sigma = 1,3$ [16]; температурний коефіцієнт $K_m = 1$ [16].

Встановлена довговічність для підшипника, розрахована з терміну служби машини і річного завантаження $L_h = 2500 \text{ год}$. Перевіримо, чи вибрані підшипники відповідають за довговічністю.

Визначаємо відношення

$$\frac{F_a}{V \cdot R_a} = \frac{131,6}{13,7 \cdot 10^3} = 0,1$$

відповідно

$$\frac{F_a}{C_{or}} = \frac{131,6}{13,7 \cdot 10^3} = 0,01$$

З [16] знаходимо $e = 0,19$; $Y = 2,3$.

Для відношення $\frac{F_a}{V \cdot R_a} < e$ [36] вибираємо формулу для визначення

еквівалентного навантаження підшипника

$$R_E = V \cdot R_a \cdot K_b \cdot K_m \quad (2.18)$$

Підставивши дані у (2.18), отримаємо

$$R_E = 1 \cdot 1316 \cdot 1,3 \cdot 1 = 1711 H$$

Визначаємо динамічну вантажопідйомність підшипника за формулою [16]

$$C_{BH} = R_E \sqrt[3]{573 \cdot w \cdot \frac{L_n}{10^6}} < C_r \quad (2.19)$$

де w - кутова швидкість обертання вала, визначимо її із формули

$$w = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 314}{30} = 32,9 c^{-1}$$

Підставивши отримані дані у вираз (2.19), отримаємо

$$C_{BH} = 1711 \sqrt[3]{573 \cdot 32,9 \cdot \frac{2500}{10^6}} = 6040 H < C_r$$

Визначаємо довговічність підшипника за формулою [16]

$$L_{loh} = \frac{10^6}{573 \cdot w} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^3 > L_h \quad (2.20)$$

Підставивши дані у (2.20), отримаємо

$$L_{loh} = \frac{10^6}{573 \cdot 32,9} \cdot \left(\frac{25,5 \cdot 10^3}{1711} \right)^3 = 175514 год > L_h$$

Отже, підшипники відповідають вимогам з динамічної вантажопідйомності та довговічності.

2.6. Розрахунок зварного шва приварки приводної цапфи вала очищувально-передавального вальця

У конструкцію очищувально-передавального вальця (див. рис. 2.2) входить передаточний вал (рис. 2.6), який виготовляють зварюванням. Головними складовими передаточного вала є труба і цапфи (рис. 2.7).

Найбільш навантаженими складовими елементами передаточного вала є цапфи, які опираються на підшипники. Цапфи вварені у трубу, на якій зверху наварені прутки. Щоб впевнитися у міцності розробленої конструкції очищувально-передавального вальця необхідно провести розрахунок зварного шва приварки приводної цапфи.

Вихідні дані для розрахунку:

- цапфа приварена до фланця круговим швом по діаметру 60 мм, катет шва 4 мм;
- фланець приварений до труби вала по діаметру 185 мм, шов круговий, катет шва 3 мм. Зварними швами передається крутий момент 250 Нм (приймаємо з попереднього розрахунку вала вальця).

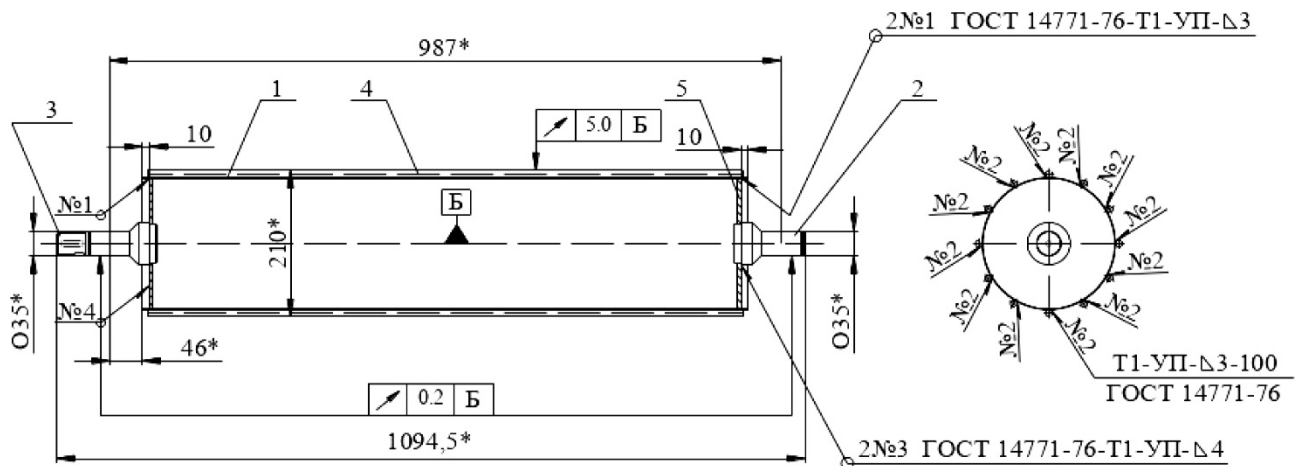


Рис. 2.6 Передаточний вал:

1 - труба; 2,3 - цапфи; 4 - пруток; 5, 10, 11 - шайби; 14 - кільце.

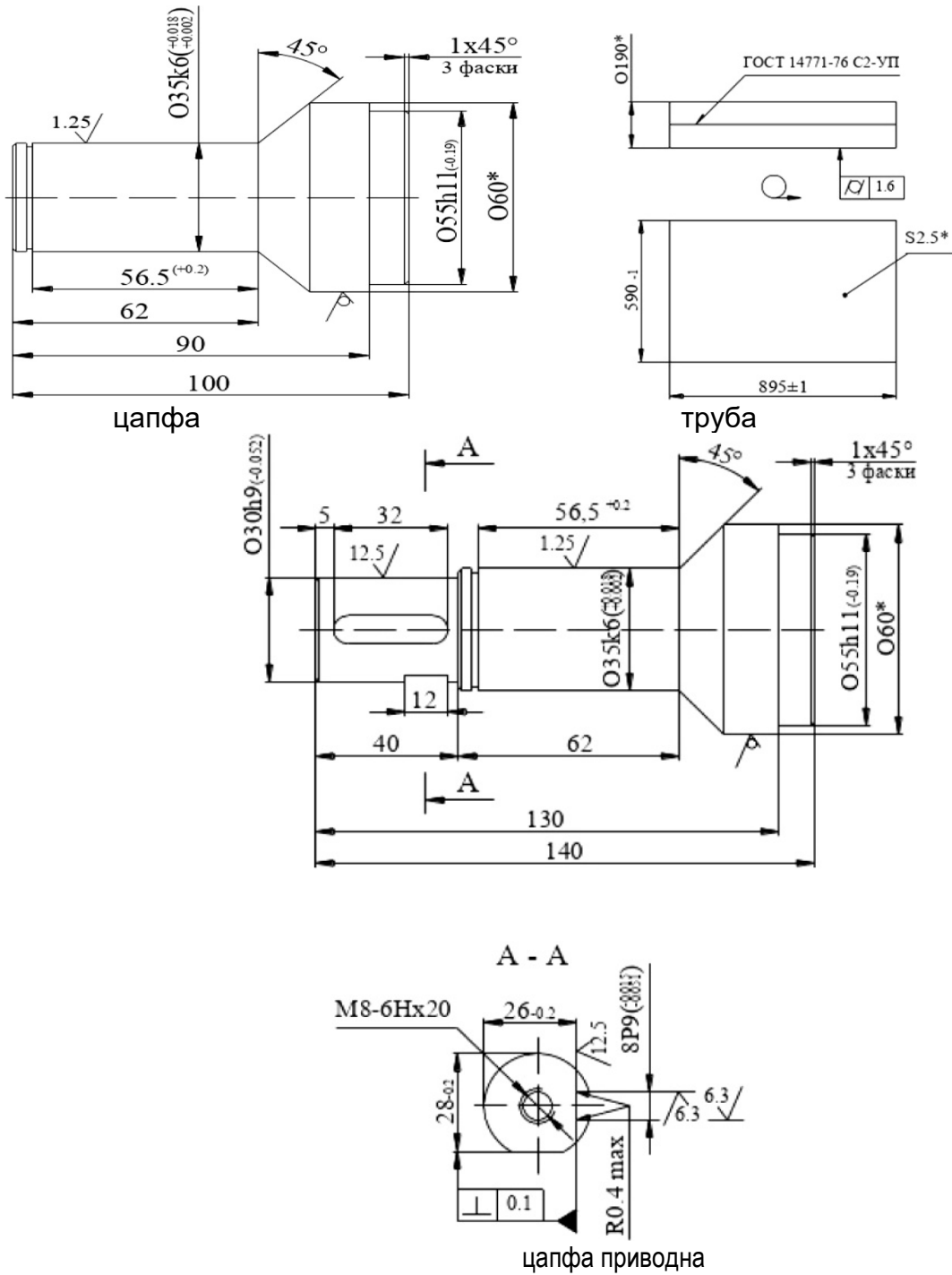


Рис. 2.7 Цапфи і труба передаточного валаочищувально-передавального вальця

Схема приварки приводної цапфи вала очищувально-передавального вальця показана на рисунку 2.8.

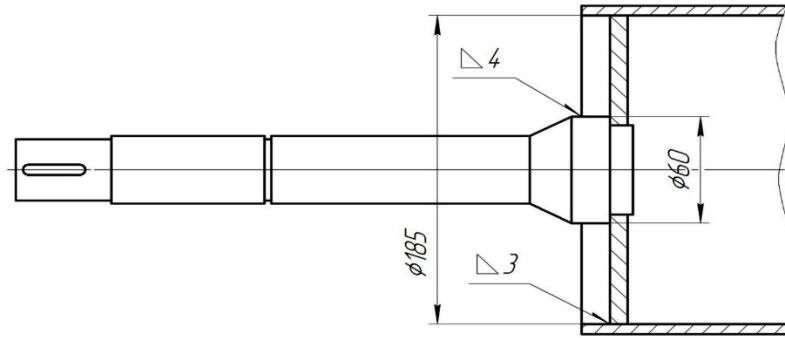


Рис. 2.8 Схема приварки цапфи вала очищувально-передавального вальця

Для розглядуваного випадку розрахунок зварного шва проведемо як для кільцевого шва навантаженого крутним моментом.

Напруження зрізу від крутного моменту визначимо за формулою [9]

$$\tau_{зр} = \frac{M_{кр}}{W_p} \leq R_{к.ш}^{зв} \quad (2.21)$$

де $M_{кр}$ - крутний момент, $M_{кр} = 250 \text{ Нм}$;

W_p - полярний момент опору перетину вала у місці зварного шва, визначимо його за формулою

$$W_p = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot \beta \cdot h_{ш}}{2} \quad (2.22)$$

де D - діаметр вала у місці приварки;

$R_{к.ш}^{зв}$ - розрахунковий опір кутового шва, приймаємо для сталей класу 38/23

$$R_{к.ш}^{зв} = 180 \text{ МПа}.$$

β - коефіцієнт, що враховує глибину проплавлення шва, для напівавтоматичної зварки в середовищі вуглекислого газу при діаметрі дроту 1,4...2 мм для катетів від 3 до 9 мм, $\beta = 0,9$ [9].

Визначаємо полярні моменти опору за формулою (2.22):

- для шва діаметром 60 мм

$$W_p = \frac{3,14 \cdot 0,06^2 \cdot 0,9 \cdot 0,004}{2} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

- для шва діаметром 185 мм

$$W_p = \frac{3,14 \cdot 0,18^2 \cdot 0,9 \cdot 0,003}{2} = 1,37 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$$

Визначимо напруження зрізу за формулою (2.21):

- для шва діаметром 60 мм

$$\tau_{3P1} = \frac{250}{2 \cdot 10^{-5}} = 12,5 \cdot 10^6 \text{ Нм}^2 < R_{К.Ш}^{3B};$$

- для шва діаметром 185 мм

$$\tau_{3P2} = \frac{250}{1,37 \cdot 10^{-4}} = 1,8 \cdot 10^6 \text{ Нм}^2 < R_{К.Ш}^{3B}.$$

Отже, міцність швів достатня.

Проведені конструктивні зміни системи очищення машини КБМ-6 викликали зміну основних несучих елементів - рами транспортера поздовжнього і, як наслідок, основної рами машини (див. графічну частину).

2.7. Розрахунок болтового з'єднання опори підшипника кріплення вальця

Схема розташування болтів і діюче навантаження зображене на рис. 2.9.

Величину навантаження на болтове з'єднання приймаємо з попереднього розрахунку вала очищувально-передавального вальця для випадку заклинювання (забивання) з врахуванням, що забивання виникло не у середній частині вала, а безпосередньо біля опори, тобто все навантаження прикладаємо до болтового з'єднання однієї опори.

З умови рівноваги крутного моменту запобіжної муфти при її спрацюванні та колової сили на вальці у місці заклинювання матимемо $P = P_B = 2632 \text{ Н}$.

Прикладаємо силу P до центра ваги стику, в результаті отримуємо зсуваючу силу P та момент який повертає підшипник (див. рис. 2.10). Цей момент визначаємо за формулою

$$M = h_1 \cdot P \tag{2.23}$$

Підставивши дані, отримаємо

$$M = 0,055 \cdot 2632 = 144,76 \text{ Нм}.$$

Затягування болтів повинно гарантувати нерозкриття стику і відсутність зсуву підшипника по основі. Від затягування болтів на стику виникає напруження σ_V , яке можна вважати розподіленим на площі стику рівномірно. Це напруження можна описати формулою

$$\sigma_V = \frac{2F_{зат}}{A_{СТ}} \quad (2.24)$$

де $F_{зат}$ - сила затягування кожного болта;

$A_{СТ}$ - площа стику підшипника (див. рис.2.10), визначимо її за формулою

$$A_{СТ} = b \cdot h = 60 \cdot 160 = 9600 \text{ мм}^2$$

Від дії моменту M на лівій половині стику (див. рис.2.10) напруження змінання росте, а на правій зменшується.

Приймаємо, що напруження на стику від дії моменту розподіляється за лінійним законом, аналогічно розподіляється напруження згину на нейтральній вісі, яка співпадає з віссю симетрії стику.

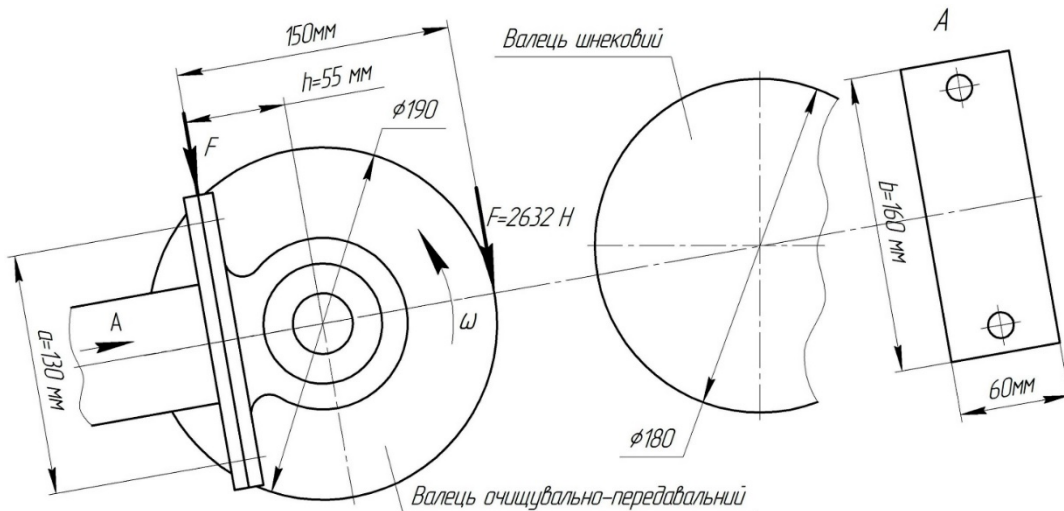


Рис. 2.9 Схема до розрахунку болтового з'єднання опори вальця

Найбільше напруження від моменту визначимо за формулою [9]

$$\sigma_M = \frac{M}{W_{СТ}} \leq [\sigma], \quad (2.25)$$

Де $W_{СТ}$ - осьовий момент опору перетину стику, для прямокутного перетину

$$W_{CT} = \frac{b^2 \cdot h}{6} \quad (2.26)$$

Умова нерозкриттястику

$$\sigma_{\min} \geq 0, \quad (2.27)$$

тоді

$$\sigma_V = \sigma_M. \quad (2.28)$$

З врахуванням запасу на нерозкриттястику

$$\sigma_V = K_{CT} \cdot \sigma_M, \quad (2.29)$$

де K_{CT} - коефіцієнт запасу, з діапазону $K_{CT} = 1,3 \dots 2$ приймаємо $K_{CT} = 2$ [9].

Визначимо напруження з врахуванням виразів (2.25), (2.26), (2.29)

$$\sigma_V = 2 \cdot \frac{144,76 \cdot 10^3 \cdot 6}{160^2 \cdot 60} = 1,13 \text{ МПа}$$

Отже, міцність забезпечена.

Визначимо силу затягування болта за формулою [9]

$$F_{ЗАТ} = \frac{\sigma_V \cdot b \cdot h}{2}. \quad (2.30)$$

Підставивши дані, отримаємо

$$F_{ЗАТ} = \frac{1,13 \cdot 160 \cdot 60}{2} = 5424 \text{ Н}.$$

Перевіряємо достатність затягування болтів з умови відсутності зсуву підшипника, при цьому вважаємо, що сила тертя, викликана затягуванням болтів, повинна бути на 20 % більшою мінімально необхідної, тобто має виконуватися умова [9]

$$T = 2 \cdot F_{ЗАТ} \cdot f \geq 1,2P \quad (2.31)$$

де f - коефіцієнт тертя, приймаємо $f = 0,3$ (сталь об сталь) [9].

У числовому вигляді вираз (2.31) буде

$$2 \cdot 5424 \cdot 0,3 > 1,2 \cdot 2632, \text{ або } 3254,4 \text{ Н} > 3158 \text{ Н}.$$

Отже, нерівність (2.31) виконується.

Найбільш навантажений верхній болт, який сприймає зовнішнє зусилля розтягу від дії моменту. Визначимо це зусилля за формулою

$$P_1 = \frac{M}{a} = \frac{P \cdot h}{a} \quad (2.32)$$

Підставивши дані, отримаємо

$$P_1 = \frac{2632 \cdot 55}{130} = 1113 \text{ Н}$$

Сумарне осьове навантаження верхнього болта визначимо за формулою [9]

$$P_p = F_{зат} + x \cdot P_1, \quad (2.33)$$

де x - коефіцієнт зовнішнього навантаження, $x = 0,15$ [9].

Підставивши числові дані у формулу (2.33), отримаємо

$$P_p = 5424 + 0,15 \cdot 1113 = 5590 \text{ Н} .$$

З умови, що затяжка болтів не контролюється [9], вибираємо болт М12 з сталі 45, що допускає при даних умовах осьове навантаження $[P_p] = 5800 \text{ Н}$.

Проведені розрахунки підтверджують, що елементи розробленої системи очищення задовольняють необхідні умови міцності.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

3.1. Показники ефективності сільськогосподарських машин

Більшість сільськогосподарських машин - це машини періодичної дії, виконують технологічний процес, для якого вони розроблені, певний короткий період часу протягом року. Тривалість експлуатації цих машин - кілька десятиліть. Ці машини проходять тривалий період часу від створення конструкції до її списання через використання ресурсу. На етапі створення машин та їх виробництва задіяні витрати матеріальних і фінансових засобів. При використанні утворюється основний прибуток від виготовленої машини.

Для сільськогосподарських машин та агрегатів, як і для більшості інших машин, визначальним є: якість виконання технологічного процесу; продуктивність; вартість та затрати на її експлуатацію, пов'язані з проведенням технічного обслуговування (ТО) та ремонту залежно від рівня надійності. Етапи з проведення технічного обслуговування та ремонту є самостійними. Вартість технічного обслуговування та ремонту залежить не тільки від технічного рівня сільськогосподарської машини, а й від організації проведення ТО та ремонту з використанням сучасних засобів діагностування та виконання вказаних видів робіт.

Етапи створення та використання машин взаємозв'язані. Виготовлення простих машин не потребує великих затрат на їх експлуатацію. Для створення високо надійної машини потрібні додаткові витрати усіх засобів. Однак, експлуатація високо надійних машин значно дешевша. Застосування таких машин обґрунтовано отриманням економічного ефекту у сфері експлуатації сільськогосподарських машин.

Отже, підвищення роботоздатності та надійності є економічно ефективним напрямом в удосконаленні і створенні нових машин. Ці напрями можна представити такими етапами [18]:

- конструктивний (пов'язаний з вибором або зміною параметрів машини

- розмірів, форми та матеріалу деталей, навантаження, питомого тиску, швидкості, системи змащення та ін.);
- технологічний (пов'язаний з різноманітними методами обробки деталей, зміною властивостей поверхневих шарів та ін.);
- експлуатаційний (пов'язаний з раціональним використанням машини - технічне обслуговування, діагностика, ремонтпридатність та ін.).

Надійність сільськогосподарської машини характеризують такі властивості: безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність, збережуваність.

На конструктивному, технологічному та експлуатаційному етапах виникають задачі з підвищення надійності машин. Суть цих задач: спроектувати надійні машини, забезпечити у процесі виготовлення закладену при проектуванні надійність, зберегти досягнуту надійність при експлуатації та зберіганні машин. Методи підвищення надійності машин на цих етапах виходять з моделі виникнення раптових відмов.

Як показник безвідмовності машини використовують ймовірність безвідмовної роботи (іноді середній час безвідмовної роботи, напрацювання на відмову та ін.).

Здатність деталі передавати задані навантаження характеризується поняттям несучої здатності. Як правило, це межа міцності, текучості або граничне зусилля, яке може передати деталь. Гранична (допустима) сила викликає у небезпечному перерізі деталі навантаження, які відповідають границі міцності. Позначають несучу здатність R .

У будь-який момент часу на деталь діє зовнішнє навантаження S , яке, у якомусь розглядуваному перетині, викликає реально діючі навантаження.

Умова безвідмовної роботи характеризується функцією безвідмовності

$$z_p = R - S > 0 \quad (3.1)$$

У реальному об'єкті (машині чи агрегаті) несуча здатність R та діюча сила S є випадковими величинами з певними законами розподілення. Як правило, ці закони представляють собою нормальний закон розподілення з параметрами:

\bar{R} , σ_R і \bar{S} , σ_S - середнє і середньоквадратичне відхилення несучої

здатності і діючих сил.

Згідно Болотіну В.В. ймовірність безвідмовної роботи P визначають за формулою

$$P = \Phi \left(\frac{K - 1}{\sqrt{V_R^2 \cdot K^2 \cdot V_S^2}} \right) \quad (3.2)$$

де Φ - нормувальна функція Лапласа;

K - відношення середніх значень величин R і S (запас міцності), $K = \frac{\sigma_R}{\bar{S}}$;

V_R, V_S - коефіцієнти варіації R і S , $V_R = \frac{\sigma_R}{\bar{R}}$, $V_S = \frac{\sigma_S}{\bar{S}}$

З формули (3.2) видно, що ймовірність безвідмовної роботи суттєво залежить від запасу міцності та коефіцієнтів варіації сил S і несучої здатності R . Чим більший запас міцності, тим вища ймовірність безвідмовної роботи. Запас міцності можна збільшити, якщо підвищити несучу здатність і зменшити сили, які діють на деталь.

Однак, при збільшенні запасу міцності зростає вага машини і підвищується витрата металу. Тому необхідно прагнути до зниження діючих сил на робочий орган.

Коефіцієнти варіації V_K , і V_S також мають вагомий вплив на ймовірність безвідмовної роботи. Чим менші значення коефіцієнтів варіації, тим вище значення ймовірності безвідмовної роботи. Зниження коефіцієнтів варіації рівносильне стабілізації процесів виробництва деталей та експлуатації машин. Це зниження допусків на виготовлення та складання деталей, застосуванням засобів автоматизації, сучасних технологічних процесів направлених на зміцнення деталі.

Величину діючих на машину зовнішніх сил знижують завдяки оптимізації параметрів робочих органів та виключенням надлишкових зв'язків у механізмах. Останнє призводить до того, що механізм перетворюється у статично-визначену систему зі зниженням навантажень. При експлуатації зниження коефіцієнта варіації діючих сил можливе завдяки застосуванню заходів агротехніки та вирівнювання полів за щільністю ґрунту.

3.2. Вплив режимів руху на динаміку процесів пруткових транспортерів бурякозбиральних машин

Сільськогосподарські машини - це системи багаторазової дії з регламентованим циклом роботи і перерв (сезонна робота), які працюють у різних ґрунтово-кліматичних умовах під дією нестационарних режимів навантаження, в умовах сильної запиленості, температурних коливань, агресивних середовищ. Недостатня надійність їх агрегатів, вузлів і деталей призводить до простоїв, які ставлять під загрозу виконання технологічного процесу в оптимальні агротехнічні терміни [14, 17].

У буряко- і гичкозбиральних машинах одним з важливих робочих органів є пруткові (скребкові) транспортери з різним кріплення прутків до тягових елементів.

Теоретичне дослідження процесу руху вороху коренеплодів на площині транспортера дає можливість проводити опис напруженого стану його конструктивних елементів. Ворох коренеплодів - це механічна суміш коренеплодів і ґрунту, що на поступає на робочу поверхню транспортера разом з гичкою і рослинними рештками, або без них, залежно від технології збирання. Фізико-механічні властивості компонентів вороху характеризують такі показники: коефіцієнти тертя кочення і ковзання, різні геометричні параметри, щільність, жорсткість, зусилля руйнування, критична швидкість падіння, при якій відбувається пошкодження маси та інше [16, 19, 20].

Зміна показників, що характеризують ворох зумовлена ґрунтово-кліматичними умовами, сортом коренеплодів, фазами розвитку, ступеню їх зрілості, прийомами агротехніки. Розміри і форма коренів залежать від врожаю, температурного і водного режимів у період росту, типу ґрунту та ін.

На полотні транспортера під час виконання технологічного процесу діють навантаження від розташованих на ньому коренеплодів, грудок ґрунту, рослинних рештків, що потрапляють на транспортер разом з коренеплодами.

Навантаження від транспортованої маси коренеплодів, розташованих в

один шар на одиниці площі очисника становить 225...300 Н [44].

Причини формування нерівномірності навантаження пруткових транспортерів безпосередньо пов'язані із зміною як зовнішніх, так і внутрішніх впливів.

Нерівномірність навантаження транспортера викликана транспортованою масою, особливостями конструкції самого транспортера, зокрема, нерівномірним натягом гілок, відхиленнями при монтажі валів, встановленні зірочок чи шківів, опорних роликів та ін.

Рослинні залишки бур'яні та гички бур'яків - це еластичні елементи, які впливають на процес руху вороху коренеплодів і параметри конвеєра-очисника.

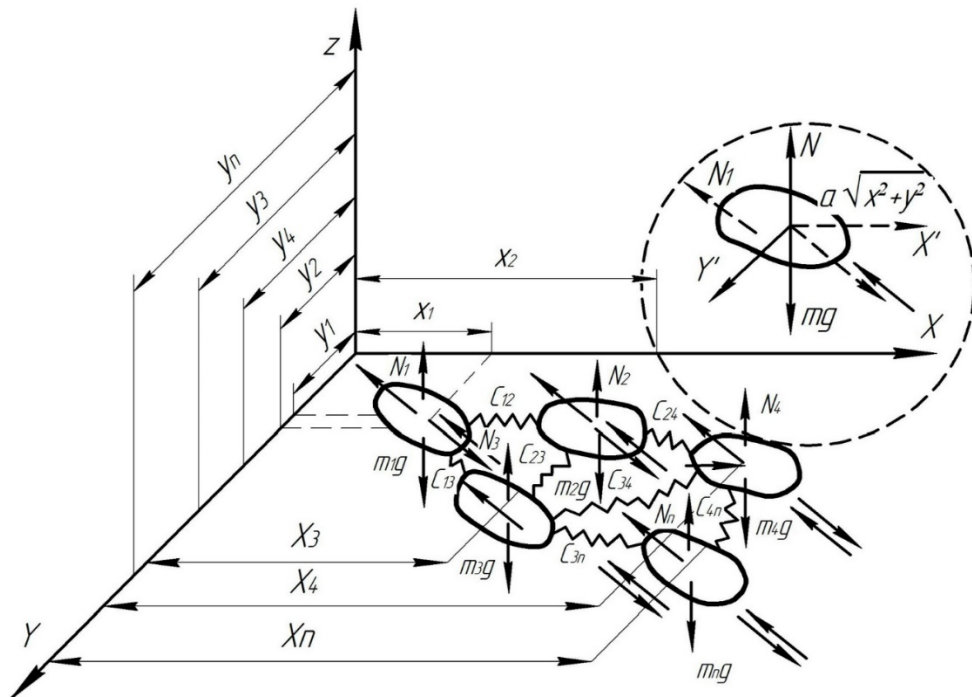


Рис. 3.1 Схема взаємопов'язаних еластичними елементами компонентів вороху коренеплодів, що рухаються на активній поверхні очисника

Переміщення вороху коренеплодів, взаємопов'язаних гичкою та рослинними залишками, полотном пруткового транспортера можна описати математичною моделлю руху на активній поверхні. Компоненти вороху коренеплодів зображають (рис. 3.1) тілами масою $m_1, m_2, m_3, m_4, \dots, m_n$, які взаємопов'язані між собою еластичними елементами $C_{12}, C_{13}, C_{23}, C_{24}, \dots, C_{3n}, C_{4n}$ [17, 18].

Активну поверхню очисника зображають у вигляді ділянки горизонтальної площини, яка знаходиться між осями OX та OY , напрям яких співпадає з напрямом руху компонентів вороху.

Рівняння руху центрів мас взаємодіючих тіл коренеплодів можна описати рівнянням Лагранжа другого роду [34, 35]

$$\frac{d\partial T}{dt\partial\dot{q}_i} = \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (3.3)$$

де T - кінетична енергія системи компонентів вороху коренеплодів взаємопов'язаних еластичними елементами;

q_i - узагальнена координата;

\dot{q}_i - швидкість узагальненої координати;

Q_i - узагальнена сила.

Користуючись залежністю (3.3) можна отримати диференціальні рівняння що описують рух компонентів вороху по активній поверхні очисника, з допомогою яких можна визначити переміщення та швидкості компонентів вороху при різних умовах. Це дає змогу проаналізувати характер руху вороху при умові його розосередження. Умова розосередження - взбурююча сили на поверхні очисника повинна бути такою, щоб подолати сили опору (опір тертя та опір середовища) та сили еластичних зв'язків і забезпечити просування компонентів вороху коренеплодів з деяким нарощуванням їх поступальної швидкості.

Ймовірність проходження відокремлюваних компонентів через товщу рухомого сепаруючого шару знаходиться в оберненій залежності від його товщини. Можливі два напрями покращення очищення коренеплодів: перший - зменшити величину подачі сепарованої маси за одиницю часу, це призведе до зниження продуктивності очисника, тому є недоцільним; другий - розосередження вороху активною поверхнею очисника. При збільшенні відстані між окремими рухомими в одному напрямку компонентами товщина вороху зменшується, а інтенсивність процесу очищення коренів збільшується [18, 19].

У випадку завантаження середньої частини транспортера масою коренів, за

умови дотримання необхідних вимог при встановленні транспортера, його тягові елементи будуть навантажені однаково, тобто зусилля у них будуть дорівнювати половині від зовнішнього зусилля. При зміщенні транспортованої маси від середньої частини транспортера, що трапляється у більшості випадків, зусилля, що виникають у тягових елементах перерозподіляються і, у випадку недотримання точності монтажу, це призводить до значного їх спрацювання, причому лівої і правої гілок по-різному. Розподіл коренеплодів, наприклад, буряків, чи інших культур на полотні транспортера переважно приймає перемінну форму як у поперечній, так і в поздовжній площинах [19].

Описати і дослідити характер впливу нерівномірно розподіленого навантаження на тримку здатність елементів транспортера є важливою задачею у результаті вирішення якої можна удосконалити його конструкцію.

У процесі пуску пруткового конвеєра бурякозбиральної машини у тяговій ланці полотна виникають динамічні навантаження, величина яких, головним чином, залежить від надлишкової сили або тривалості пуску. Під дією імпульсів, що створюють прискорення, в елементах системи виникають малі пружні коливання. Останні приводять до зростання інерційних навантажень порівняно з їх середніми значеннями, які визначаються законами руху абсолютно твердого тіла.

В умовах непостійності швидкостей всіх або деяких елементів машини, такі величини, як тривалість періодів пуску (розгону) й гальмування, перевантаження двигуна і передач, можна визначити лише на основі динамічних розрахунків, при яких враховується непостійність швидкості під час руху, інерційність мас, що беруть участь у процесі руху [21].

При дослідженні пускових процесів пруткових конвеєрів використовують закон зміни швидкості пуску двигуна. Приймають, що маса привода в багато разів більша маси частин конвеєра, що рухаються поступально. У прутковому конвеєрі маса частин, що рухаються, співмірна з масою привода, тому при розрахунках її необхідно враховувати. Виходячи з цього, необхідно задавати не прискорення, а збурювальну силу і в розрахункову схему включати як масу

привода, так і масу частин конвеєра, що рухаються [41].

3.3. Критерії оцінки режимів руху пруткових транспортерів

Повний цикл руху пруткових транспортерів бурякозбиральних машин, як і будь-якого механізму можна поділити на три основні етапи: розгін, усталений режим руху та зупинки. Кожен з цих етапів має свою тривалість і закон руху ланок [21].

Ділянку розгону пруткового конвеєра описують періодом, протягом якого відбувається зростання швидкості ведучої ланки конвеєра від нульового значення до номінальної робочої швидкості.

Усталеним режимом - це такий рух пруткового конвеєра, при якому його кінетична енергія є періодичною функцією часу. Під час усталеного руху швидкість ведучої ланки коливається в межах середнього значення, що відповідає номінальній робочій швидкості цієї ланки конвеєра.

Етап зупинки транспортера відбувається при зменшенні швидкості ведучої ланки від середнього значення номінальної робочої швидкості конвеєра до нульового її значення.

Коливання швидкості ведучої ланки викликають у кінематичних парах конвеєра додаткові динамічні навантаження, що знижують загальний коефіцієнт корисної дії пруткового конвеєра та надійність його роботи. Також ці коливання швидкості у деяких випадках можуть викликати значні пружні коливання в інших ланках пруткового конвеєра, що є негативним як з точки зору міцності цих ланок так і втрати потужності, що затрачається на пружні коливання всієї системи. Коливання швидкості ланок погіршують роботу всього конвеєра і збільшують пошкодження коренеплодів.

Під час роботи пруткових конвеєрів бурякозбиральних машин можуть виникати періодичні та неперіодичні коливання. Періодичні коливання характеризуються визначеними циклами зміни швидкості всіх ланок конвеєра, по завершенню яких ці швидкості приймають свої початкові значення.

Неперіодичні коливання ланок конвеєра - викликані раптовою зміною корисних чи шкідливих опорів. Періодичні коливання швидкостей під час усталеного режиму руху конвеєра розглядають для середньої швидкості ведучої ланки або інших ланок.

Якщо різницю максимального ω_{MAX} і ω_{MIN} мінімального значення швидкості на ділянці усталеного руху розділити на середню швидкість ω_{CP} , то отримаємо, так званий, коефіцієнт нерівномірності руху [21]

$$\delta = \frac{\omega_{MAX} - \omega_{MIN}}{\omega_{CP}} \quad (3.4)$$

Чим менша різниця між ω_{MAX} , ω_{MIN} , тим рівномірніше обертається ведуча ланка та інші ланки конвеєра. Коефіцієнт нерівномірності руху характеризує тільки перепад кутової швидкості ведучої ланки конвеєра від мінімального до максимального значення, але не характеризує динаміки цієї ланки та всього механізму всередині повного циклу періоду усталеного руху.

Порівняльну оцінку динамічних властивостей пруткового конвеєра у період усталеного руху можна описати коефіцієнтом динамічності K_D [21]. Цей показник визначають як відношення максимального значення кутового прискорення ведучої ланки ε_{EXT} до квадрату її середньої кутової швидкості

$$K_D = \varepsilon_{EXT} / \omega_{CP}^2 \quad (3.5)$$

Комплексну оцінку нерівномірності руху ведучої ланки пруткового конвеєра та його екстремальних динамічних характеристик можна виконати за узагальненим коефіцієнтом руху [21]

$$K_V = \delta^2 + K_D = \frac{\omega_{MAX}^2 - \omega_{MIN}^2 + \varepsilon_{EXT}}{\omega_{CP}^2} \quad (3.6)$$

Динаміка руху окремих ланок пруткового конвеєра може бути оцінена також через силові коефіцієнти динамічності [21]. Для ланок, які здійснюють поступальний рух (ланцюг, робоче полотно) коефіцієнт динамічності визначають за формулою

$$K_D = F_{MAX} / F_{CP} \quad (3.7)$$

Для ланок, що здійснюють обертальний рух коефіцієнт динамічності буде

$$K_D = M_{\text{MAX}} / M_{\text{CP}} \quad (3.8)$$

де $F_{\text{MAX}}, F_{\text{CP}}$ - максимальне і середнє арифметичне значення зусиль, що діють на ланки при поступальному русі;

$M_{\text{MAX}}, M_{\text{CP}}$ - максимальне і середнє арифметичне значення крутних моментів, що діють на ланки при обертальному русі.

До критеріїв оцінки режимів руху пруткових конвеєрів бурякозбиральних машин можна віднести також максимальні значення кінематичних характеристик (швидкостей, прискорень та ривків) ланок, або їх середньо-квадратичні значення зусиль та моментів, що діють на окремі ланки [21, 22].

Крім наведених критеріїв, оцінка динаміки руху пруткових конвеєрів може бути здійснена за допомогою енергетичних критеріїв, до яких можна віднести середню потужність приводного механізму, яка необхідна для здійснення руху конвеєра [21, 22] та інших критеріїв.

3.4. Аналіз режимів руху пруткових транспортерів бурякозбиральних машин

Робота ланцюгових конвеєрів, а вони є основним тяговим елементом пруткових транспортерів-очисників, характеризується наявністю динамічних зусиль, що виникають у результаті пульсуючого руху ланцюга при усталеному обертанні приводної зірочки [23].

На ділянці пуску до цих зусиль додаються динамічні зусилля від зростання швидкості з нульового значення до певної усталеної величини. За таких умов у ланцюгу можуть виникати значні знакозмінні динамічні навантаження, які в результаті накопичення втомних явищ можуть привести до передчасного його руйнування.

Тому мета досліджень у роботі - це визначення такого режиму пуску ланцюгового конвеєра, при якому сумарне динамічне зусилля у ланцюгу було б мінімальним.

Повне зусилля F , що діє на ланцюг, складається зі статичної складової F_C , яка є незмінною величиною і не залежить від режиму руху конвеєра та динамічної складової F_D , яка є змінною функцією і залежить від параметрів зірочки та ланцюга і режиму руху приводного механізму [23]

$$F = F_C + F_D \quad (3.9)$$

Статична складова F_C включає:

- опір на підтримуючих роликах;
- опір від сил тертя в опорах зірочок;
- опір від жорсткості ланцюга під час перегинань.

Ці складові опору визначають за відомими методиками [23] і при практичних розрахунках не викликають сумніву.

Динамічна складова F_D тим більша, чим менша кількість зубців приводної зірочки і чим більша рухома маса вантажу та самого конвеєра. Ці навантаження не тільки збільшують зусилля в тяговому органі, але і в наслідок багаторазового прикладення викликають у ланцюгах втомні явища.

Динамічну складову зусилля в тяговому органі можна визначити залежністю [23]

$$F_D = m \cdot W_L \quad (3.10)$$

де m - зведена маса рухомих елементів пруткового конвеєра та вантажу;

W_L - лінійне прискорення тягового органа ланцюга.

Згідно з методикою, наведеною в роботі [47], зведену масу m визначають залежністю

$$m = (q_B + \psi \cdot q_0) \cdot L \quad (3.11)$$

де q_B - погонна маса вантажу;

q_0 - погонна маса рухомих частин конвеєра;

L - довжина конвеєра;

ψ - коефіцієнт зведення маси, який враховує ту обставину, що не вся маса конвеєра рухається з прискоренням W_L , а також враховує вплив пружності та

провисання ланцюга.

Оскільки пруткові конвеєри бурякозбиральних машин є коротко базовими, довжина транспортування яких не перевищує 25 м, то $\psi = 2$ [47].

Для визначення прискорення ланцюга W_L , розглянемо схему взаємодії його із зірочкою (рис. 3.2). Зірочка 5 повертається з кутовою швидкістю ω , а її колова швидкість визначають так

$$V = \omega \cdot R \quad (3.12)$$

де R - початковий радіус зірочки;

ω - кутова швидкість зірочки.

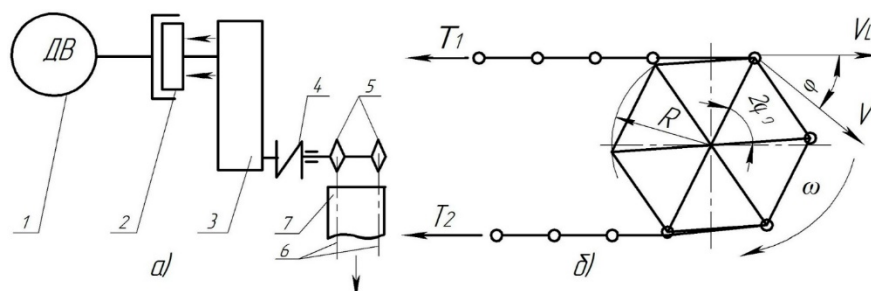


Рис. 3.2 Схема приводу пруткового конвеєра:

- 1 - двигун; 2 - муфта зчеплення; 3 - редуктор з передаточним числом i ;
 4 - запобіжна муфта; 5 - зірочки з приводним валом; 6 - тягові ланцюги;
 7 - прутковий настил з вантажем.

Горизонтальна складова швидкості ланцюга змінюється за законом [19]

$$V_L = V \cos \varphi = \omega \cdot R \cos \varphi \quad (3.13)$$

де φ - кутова координата повороту зірочки між сусідніми зубцями.

Відраховують її від бісектриси кута між зубцями, величина її змінюється в межах від $-\varphi_0$ до φ_0 . Тобто $-\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0$.

Центральний кут між зубцями можна визначити залежністю

$$2\varphi_0 = 2\pi / z$$

де z - кількість зубців ведучої зірочки. Тоді $\varphi_0 = \pi / z$.

Кутову координату зірочки α розділяють на n ділянок. На нульовій ділянці $0 \leq \alpha < 2\varphi_0$, при цьому $-\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0$. На першій ділянці $2\varphi_0 \leq \alpha < 4\varphi_0$;

відповідно - $\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0$. На k -ій ділянці кутові координати α от φ і змінюються в таких межах [18, 19]:

$$2k \cdot \varphi_0 \leq \alpha \leq 2(k+1) \cdot \varphi_0; \quad -\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0; \quad k = 0, 1, 2, \dots, n \quad (3.14)$$

Взявши похідну за часом від залежності (3.11), визначимо закон зміни лінійного прискорення ланцюга досліджуваного транспортера [18, 19]

$$w_L = \frac{dV_L}{dt} = \frac{d\omega}{dt} \cdot R \cos \varphi - \omega \frac{d\omega}{dt} R \sin \varphi \quad (3.15)$$

Оскільки, $\frac{d\omega}{dt} = \omega$, то залежність (3.15) можна записати у вигляді

$$w_L = R \cdot \left(\frac{d\omega}{dt} \cos \varphi - \omega^2 \sin \varphi \right) \quad (3.16)$$

Аналіз залежності (3.15) показує, що для визначення прискорення ланцюга необхідно знати закон руху ведучої зірочки на всіх ділянках руху в процесі пуску конвеєра.

Для визначення цього закону руху необхідно розв'язати іншу задачу динаміки руху конвеєра. Для цього, у першому наближенні конвеєр розглядаємо як динамічну модель з нелінійною функцією положення ланок (зв'язок кінематичних характеристик ведучої зірочки і ланцюга є нелінійним) і одним ступенем вільності.

За узагальнену координату прийємо координату повороту зірочки між сусідніми зубцями на k -ій ($k = 0, 1, 2, \dots, n$) ділянці повороту зірочки [18].

У цій моделі не враховано пружність та провисання ланцюга, оскільки вони опосередковано враховані коефіцієнтом ψ у зведеній масі рухомих частин конвеєра, яка визначається залежністю (3.11).

Рівняння руху такої динамічної моделі конвеєра для кожної ділянки руху за допомогою теореми про зміну кінетичної енергії

$$T - T_0 = A_p - A_0 \quad (3.17)$$

де T, T_0 - функції кінетичної енергії системи на початку руху та у певний момент часу;

A_p, A_0 - робота рушійних сил приводу та сил опору переміщенню конвеєра

на розглянутій ділянці руху.

Функції залежності (3.17) мають такий вигляд [18, 19]:

$$T_0 = \frac{1}{2} I_P(-\varphi_0) \cdot \omega_0^2; \quad T = \frac{1}{2} I_P(\varphi) \cdot \omega^2 \quad (3.18)$$

$$A_P = \int_{-\varphi_0}^{\varphi} M d\varphi; \quad A_0 = \int_{-\varphi_0}^{\varphi} F_0 \cdot R \cos \varphi d\varphi \quad (3.19)$$

де ω_0 - кутова швидкість зірочки в початковому положенні;

F_0 - сумарний опір статичних сил опору переміщенню полотна;

M - рушійний момент приводу, зведений до осі повороту приводної зірочки;

$I_P(-\varphi_0), I_P(\varphi)$ - зведені до осі повороту приводної зірочки моменти інерції рухомих частин конвеєра у початковому положенні та у довільний момент часу.

Підставивши залежності (3.18) і (3.19) у рівняння (3.17) і взявши від лівої та правої частин такої рівності похідні по координаті φ , отримаємо закон руху пруткового конвеєра бурякозбиральної машини у формі диференціальних рівнянь [20]:

$$I_P \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{1}{2} \omega \frac{dI_P(\varphi)}{d\varphi} = \frac{1}{\omega} (M - F_0 R \cos \varphi) \quad (3.20)$$

У цьому рівнянні

$$I_P = I_0 + mR^2 \cos^2 \varphi \quad (3.21)$$

де I_0 - зведений до осі повороту зірочки момент інерції ротора двигуна 1, муфти зчеплення 2, редуктора 3, пружної муфти 4, приводного валу з зірочками 5 (див. рис. 3.2).

Рівняння (3.20) з урахуванням залежності (3.21) є нелінійне диференціальне рівняння першого порядку зі змінними коефіцієнтами і складною правою частиною. Такі рівняння не вдається аналітично проінтегрувати, тому для їхнього розв'язку необхідно використовувати чисельні методи. Для використання методу кінцевих елементів рівняння (3.20) представимо у такому вигляді [20]

$$I_P(\varphi)d\omega + \frac{1}{2}\omega dI_P(\varphi) = \frac{1}{\omega}(M - F_0 \cos \varphi)d\varphi \quad (3.22)$$

Розіб'ємо інтервал руху конвеєра - $\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0$ на n частин і припустимо, що на кожній частині - $d \cdot \varphi_0 \approx \Delta\varphi = 2\varphi_0 / n$. Тоді координата $\varphi_{i+1} = \varphi_i + \Delta\varphi$. Тут i - номер положення приводної зірочки, який змінюється від 0 до n . Для будь-якого положення конвеєра [20] можна записати: $\varphi = \varphi_i$; $I_P \cdot (\varphi) = I_P \cdot (\varphi_i)$; $\omega = \omega_i$; $M = M_i$; $d \cdot I_P \cdot (\varphi) \approx I_P \cdot (\varphi_{i+1}) - I_P \cdot (\varphi_i)$.

Підставивши ці заміни у рівняння (3.22), отримаємо [20]

$$\omega_{i+1} = \frac{1}{I_P(\varphi_i)} \left[\frac{1}{\omega_i} (M_i - F_0 \cdot R \cos \varphi_i) \Delta\varphi + \frac{1}{2} [3I_P(\varphi_i) - I_P(\varphi_{i+1})] \cdot \omega_i \right] \quad (3.23)$$

Рух конвеєра у процесі пуску починається з положення $\varphi_i = -\varphi_0$. У цьому положенні $\omega_i = \omega_0 = 0$. Для цього положення визначають $I_P \cdot (\varphi_i)$, $I_P \cdot (\varphi_{i+1})$, M_i , і підставляють у залежність (3.23), з якої визначають ω_{i+1} . Розрахунки ω_{i+1} проводять до тих пір, поки φ_i не буде дорівнювати φ_0 . Після чого розрахунки здійснюють для наступної ділянки руху $2\varphi_0 \leq \alpha \leq 4\varphi_0$ з повтором усіх процедур, що здійснювались на попередній ділянці. За початкове значення швидкості ω_0 на цій ділянці приймають значення швидкості, яке було визначене у кінцевій точці попередньої ділянки, тобто $\omega_0 = \omega_{\Pi}$.

3.5. Критерій інтенсивності процесу очищення вороху коренеплодів

Ймовірність процесу сепарації вороху коренеплодів знаходиться в оберненій залежності від товщини сепаруючого шару. Тобто зменшення товщини рухомого сепаруючого шару можна досягти лише розосередженням вороху. Встановимо взаємозв'язок між величинами розосередження компонентів вороху, що рухаються в одному напрямку, та товщиною сепаруючого шару.

Вважаємо, що безперервно поступаючий на робочу поверхню пруткового транспортера з очищувально-передавального вальця ворох коренеплодів має

певну товщину шару (висоту), у процесі подальшого руху розосереджується. Висота цього шару зменшується, а ґрунтові домішки інтенсивно відокремлюються (просіваються). В іншому випадку можливе нагромадження вороху коренеплодів на робочій поверхні очисника, порушення технологічного процесу очищення та значне збільшення навантаження робочого органу [21, 22].

Для аналізу руху вороху, який безперервно поступає на поверхню очисника, його початкову форму можна умовно прийняти у вигляді прямокутного паралелепіпеда з параметрами: x , y , z - де x - довжина, y - ширина, z - висота (рис. 3.3).

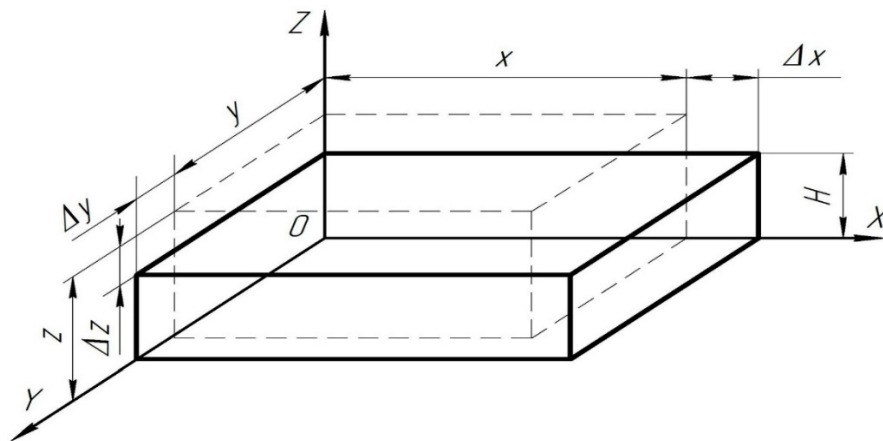


Рис. 3.3 Зміна висоти умовного вороху коренеплодів при позитивному прирості Δx та Δy (двох інших сторін паралелепіпеда)

Об'єм вороху коренеплодів на полотні транспортера прийнятий у вигляді паралелепіпеда W є функцією трьох змінних

$$W = x \cdot y \cdot z \quad (3.24)$$

Повний диференціал цієї функції можна описати виразом

$$dW = \frac{\partial W}{\partial x} dx + \frac{\partial W}{\partial y} dy + \frac{\partial W}{\partial z} dz \quad (3.25)$$

Якщо прийняти умову дотримання рівновеликого об'єму вороху коренеплодів у вигляді паралелепіпеда на початку надходження на очищувач та після подальшого його просування поверхнею пруткового транспортера, то при деякій зміні сторін цього паралелепіпеда значення повного диференціала функції dW можна вважати таким, що дорівнює нулю. Тобто, зі збільшенням двох сторін паралелепіпеда зменшується його третя сторона. У цьому випадку відстані між

окремими компонентами вороху коренеплодів у напрямку горизонтальної поверхні X та Y зростають, а висота зменшується. Обчисливши диференціал (3.25) і прирівнявши його до нуля, отримаємо

$$yzdx + xzdy = xydz, z \left(\frac{yzdx + xzdy}{xy} \right) = dz \quad (3.26)$$

Перемноживши праву та ліву частину отриманого рівняння на «-1» та додавши до обох частин z , отримаємо

$$z - z \left(\frac{ydx + xdy}{xy} \right) = z - dz \quad (3.27)$$

Величину z можна позначити як початкову висоту H_0 умовного вороху коренеплодів, що поступив на очищувальну поверхню транспортера. Різницю $-z - dz$ можна позначити через H , тобто зміну висоти вороху у зв'язку зі зміною двох інших сторін паралелепіпеда. Відповідно отримаємо таке рівняння [34. 35]

$$H = H_0 \left(1 - \frac{ydx + xdy}{xy} \right) \quad (3.28)$$

При умові руху коренеплодів тільки в одному напрямі, вздовж осі X , тобто вздовж транспортера, можна вважати, що $y = const$, а $dy = 0$, тоді попередній вираз перетвориться до вигляду

$$H = H_0 \left(1 - \frac{dx}{x} \right) \quad (3.29)$$

Якщо диференціал dx у цьому виразі замінити збільшенням шляху Δx , тоді

$$H = H_0 \left(1 - \frac{\Delta x}{x} \right) \quad (3.30)$$

З цього виразу випливає, що висота вороху коренеплодів на полотні пруткового транспортера H прямує до нуля у тому випадку, коли $\Delta x \rightarrow x$. Якщо під час руху коренеплодів початкова відстань по горизонталі між компонентам вороху зростає вдвічі, то висота вороху знижується до нуля. Отже, враховуючи геометричні параметри компонентів вороху коренеплодів та характер їх руху, можна визначити раціональну довжину пруткового очисника.

Довжину очисника зменшують, якщо відсутня початкова швидкість

компонентів вороху. Така можливість виникає при певній орієнтації транспортера по відношенню до напрямку руху збирального агрегата.

Перпендикулярне розташування очисника по відношенню до напрямку руху комбайна виключає початкову швидкість руху вороху, дозволяє зменшити довжину очисника та сприяє зниженню металомісткості засобів механізації.

3.6. Розосередження вороху коренеплодів при роботі пруткового очисника

При розосередженні вороху коренеплодів на робочій поверхні очисника створюються умови для ефективного просіювання ґрунту через прутки. Це сприяє якості виконання технологічного процесу очищення. Важливим при транспортуванні коренеплодів прутковою поверхнею очисників є робоча швидкість очисника, яку необхідно знизити до можливо меншої величини, щоб не допускати великих пошкоджень коренеплодів.

У першому розділі дипломної роботи були наведені типові конструкції пруткових очисників бурякозбиральних машин та особливості їх застосування. Відзначено, що найбільш застосовуваними є одно контурні, незалежно від місця їх встановлення у машині. Часто, як поздовжній транспортер, після шнеково-вальцевих очисників, перед бункером комбайна, встановлюють двоконтурний прутковий. У кожному з цих випадків є свої особливості щодо умов транспортування та очищення коренеплодів.

Розглянемо одноконтурний прутковий очисник. На рисунку 3.4 показана схема його руху. У верхній частині рисунка (див. рис. 3.4а) показано початкове положення пруткового очисника у вигляді подовженого замкнутого контура та положення двох тіл вороху, позначених відповідними цифрами. Прийнята нерухома система координат XOY . Початкова відстань тіл відносно початку осі X відповідно дорівнює x_{01} та x_{02} . Приймемо умову, що прутковий очисник має лінійну швидкість V_T та виконує поступальний рух із сталою швидкістю, яка дорівнює V_n . Через деякий проміжок часу вісь обертання правої приводної

зірочки перемістяться на величину, яка дорівнює $V_n t$. Відстань між приводною та натяжною зірочками транспортера дорівнює величині L . Умовно вважатимемо, що обидва тіла вороху, розташовані на прутковій поверхні очисника, мають циліндричну форму з відповідними параметрами r_1 та r_2 . Прослизання тіл вороху не враховують.

Параметричні рівняння руху центрів мас двох тіл на поверхні транспортера [21]:

- для першого тіла

$$\begin{aligned} x_{11} &= V_n t + L - V_T t \\ y_{11} &= r_0 + r_1 \end{aligned} \quad (3.31)$$

- для другого тіла

$$\begin{aligned} x_{12} &= V_n t + L - l - V_T t \\ y_{12} &= r_0 + r_2 \end{aligned} \quad (3.32)$$

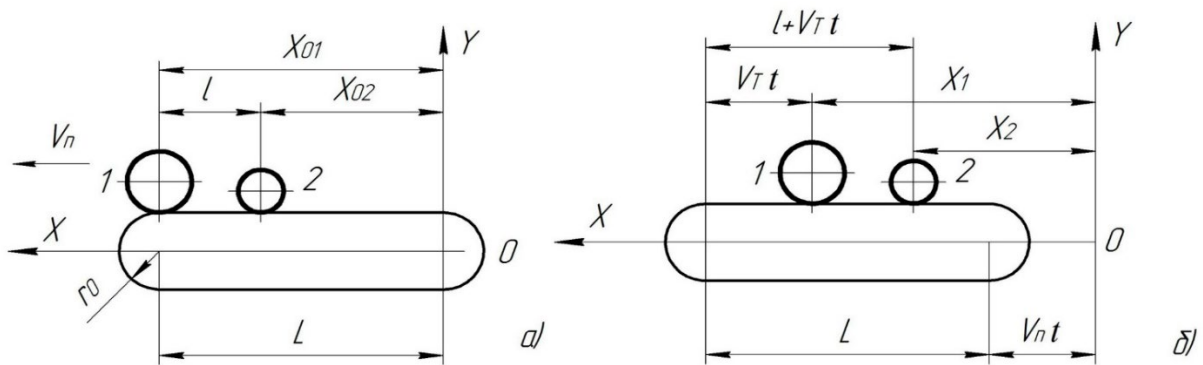


Рис. 3.4 Положення одноконтурного пруткового очисника двох тіл, розміщених на ньому: а) на початку руху; б) через деякий проміжок часу.

На початку руху відстань між центрами мас двох тіл складала l . Через деякий проміжок часу t після початку руху положення тіл змінилося відносно нерухомої системи координат і відповідно складає x_{11} та x_{12} . Різниця між значеннями цих абсцис буде

$$x_{11} - x_{12} = l \quad (3.33)$$

Різниця відстаней між центрами мас двох тіл вздовж осі X після зміни їх положення та початковою відстанню між ними залишається сталою, дорівнює l .

Тоді

$$(x_{11} - x_{12}) - (x_{01} - x_{02}) = 0 \quad (3.34)$$

Це свідчить про те, що активна поверхня одноконтурного очисника у досліджуваному варіанті не забезпечує розосередження вороху коренеплодів.

Для кращого очищення коренеплодів від налиплого на них ґрунту застосовують двоконтурні пруткові очисники з робочими гілками, розташованими у два яруси.

На рисунку 3.5 показано положення двоконтурного пруткового очисника і двох тіл на ньому до і після початку руху. Обидва тіла знаходяться між двома робочими гілками. У випадку, що розглядається, робоча швидкість гілки верхнього ярусу V_B перевищує робочу швидкість гілки V_T нижнього ярусу на певну величину, з метою провертання між ними компонентів вороху коренеплодів. Для дослідження приймемо нерухому систему координат XOY , складемо параметричні рівняння руху центрів мас двох тіл, що провертаються між двома робочими вітками.

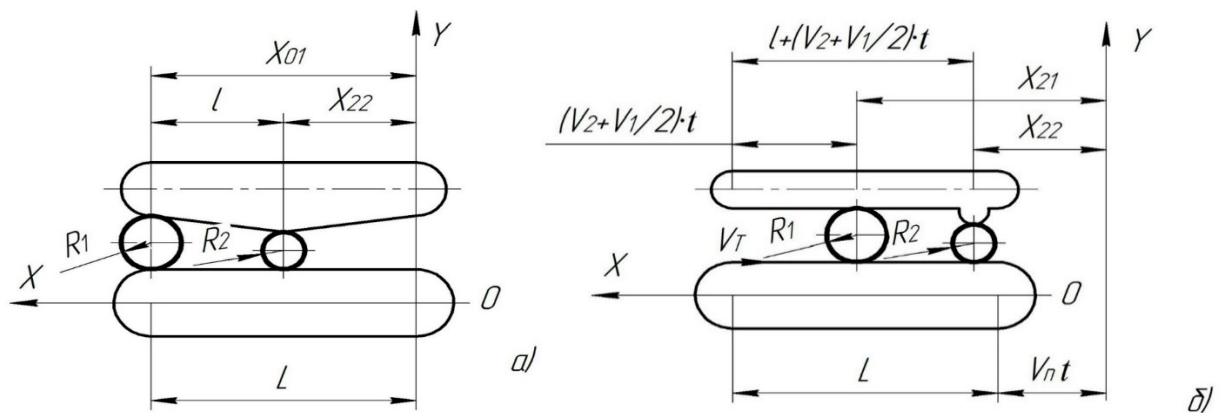


Рис. 3.5 - Положення двоконтурного пруткового очисника і двох тіл, розміщених на ньому а) на початку руху; б) через деякий проміжок часу.

Розміри двох циліндричних тіл, що провертаються на поверхні транспортера, R_1 та R_2 не рівні між собою. Початкова відстань між центрами мас цих тіл $x_{10} - x_{20}$ дорівнює l . При поступальному русі зі сталою швидкістю V_n очисник переміститься відносно початкового положення на величину $V_n t$.

Два тіла, затиснуті робочими гілками транспортерів, повернуться і перемістяться на деяку величину.

Параметричні рівняння руху двох тіл на робочій поверхні двоконтурного пруткового очисника [35]:

- для першого тіла

$$x_{21} = V_n t + L - \frac{V_B + V_T}{2} t \quad (3.35)$$

$$y_{21} = r_0 + R_1$$

- для другого тіла

$$x_{22} = V_n t + L - l - \frac{V_B + V_T}{2} t \quad (3.36)$$

$$y_{22} = r_0 + R_2$$

Відстань між центрами мас двох тіл, що повертаються робочими гілками двоконтурного пруткового очисника, буде

$$x_{21} - x_{22} = l \quad (3.37)$$

Величина приросту шляху між центрами мас двох тіл після і до початку руху дорівнює

$$(x_{21} - x_{22}) - (x_{10} - x_{20}) = 0 \quad (3.38)$$

Рівняння (3.38) підтверджує, що ворох коренеплодів на двоконтурному прутковому очиснику не розосереджується. Тому необхідно забезпечити умови його повертання між робочими гілками.

3.7. Повертання вороху коренеплодів між робочими гілками двоконтурного пруткового очисника

Розглянемо повертання двох циліндричних тіл, умовно виділених з вороху і затиснутих між двома робочими гілками двоконтурного пруткового очисника. Приймемо допущення, що у точках контакту тіл з робочою віткою очисника швидкість направлена горизонтально і відсутні сили опору.

На рисунку 3.6 зображено два циліндричних тіла, які повертаються за

рахунок різниці швидкостей робочих гілок двоконтурного пруткового очисника. Розміри двох циліндричних тіл розташованих на прутковій поверхні транспортера R_1 та R_2 , не рівні між собою. Швидкість V_B робочої гілки верхнього контура перевищує швидкість V_T робочої гілки нижнього контура. Кожне тіло повертається відносно власної осі з різною кутовою швидкістю. Ці швидкості визначають з таких рівнянь [21]:

- для першого тіла

$$w_1 = \frac{V_B - V_T}{2R_1} \quad (3.39)$$

- для другого тіла

$$w_2 = \frac{V_B - V_T}{2R_2} \quad (3.40)$$

або

$$w_1 \cdot R_1 = \frac{V_B - V_T}{2} \quad (3.41)$$

$$w_2 R_2 = \frac{V_B - V_T}{2} \quad (3.42)$$

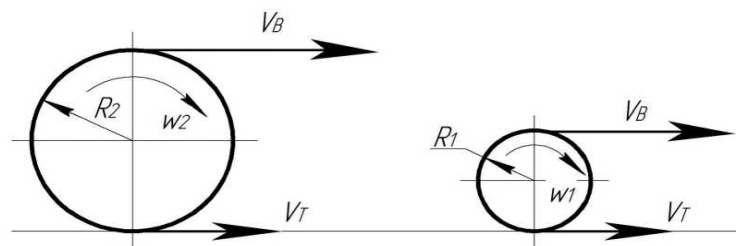


Рис. 3.6 Повертання двох тіл робочими гілками двоконтурного пруткового очисника

Помноживши обидві частини рівнянь (3.41) і (3.42) на час отримаємо:

$$2w_1 \cdot t_1 \cdot R_1 = (V_B - V_T)t_1 \quad (3.43)$$

$$2w_2 \cdot t_2 \cdot R_2 = (V_B - V_T)t_2 \quad (3.44)$$

При середній швидкості робочих гілок двоконтурного пруткового очисника центри мас обох тіл за час t перемістяться на величину S , яку можна визначити з такого рівняння [20]

$$S = \frac{V_B - V_T}{2} t \quad (3.45)$$

Провертання циліндричних тіл між двома робочими гілками на кут повороту, який дорівнює π , відбувається за час, який можна визначити через радіуси цих тіл та швидкості руху гілок транспортерів (3.43) і (3.44):

$$t_1 = \frac{2\pi R_1}{V_B - V_T} \quad (3.46)$$

$$t_2 = \frac{2\pi R_2}{V_B - V_T} \quad (3.47)$$

Якщо підставити знайдені з рівнянь (3.46) і (3.47) залежності часу у рівняння (3.45), то одержимо довжину шляху на полотні транспортера центрів мас двох тіл вороху при куті повороту кожного на величину S :

$$S_1 = \frac{(V_B + V_T)\pi R_1}{(V_B - V_T)} \quad (3.48)$$

$$S_2 = \frac{(V_B + V_T)\pi R_2}{(V_B - V_T)} \quad (3.49)$$

З аналізу рівнянь (3.48) і (3.49) випливає, що довжину робочих гілок для двоконтурного пруткового очисника та виконання умови повертання необхідно приймати, виходячи із максимального параметра R , тіла, яке очищається, тобто коренеплоду.

Отже, встановлений взаємозв'язок між геометричними параметрами коренеплодів та параметрами двоконтурного пруткового очищувального робочого органу.

Як приклад розглянемо двоконтурний прутковий очисник з такими величинами мінімальних і максимальних параметрів очищуваних коренеплодів $R_{\min} = 0,03$ м; $R_{\max} = 0,08$ м та швидкості робочих гілок відповідно рівні $V_B = 2$ м/с, $V_T = 1,55$ м/с.

Довжина робочої гілки при поверненні на кут π дорівнює:

$$\text{- для першого тіла } S_1 = \frac{(2 + 1,55) \cdot 3,14 \cdot 0,03}{(2 - 1,55)} = 0,732 \text{ м;}$$

$$- \text{ для другого тіла } S_2 = \frac{(2 + 1,55) \cdot 3,14 \cdot 0,08}{(2 - 1,55)} = 1,954 \text{ м};$$

Довжина робочих гілок двоконтурного пруткового очисника знаходиться у прямій залежності від параметрів очищуваних коренеплодів.

3.8. Коефіцієнт розосередження вороху коренеплодів при роботі пруткового очисника

У загальному випадку коефіцієнт розосередження вороху коренеплодів - це відношення проекції шляху рухомого тіла вороху на горизонтальну площину, до шляху, пройденого агрегатом за однакові (з ворохом) проміжки часу. При цьому вважають, що компоненти вороху та збиральний агрегат рухаються у протилежних напрямках. Це можна зобразити на схемі (рис. 3.7) рухів умовної горизонтальної поверхні очисника (у вигляді площини XOY рухомої системи координат OXY) та двох тіл вороху, позначених відповідними цифрами. Система координат $O_1X_1Y_1$ вибрана також з напрямом осі O_1X_1 у бік руху агрегату.

У початковий момент часу компоненти вороху 1 і 2 займали положення, показане на рисунку 3.7а. Їх вертикальні осі OZ та O_1Z_1 рухомої та нерухомої систем координат співпадали між собою. Центр мас першого тіла співпадає з віссю OZ , а друге тіло на початку руху було розташоване на відстані x_{02} та y_{02} від осей координат. Через деякий проміжок часу t агрегат переміститься в напрямку осі O_1X_1 на величину $V_n t$ при умові постійної поступальної швидкості V_n . Перше тіло переміститься під впливом активної поверхні очисника на величину x_1, y_1 , друге тіло – поверхнею XOY на величину x_2, y_2 (рис. 3.7б).

Шлях, пройдений першим тілом буде $s_1 = \sqrt{x_1^2 + y_1^2}$. Шлях пройдений другим тілом - $s_2 = \sqrt{(x_2 - x_{02})^2 + (y_2 - y_{02})^2}$. Для того, щоб робоча поверхня очисника забезпечувала пропускну здатність робочого органу і не порушувала виконання технологічного процесу, необхідно, щоб проекція шляху на

горизонтальну площину, пройденого компонентом вороху дорівнювала або дещо перевищувала шлях, пройдений збиральним агрегатом за однакові проміжки часу, тобто $S_2 > S_1 \geq V_n t$

Виконання цих умов забезпечує розосередження та створює умови для інтенсивного просіювання вороху через щілини в очисній поверхні.

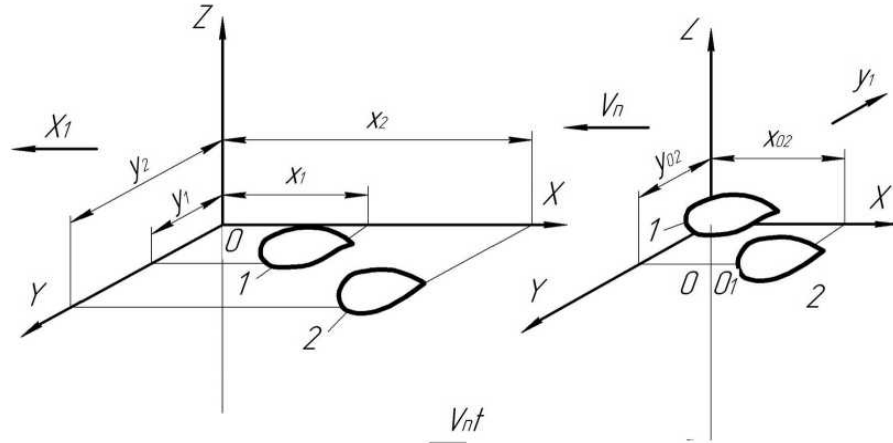


Рис. 3.7 Схема руху поверхні пруткового очисника та двох тіл на ній:

а) до початку руху; б) після початку руху.

Відношення проекції шляху на горизонтальну площину рухомого тіла вороху по робочій поверхні очисника до шляху, пройденого за однакові проміжки часу - це коефіцієнт розосередження, який визначають так [23]

$$\eta_i = \frac{S_i}{V_n t} = \frac{\sqrt{x^2 + y^2}}{V_n t} \quad (3.50)$$

де S_i - проекція шляху на горизонтальну площину рухомого компонента вороху коренеплодів на робочій поверхні очисника;

$V_n t$ - шлях, пройдений збиральним агрегатом;

V_n - поступальна швидкість збирального агрегата.

Дослідження руху компонентів вороху коренеплодів під впливом активної поверхні пруткових очисників без врахування їх прослизання наведено у [23, 24]. У результаті одержані параметричні рівняння руху компонентів вороху відносно нерухомої системи координат та встановлена можливість дослідження значення величини коефіцієнта розосередження з метою удосконалення пруткових типів

очисників.

Рівняння (3.31) та (3.32) були перетворені і отримані нові рівняння компонентів вороху. При цьому активний вплив поверхні був умовний, тобто $V_T = 0$. Тіла, що поступили на поверхню очисника не здійснюють відносного руху на поверхні очисника, а рухаються разом з ним з певною поступальною швидкістю відносно нерухомої системи координат XOY . З урахуванням усього вище розглянутого, рівняння руху тіл вздовж осі X при відсутній швидкості гілки пруткового очисника мають вигляд [24]:

- для першого тіла

$$X_{13} = V_n t + L \quad (3.51)$$

- для другого тіла

$$X_{14} = V_n t + L - l \quad (3.52)$$

Різниця абсцис (3.51) і (3.31) дає проекцію шляху першого тіла вороху, що рухається без ковзання під дією активної поверхні пруткового очисника у такому вигляді:

$$x_{13} - x_{11} = V_n t \quad (3.53)$$

така ж різниця (3.52) і (3.32) дозволяє отримати такі однойменні значення для другого тіла

$$x_{14} - x_{12} = V_n t \quad (3.54)$$

Відношення проекції на горизонтальну площину шляху тіла, що рухається на поверхні пруткового очисника до шляху, пройденого агрегатом за однакові проміжки часу - це коефіцієнт розосередження вороху η , який має такий вигляд [24]:

- для першого тіла

$$\eta_{1\text{ПО}} = \frac{V_T t_T}{V_n t_A} \quad (3.55)$$

- для другого тіла

$$\eta_{2\text{ПО}} = \frac{V_T t_T}{V_n t_A} \quad (3.56)$$

З отриманих виразів (3.55) і (3.56) випливає, що коефіцієнти

розосередження для першого та другого тіл мають однакові значення. Розосередження відбувається тільки за рахунок різниці швидкостей гілки пруткового очисника V_T і поступальної швидкості руху агрегату [25]

Коефіцієнт розосередження вороху характеризує зустрічні рухи коренеплодів відносно збирального агрегата. Якщо обидві порівнювальні величини дорівнюють одна одній, то коефіцієнт розосередження дорівнює одиниці, однак також може бути більшим чи меншим одиниці [25]

$$\eta = \begin{matrix} < \\ > \end{matrix} 1 \quad (3.57)$$

Для удосконалюваної у даній дипломній роботі системи очищення вороху коренеплодів коренезбиральної машини КБМ-6 коефіцієнт розосередження вороху можна застосувати так, що якщо він більше одиниці, то відбувається збільшення відстані між окремими компонентами вороху та створюються умови для ефективного просіювання ґрунту через щілини в очисній поверхні пруткових транспортерів. Якщо $\eta = 1$, то відстань між компонентами вороху залишається сталою та дорівнює відстані між ними до надходження на активну поверхню очисного конвеєра. Якщо $\eta > 1$, відбувається зменшення відстані між рухомими компонентами, можливе утворення заторів, нагромадження вороху. У цьому випадку просіююча здатність очисного пруткового транспортера погіршується, іноді технологічний процес очищення взагалі не можливий.

Для двоконтурного пруткового очисника, з додатковим вальцем, як це застосовано у даній дипломній роботі, отримано значення коефіцієнта розосередження вороху. В очиснику використані дві робочі гілки - верхня гілка нижнього ярусу та нижня гілка верхнього ярусу (див. рис. 3.5). Умова розосередження - лінійні швидкості робочих гілок V_B та V_T не мають дорівнювати одна одній, $V_B > V_T$.

Використовуючи попередні залежності, можна визначити величину проекції шляху рухомих тіл вороху, і в результаті отримати рівняння для визначення коефіцієнта розосередження виражене через швидкості руху гілок двоконтурних транспортерів [25]

$$\eta_{\text{зпо}} = \frac{(V_B + V_T)t}{2V_n t} \quad (3.58)$$

З аналізу (3.31) випливає, що при даному конструктивному виконанні двоконтурного пруткового очисника і наведених вище умовах коефіцієнт розосередження вороху перевищує однойменну величину одноконтурного пруткового очисника. Наприклад, при $V_B = 2$ м/с; $V_T = 1,55$ м/с; $V_n = 1,5$ м/с коефіцієнт розосередження буде $\eta = 1,183$.

Отже, відстань між тілами після надходження вороху на прутковий очисник при вказаних даних, відносно до початкової відстані до надходження зросла у 1,183 рази. У процесі подальшого руху тіл між двома робочими гілками двоконтурного пруткового очисника їх розосередження не відбувається, тобто відстань між ними залишається сталою.

4. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛІ

4.1. Методи та засоби САПР

САПР - це модельно-технічна система яка лежить в основі підготовки виробу, дозволяє на базі персонального комп'ютера автоматизувати ряд функцій з метою покращення якості проекту, зменшення затрат праці.

Метою та задачею вивчення САПР є: ознайомлення з основами САПР різних класів та тенденцій їх розвитку, засвоєння функціональних можливостей та методів використання цих систем, оволодіння прийомів та навичок з САПР.

4.2. Розробка моделі об'єкту проектування

Проведемо аналіз напружено-деформованого стану цапфи вала очищувально-передавального вальця від крутного моменту, що діє на неї.

За допомогою системи тривимірного моделювання SolidWorks створюємо твердотільну модель цапфи вала очищувально-передавального вальця (рис. 4.1).

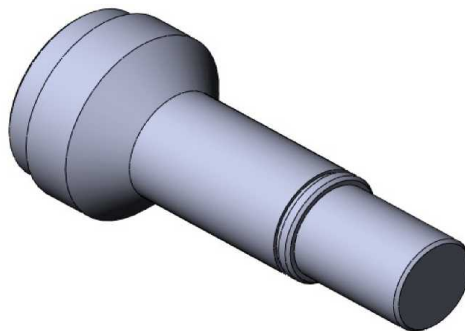


Рис. 4.1 Твердотільна модель цапфи вала очищувально-передавального вальця

За допомогою модуля кінцевоелементного аналізу Simulation системи тривимірного моделювання SolidWorks проводимо аналіз напружено-деформівного стану цапфи вала очищувально-передавального вальця.

Для цього створюємо сітку кінцевих елементів на 3D-моделі цапфи вала очищувально-передавального вальця (рис. 4.2а).

Задаємо умови закріплення цапфи вала очищувально-передавального вальця - заземлення на торці кріплення цапфи до вала, - та навантаження на цапфу - крутний момент $T=250\text{Нм}$ (див. рис. 2.6) прикладений до кінцевика цапфи у місці кріплення приводної зірочки (рис. 4.2б).

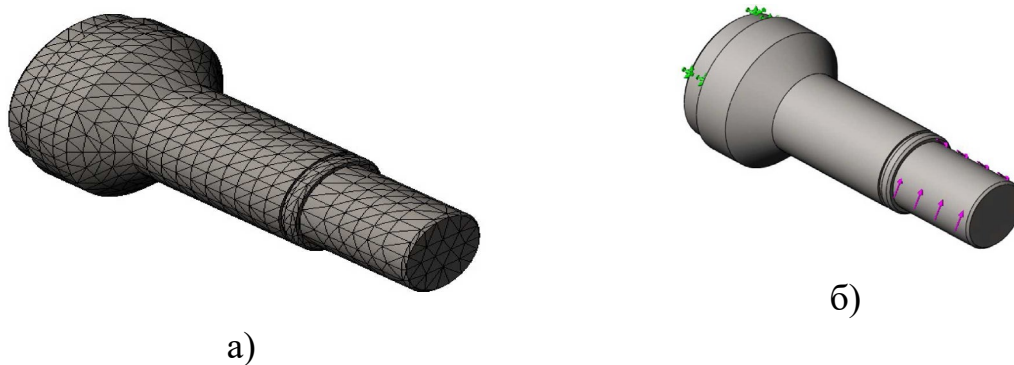


Рис. 4.2 - Моделювання цапфи вала очищувально-передавального вальця

4.3. Обробка даних, побудова діаграм за результатами моделювання

Результати розрахунку НДС цапфи вала за допомогою модуля кінцевоелементного аналізу Simulation подано на рисунку 4.3.

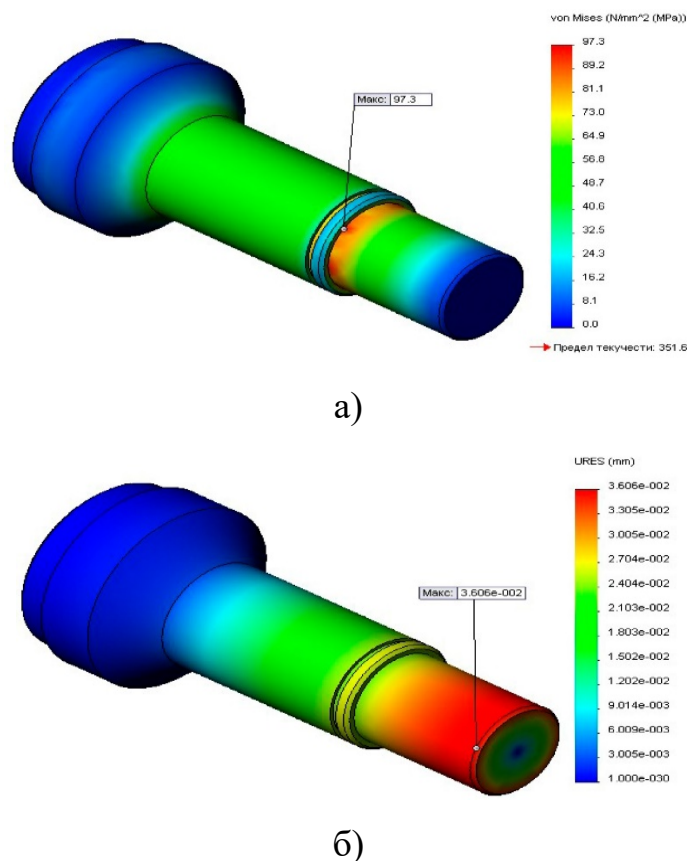


Рис. 4.3 - Результати розрахунку НДС цапфи вала:

а - напруження, МПа (за теорією Фон Мізеса); б - деформація, мм.

Як бачимо за результатами розрахунку, максимальні напруження в поперечному перетині цапфи вала очищувально-передавального вальця становлять ≈ 97 МПа.

Максимальні деформації цапфи вала очищувально-передавального вальця складають $\approx 0,036$ мм.

На рисунку 4.4 показано розподіл запасу міцності по довжині цапфи вала очищувально-передавального вальця.

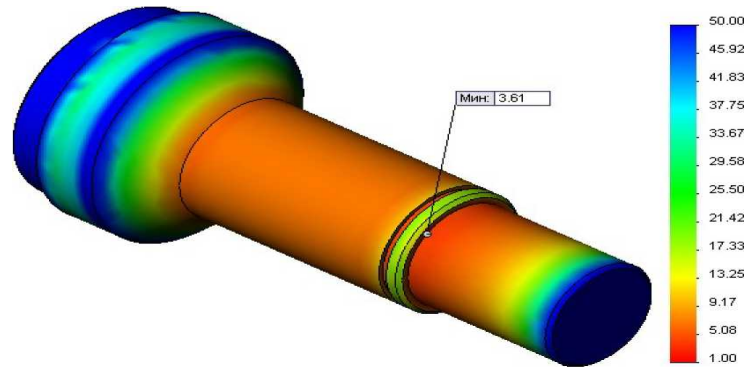


Рис. 4.4 - Розподіл коефіцієнтів запасу міцності по цапфі вала очищувально-передавального вальця

Мінімальне значення коефіцієнту запасу міцності становить $\approx 3,6$.

4.4. Аналіз конструктивних особливостей і технологічність деталі

Опис призначення та конструкції деталі. Аналіз технічних умов. Деталь КБМ-20.015, для якої розробляється технологічний процес, є маточиною колеса машини КБМ-6. Ця деталь призначена для забезпечення руху колеса полем. Ступиця вмонтована у корпус за допомогою підшипників, які закріплені з однієї сторони стопорним кільцем і закріплені у корпусі кришкою, з допомогою різьби.

Маточна з колесом, на опорах знаходиться у корпусі, який герметично закритий і заповнений змащувальною рідиною, приварений до вертикальної стійки колеса. Стійка за допомогою хомутів закріплена до рами машини.

Поверхні є основними робочими поверхнями, на яких встановлюються підшипникові опори, за допомогою яких рухається колесо, по цих же поверхнях

встановлюється також і робочий орган. Поверхні які є допоміжними поверхнями, по яких кріпиться деталь. Всі інші поверхні другорядні (вільні) і ніякого відношення до механізму не мають.

Маточина виготовлена із чавуну КЧ33-8 ГОСТ 1215-59. Ковкий чавун - в'язкий, добре протистоїть розриву і ударному навантаженню. Чавун цієї марки призначений для виготовлення деталей машин високої міцності і пластичності. Отримання структури ґрунтується на спеціальному відпалі відливок, що мають в литому стані структуру білого чавуну.

Основні задачі, які розглядають при аналізі технологічності конструкції і металоміцності, зводяться до можливого зменшення обробки деталі високопродуктивними методами. Таким чином, покращення технологічності конструкції дозволяє зменшити собівартість її виготовлення.

Проробка конструкції на технологічність - це комплекс заходів із забезпечення необхідного рівня технологічності конструкції за встановленими показниками, направлених на підвищення продуктивності праці шляхом обробки деталі високопродуктивними методами, зниження затрат за рахунок зменшення її виготовлення при збереженні необхідної якості.

Деталь - ступиця є достатньо технологічною: форма розміщення отворів дозволяє обробити їх на прохід з однієї сторони; отвори обробляють на багатошпindelному верстаті з одним установом; доступ інструменту до оброблюваних зовнішніх поверхонь є вільним, а внутрішніх ні; оброблювані площини розміщені паралельно і перпендикулярно одна до одної; шорсткість деталі не обмежує режимів різання; базові поверхні доступні по розмірах.

Аналіз існуючого технологічного процесу виготовлення деталі. Заготовку для одержання даної деталі виливають із ковкого чавуну КЧ-33-8 у земляні форми, що повинно забезпечити вимоги міцності і точності литва. Але процес виготовлення у цеху маломеханізований і тому такі деталі- відливки мають відхилення по допусках згідно креслень і нестабільність по твердості.

Бази для операцій механічної обробки вибрані в основному правильно. Спочатку базування здійснюють по чорновій поверхні, яка по кресленню не

обробляється і приводиться обробка поверхонь, які є чистовими технологічними базами на подальшу обробку поверхонь. При цьому не порушується вимога єдності конструкторських і технологічних баз, на які задані технічні вимоги. Обладнання базового технологічного процесу забезпечує точність виготовлення деталі, але можна вибрати обладнання більш раціонально: зенкерувальні операції проводять на вертикально-свердлильному верстаті 2Н150 при послідовній обробці кожного отвору і фаски, хоча це можна проводити на верстаті 2Н135 при одночасному зенкеруванні всіх отворів і фасок. При цьому збільшиться продуктивність та економія часу.

Висновки.

Всі операції у технологічному процесі забезпечені спеціальними приспособленнями та інструментом ріжучим і вимірювальним, стандартним або спеціальним. У зв'язку з більшим допуском і нестабільністю твердості для досягнення потрібної якості виготовленої деталі на окремих операціях виникає необхідність відхилень від технологічного процесу, додаткові переходи обробки, зміна режимів різання.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Проблема забруднення навколишнього середовища не випадково стала однією із найбільш злободенних проблем сучасності.

Сучасні технології - це потужний інструмент, за допомогою якого людство споживає набагато більше, ніж природа може продукувати і водночас викидає у довкілля стільки відходів, скільки природа не спроможна нейтралізувати.

Україна є однією з найнебезпечніших в екологічному відношенні країн Європи. Основною причиною цього є те, що Україна отримала у спадщину від минулого страшні наслідки забруднення навколишнього середовища.

За кількістю промислового бруду на душу населення Україна посідає одне з перших місць у Європі і має найнижчу тривалість життя. Страшні наслідки (не регіонального, а планетарного масштабу) має аварія на Чорнобильській АЕС.

Актуальність захисту навколишнього середовища від забруднень викликана тим, що у народному господарстві використовують і випускають тисячі хімічних сполук (і їх кількість зростає), багато з яких не розкладаються на більш прості нешкідливі продукти, а накопичуються в атмосфері, воді чи ґрунті і перетворюються у ще токсичніші продукти.

Забруднення навколишнього світу впливає на всі сторони життя - зменшується кількість сонячних днів, гине рослинність, руйнуються будівельні матеріали, змінюється хімічний склад повітря, води і ґрунту.

Усе це є серйозною загрозою для здоров'я людини і призводить до підвищеної захворюваності, передчасного старіння, виникнення важких віддалених наслідків і можливих незворотних змін у майбутніх поколіннях. Охорона навколишнього природного середовища, раціональне використання природних ресурсів, забезпечення екологічної безпеки життєдіяльності людини - невід'ємна умова сталого економічного та соціального розвитку України.

5.1. Аналіз забруднення довкілля, що виникає у результаті виготовлення коренезбиральної машини КБМ-6

При виготовленні призначеної для збирання цукрових буряків коренезбиральної машини КС-6Б, що удосконалюється у даній дипломній роботі, необхідно задіяти основні виробництва машинобудівного підприємства-виробника. А саме, термічне, гальванічне, зварювальне. Розглянемо детальніше джерела забруднення у результаті діяльності термічного та гальванічного виробництв.

Термічне виробництво - це складне комплексне виробництво, що об'єднує у технологічний ряд різні процеси, які супроводжуються виділенням в атмосферу значної кількості шкідливих речовин.

Основні забруднюючі речовини термічного виробництва - це відходи, а саме, окалина, металевий пил, оксиди вуглецю, оксиди азоту, абразиви, зольні речовини, мінеральні масла, дими.

Технологічний процес термічної обробки супроводжується виділенням теплоти, що теж є енергетичними відходами виробництва і впливають на навколишнє середовище.

Окалина, яка є наслідком нагрівання металу при термічній обробці, також є видом технологічних втрат металу. При нагріві у полум'ї втрати металу складають до 3 % маси заготовки.

Для зниження втрат металу і зменшення появи окалини ефективним є впровадження нагріву у захищеному безокислювальному середовищі, а також контактний та індукційний нагрів, що дозволить знизити втрати металу до 0,5 %.

При нагріві сталевих деталей у печах для запобігання виникненню окалини можливим є використання захисних паст короткотривалої дії.

Для закалки деталей з легованих сталей ефективно застосовувати нове середовище для закалки - ЗСП-1, при цьому не виділяється дим і шкідливі випаровування.

Виробничі операції, що забезпечують нанесення на поверхню виробів

покриття, можна поділити на три групи: механічна підготовка, обробка поверхні виробів у розчинниках (травлення), обезжирювання, промивання та нанесення гальванічного покриття.

Обробку деталей у розчинниках використовують з метою видалення з їх поверхні забруднень, мастила, продуктів корозії. Для цього використовують лужні, кислотні миючі розчини. У їх склад входять концентровані луги, кальцинована сода, сірчана, соляна, азотна кислоти.

Процеси нанесення покриття на поверхні металевих виробів пов'язані з проходженням електрохімічних реакцій. Це електролітичне осаджування цинку, нікелю, хрому. При цьому застосовують концентровані розчини кислот: сірчаної, соляної, азотної, хромової, а також їх солей.

На ділянці гальванопокрить є викиди в атмосферу парів лугу, сірчаної, азотної, соляної, фосфорної кислот, хромового ангідриду, солей нікелю.

Стоки гальванічних цехів, у першу чергу травильних відділень - концентровані відпрацьовані відходи кислот (в основному сірчаної), лугів, солей і промислових вод, що є відходами при процесах хімічної і електрохімічної обробки.

Такі стоки мають кислу (рідше лужну реакцію), яка перед скидом стічних вод у водойми доводиться до нейтральної ($\text{pH}=6,5-8,5$), що забезпечується нейтралізацією. При виконанні цієї операції у стічні води добавляють реагенти, під впливом яких наявні у стоках кислоти і луги нейтралізуються, а інші забруднення випадають в осад [12, 20].

Установки нейтралізації стічних вод є обов'язковими для всіх підприємств.

Електрохімічні методи очистки, в основі яких лежить використання електричного струму для окислення і відновлення речовин, які є у стічних водах, використовують в основному для знезараження хромо- і ціановмісних стоків гальванічних цехів.

5.2. Утилізація відходів виробництва

У процесі машинобудівного виробництва одержується велика кількість

різних відходів, які можна розбити на дві групи - основні і побічні.

Основні - відходи твердих матеріалів, які використовуються безпосередньо для виготовлення деталей машин. Це металічні відходи всіх видів, а також металомісткі відходи (окалина, шлаки, шлами), також неметалеві (дерево, пластмаси, гума).

Побічні відходи - це речовини, які використовуються у технологічних процесах (попіл, абразиви, відходи дерева, мінеральна масла, ЗОР, відпрацьовані травильні розчини і електроліти, а також відпрацьовані гази).

Технологічні процеси супроводжуються виділенням тепла, що теж є енергетичними відходами виробництва.

Використання вторинних сировинних ресурсів виробництва є важливим напрямом підвищення ефективності виробництва і зниження забруднення навколишнього середовища.

Відомі у наш час методи дозволяють у принципі утилізувати практично всі названі відходи. На жаль, далеко не всі методи поєднують у собі ефективність з економічністю і універсальністю. Тому у передових країнах ведуть інтенсивні роботи з удосконалення процесів переробки відходів виробництва.

Металеві відходи - металолом і стружка металева є головними відходами машинобудування. Процент використання металу виробництвом складає 70%. Є два шляхи утилізації металу відходів - повторне використання ділових відходів і переплавка стружки і лому, що не підлягає використанню [12, 20].

На виробництві широко застосовують різні мінеральні масла, які використовують для змащування механізмів, у гідросистемах, а також у технологічних процесах як ЗОР.

Регенерацію відпрацьованих масел проводять різними способами: рідинною екстракцією, термообробкою, ультрафільтрацією через мембрану.

Для регенерації розчинів, які використовують у гальванічному виробництві використовують хімічні, фізичні, іонообмінні та електрохімічні методи.

Для очищення виробничих стоків використовують механічні методи, хімічні, коагуляція, флокуляція і фізико-хімічні (флотація, віддувка,

електрохімічні методи). Для очищення води від твердих домішок використовують гідроциклони. Для виділення із стічних вод високодисперсних мінеральних домішок і легких органічних речовин, які знаходяться у зваженому стані застосовують відстійники і нафтоловушки. Раціонально впровадити методи регенерації ЗОР; безреагентні методи обробки і регенерації електролітів, які містять соляну, азотну, фосфорну кислоти. Ефективність відстоювання забруднених стоків можливо підвищити, виконуючи його двічі у каскадних відстійниках [12, 20].

Висновки.

На даний час на виробництвах машинобудівної галузі важливими є наступні задачі: зменшення розходу водопостачання і водовідведення; створення безстічних схем очищення виробничих вод з метою максимального використання водооборотних систем і відходів виробництва для одних і тих же технологічних процесів; недопущення попадання у стічні води забруднюючих речовин; визначення науково-обґрунтованих і економічно доцільних границь застосування очищення.

6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВПРОВАДЖЕННЯ РОЗРОБКИ

Застосування нової очисної системи в бурякозбиральних машинах привело до покращення якості виконання технологічного процесу збирання коренеплодів цукрових буряків та дозволило зменшити забрудненість та втрати коренеплодів цукрових буряків в порівнянні з серійною машиною, відповідно в два та 1,6 рази. Розрахунок показників економічної ефективності застосування такої очисної системи проведений згідно викладень [35].

Підрахунок економічних показників проводився із врахуванням споріднених операцій в технологічному процесі: збирання цукрових буряків, транспортування їх до бурякопунктів, відвезення домішок (землі і рослинних залишків) від бурякопунктів в поле на відстань 12 км. Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності від застосування очисної системи вороху коренеплодів в модернізованій коренезбиральній машині згідно результатів порівняльних випробувань базової та модернізованої машини.

Економічну ефективність використання гвинтово-еліпсного очисника модернізованої коренезбиральної машини КБМ-6 проводили в порівнянні відносно базової і оцінювали комплексно за функціональними показниками роботи, а зокрема втратами та забрудненістю коренеплодів.

Економічний ефект від зниження втрат коренеплодів при їх викопуванні:

$$E_e = W_3 \cdot T_p \cdot Y \cdot a \cdot c, \quad (6.1)$$

де W_3 - продуктивність машини за годину змінного часу, га/год;

T_p - річне планове навантаження машини, год.;

Y - середня урожайність буряків, т/га;

a - питома збільшення збору буряків за рахунок зменшення їх втрат у порівнянні з базовою: $a = (1,8 - 1,1) / 100 = 0,007$;

c - закупівельна ціна буряків, грн/т ($c = 542$ грн/т).

$$E_e = 1,45 \cdot 300 \cdot 21,5 \cdot 0,007 \cdot 542 = 35483,38 \text{ грн.}$$

Розрахунковий економічний ефект від зниження втрат коренеплодів на

один гектар зібраної площі становить

$$E'_e = E_e / (W_z \cdot T_p), \quad (6.2)$$

$$E'_e = 35483,38 / 1,45 \cdot 300 = 81,57 \text{ грн/га.}$$

Оскільки, основні витрати пов'язані з перевезенням ґрунту з поля на цукровий завод і в зворотному напрямку, то розрахунок економічної ефективності проводимо відносно зменшення видатків на транспортування вороху. Продуктивність за годину змінного часу на вивезення коренеплодів буряків від коренезбиральної машини

$$W_{z.b} = \frac{B}{T_{\text{ц}}}, \quad (6.3)$$

де B - вантажоздатність причепа, т;

$T_{\text{ц}}$ - час одного циклу при відвезенні коренеплодів буряків, с.

Вантажоздатність причепа в тоннах чистої продукції коренеплодів буряків

$$B = \frac{q}{100} \cdot \mathcal{C}, \quad (6.4)$$

де q - паспортна вантажоздатність причепа, 4 т (для причепа ПТС-4);

\mathcal{C} - чистота вороху коренеплодів при збиранні базовою і модернізованою машинами.

Оскільки забрудненість коренеплодів наведена у відсотках, то чисті коренеплоди становитимуть 100%-3, де 3 – забрудненість вороху коренеплодів, %.

$$B_{\text{б}} = 4 \cdot (100 - 9,5) / 100 = 3,62 \text{ т};$$

$$B_{\text{м}} = 4 \cdot (100 - 4,7) / 100 = 3,81 \text{ т.}$$

Час одного циклу при відвезенні коренеплодів:

$$T = t_{\text{нав}} + t_{\text{пер}} + t_{\text{вив}} + t_{\text{х.пер}} \quad (6.5)$$

де $t_{\text{пер.б}} = t_{\text{пер.м}} = 0,85$, $t_{\text{вив.б}} = t_{\text{вив.м}} = 0,3$, $t_{\text{х.пер.б}} = t_{\text{х.пер.м}} = 0,7$ - відповідно час перевезення та вивантаження коренеплодів і холостого переїзду, год.

Час навантаження транспортного засобу

$$t_{\text{нав}} = \frac{B}{Y \cdot W_{\text{м}}}, \quad (6.6)$$

де W_m - продуктивність роботи машини, га/год.; Y - врожайність коренеплодів цукрових буряків, т/га.

$$t_{нав.б} = 3,62 / 21,5 \cdot 1,45 = 0,116 год;$$

$$T_{ц.б.} = 0,116 + 0,85 + 0,3 + 0,7 = 1,966 год;$$

$$W_{з.в.б} = 3,62 / 1,966 = 1,841 т / год.$$

$$t_{нав.м} = 3,81 / 21,5 \cdot 1,45 = 0,122 год;$$

$$T_{ц.б.} = 0,122 + 0,85 + 0,3 + 0,7 = 1,972 год;$$

$$W_{з.в.б} = 3,81 / 1,972 = 1,932 т / год.$$

Необхідну кількість транспортних засобів для вивезення коренеплодів з 1 гектара визначаємо за залежністю

$$K = \frac{Y}{B}, \quad (6.7)$$

$$K_{б} = 21,5 / 3,62 = 5,94, \quad K_{м} = 21,5 / 3,81 = 5,64.$$

Заробітну плату працівників по вивезенню коренеплодів з 1 гектара

$$З = (\sum K \cdot r_j) / (T_{ц} \cdot K_{зм}), \quad (6.8)$$

де K - кількість механізаторів, які зайняті на вивезенні, чол.;

r_j - погодинна ставка механізатора, ($r_j = 15$ грн/год);

$K_{зм}$ - коефіцієнт використання експлуатаційного часу $K_{зм} = 0,7$.

$$З_{б} = (5,94 \cdot 15) / (1,966 \cdot 0,7) = 65,03 \text{ грн} / \text{га},$$

$$З_{м} = (5,64 \cdot 15) / (1,972 \cdot 0,7) = 61,30 \text{ грн} / \text{га}.$$

Питомі витрати на реновацію транспортних засобів

$$A = \frac{B \cdot a' \cdot Y}{T_{рм} \cdot W_{з.в.}}, \quad (6.9)$$

де B - балансова вартість ТЗ (трактор + причіп 2ПТС-4), грн.;

a' - нормативний коефіцієнт амортизаційних відрахувань ($a' = 0,16$);

$T_{рм}$ - нормативне річне завантаження $T_{рм} = 1000$ год.

$$A_{б} = 480000 \cdot 0,16 \cdot 21,5 / 1,841 \cdot 1000 = 896,90 \text{ грн} / \text{га},$$

$$A_{м} = 480000 \cdot 0,16 \cdot 21,5 / 1,932 \cdot 1000 = 854,65 \text{ грн} / \text{га}.$$

Питомі відрахування на капітальний, поточний ремонт і планове технічне обслуговування

$$P = \frac{B(R_k + R_n) \cdot Y}{T_{pm} \cdot W_{з.с}}, \quad (6.10)$$

де $(R_k + R_n) = 0,34$ - нормативний коефіцієнт щорічних відрахувань на капітальний і поточний ремонт.

$$P_{\bar{o}} = 480000 \cdot 0,34 \cdot 21,5 / 1,841 \cdot 1000 = 1905,92 \text{ грн} / \text{га},$$

$$P_m = 480000 \cdot 0,34 \cdot 21,5 / 1,932 \cdot 1000 = 1816,14 \text{ грн} / \text{га}.$$

Питомі затрати на паливо-мастильні матеріали

$$\Pi = \frac{N_{\partial} \cdot q' \cdot \Pi_n \cdot a_n \cdot K \cdot T_{ц}}{100}, \quad (6.11)$$

де N_{∂} - номінальна потужність трактора $N_{\partial} = 51,5$ кВт;

q' - питомі витрати палива ($q' = 0,252 \text{ кг} / \text{кВт} \cdot \text{год}$);

Π_n - вартість дизельного палива, $\Pi_n = 40$ грн/кг;

a_n - середній відсоток використання потужності трактора $a_n = 80\%$.

$$\Pi_{\bar{o}} = 51,5 \cdot 0,252 \cdot 40 \cdot 80 \cdot 5,94 \cdot 1,841 / 100 = 2270,74 \text{ грн} / \text{га},$$

$$\Pi_m = 51,5 \cdot 0,252 \cdot 40 \cdot 80 \cdot 5,64 \cdot 1,932 / 100 = 2262,63 \text{ грн} / \text{га}.$$

Прямі експлуатаційні видатки складуть

$$B_n = 3 + A + P + \Pi, \quad (6.12)$$

$$B_{n\bar{o}} = 65,03 + 896,90 + 1905,92 + 2270,74 = 5136,56 \text{ грн} / \text{га},$$

$$B_{nm} = 61,30 + 854,65 + 1816,14 + 2262,63 = 4994,72 \text{ грн} / \text{га}.$$

Питомі капіталовкладення

$$K_n = B \cdot Y / W_{з.с} \cdot T_{pm}, \quad (6.13)$$

$$K_{n\bar{o}} = 480000 \cdot 21,5 / 1,841 \cdot 1000 = 5605,64 \text{ грн} / \text{га},$$

$$K_{nm} = 480000 \cdot 21,5 / 1,932 \cdot 100 = 5341,61 \text{ грн} / \text{га}.$$

Приведені витрати на 1 гектар складають

$$\Pi_{num} = E_n \cdot K + B_n, \quad (6.14)$$

де E_n - нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень ($E_n = 0,15$).

$$E_{n\bar{o}} = 0,15 \cdot 5605,64 + 5136,56 = 5977,40 \text{ грн} / \text{га},$$

$$E_{nm} = 0,15 \cdot 5341,61 + 4994,72 = 5795,96 \text{ грн} / \text{га}.$$

Економічний ефект від зниження забрудненості коренеплодів на 1 га

$$E'_z = \Pi_{num.\bar{o}} - \Pi_{num.m}, \quad (6.15)$$

$$E'_3 = 5977,40 - 5795,96 = 181,44 \text{ грн} / \text{га}.$$

Річний економічний ефект складає

$$E_3 = E'_3 \cdot W_6 \cdot T_p, \quad (6.16)$$

$$E_3 = 181,44 \cdot 1,45 \cdot 300 = 78926,4 \text{ грн}.$$

Загальний економічний ефект за рік експлуатації становить

$$E_p = E_6 + E_3, \quad (6.17)$$

$$E_p = 35483,38 + 78926,4 = 114409,78 \text{ грн}.$$

Економічний ефект на 1 га зібраної площі

$$E'_p = E_p / W_6 \cdot T_p = 114409,78 / 1,45 \cdot 300 = 263,01 \text{ грн}. \quad (6.18)$$

Результати розрахунку економічних показників зведені в таблиці 6.2.

Таблиця 6.2.

Показники розрахунку економічної ефективності

№ п/п	Показник	Значення показника		Ступінь зниження затрат, %
		Базової	Нової	
1.	Кількість транспортних засобів, шт.	5,94	5,64	5,1
2.	Заробітна плата, грн.	65,03	61,30	5,4
3.	Затрати на реновацію ТЗ, грн.	896,90	854,65	4,7
4.	Затрати на капітальний ремонт і ТО, грн.	1905,92	1816,14	4,7
5.	Затрати на паливо-мастильні матеріали, грн.	2270,74	2262,63	0,4
6.	Прямі експлуатаційні витрати, грн.	5136,56	4994,72	3,1
7.	Питомі капіталовкладення, грн.	5605,64	5341,61	4,7
8.	Приведені витрати, грн.	5977,40	5795,96	3,4
9.	Економічний ефект на 1га, грн.	-	263,01	-

Висновки.

Проаналізовано, що основні витрати пов'язані з перевезенням ґрунту з поля на цукровий завод і в зворотному напрямку, то розрахунок економічної ефективності проводимо відносно зменшення видатків на транспортування вороху. Приведені результати розрахунку економічної ефективності розробленої конструкції гвинтово-еліпсного очисника свідчать про доцільність його використання, при цьому річний економічний ефект від зниження забрудненості коренеплодів становить 263,01 грн. на 1 га.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У магістерській роботі відзначено вимоги до агрофону при вирощуванні цукрових буряків та виконано аналіз технологій їх збирання. Описано вимоги до бурякозбиральних машин і проведено огляд машин-аналогів для збирання цукрових буряків.

1. Для рівномірного заповнення коренеплодами поздовжнього транспортера, а також зменшення забруднення вороху запропонована система очищення, основною складовою якої є очищувально-передавальний валець, виконаний у вигляді циліндричного барабана з навареними на його поверхні поздовжніми прутками.

2. У конструкцію очищувально-передавального вальця входить передаточний вал, який виготовляють зварюванням. Головними складовими передаточного вала є труба і цапфи. Найбільш навантаженими складовими елементами передаточного вала є цапфи, які опираються на підшипники. Цапфи вварені у трубу, на якій зверху наварені прутки.

3. У роботі виконано розрахунок технологічних і кінематичних параметрів поздовжнього транспортера; розрахунок ланцюгової передачі приводу очищувально-передавального вальця; розрахунок вала очищувально-передавального вальця на міцність; розрахунок підшипників вала очищувально-передавального вальця; розрахунок зварного шва приварки приводної цапфи вала очищувально-передавального вальця та розрахунок болтового з'єднання опори підшипника кріплення вальця.

4. Удосконалена система очищення вороху коренеплодів машини КБМ-6, яка складається з поздовжнього транспортера і очищувально-передавального вальця дає можливість збільшення інтенсивності очищення вороху при збиранні цукрових буряків в умовах підвищеної вологості ґрунту та значної засміченості поля рослинними рештками. Використання такої системи очищення сприяє підвищенню продуктивності машини і вигідне економічно.

5. У роботі встановлений взаємозв'язок між геометричними параметрами

транспортованих коренеплодів та параметрами двоконтурного очищувального робочого органу. А саме, довжина робочих гілок двоконтурного пруткового очисника знаходиться у прямій залежності від діаметра очищуваних коренеплодів.

6. Проведеним аналізом роботи пруткових очисників встановлено, що при відповідному конструктивному виконанні можливим є зростання коефіцієнта розосередження у міру просування вороху та створення тим самим умов для ефективного просіювання ґрунту через щілини у робочій поверхні очисника.

7. Проаналізовано, що основні витрати пов'язані з перевезенням ґрунту з поля на цукровий завод і в зворотному напрямку, то розрахунок економічної ефективності проводимо відносно зменшення видатків на транспортування вороху.

Приведені результати розрахунку економічної ефективності розробленої конструкції гвинтово-еліпсного очисника свідчать про доцільність його використання, при цьому річний економічний ефект від зниження забрудненості коренеплодів становить 263,01 грн. на 1 га.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кучерявий В.П. Екологія. Підручник. Львів: Світ, 2001. 500 с.
2. Солоня О.В., Ковбаса В.П. Обґрунтування параметрів робочих органів для укладання внутрішньогрунтових зрошувачів: Монографія. Вінниця, 2020. 155 с.
3. Погорілий М.Л. Технологічні і технічні аспекти вдосконалення бурякозбиральної техніки. Техніка АПК. 2000 № 9. С. 14-18.
4. Солоня О.В., Ковбаса В.П. Обґрунтування параметрів робочих органів для укладання внутрішньогрунтових зрошувачів: Монографія. Вінниця, 2020. 155 с.
5. Шабельник Б.П. Теорія і практичне обґрунтування параметрів робочих органів бурякозбиральних машин. Харків, 2001. 314 с.
6. Солоня О.В., Ковбаса В.П., Обґрунтування параметрів робочих органів для укладання внутрішньогрунтових зрошувачів: Монографія. Вінниця, 2020. 155 с.
7. Сивак Р.І., Деревенько І.А. Короткий курс теоретичної механіки: ТОВ «Вінницька міська друкарня», 2016. 200 с.
8. Войтюк Д. Г., Барановський В. М., Булгаков В. М Сільськогосподарські машини: Основи теорії та розрахунку. Підручник. Вища освіта, 2005. 464 с.
9. Солоня О.В. Застосування сучасних мехатронних систем та роботизованих комплексів у АПК України. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2020. № 3 (110). С. 71–76.
10. Войтюк Д.Г., Аніскевич Л.В., Волянський М.С., Мартишко В.М., Гуменюк Ю.О. Сільськогосподарські машини: Навчальний посібник. Київ : «Агроосвіта», 2017. 180 с.
11. Войтюк Д.Г., Аніскевич Л.В., Іщенко В.В.. Сільськогосподарські машини. «Агроосвіта», 2015. 679 с.
12. Довбуш Т. А., Хомик Н. І., Довбуш А.Д. Методи проектування сільськогосподарських машин: навчально-методичний посібник до курсового проектування. Тернопіль, 2019. 72 с.
13. Веселовська Н.Р., Малаков О.І. Функціональне моделювання процесу технологічної підготовки виробництва для проектів створення нової техніки

Молода наука – роботизація і нано–технології сучасного машинобудування: збірник наукових праць Міжнародної молодіжної науково–технічної конференції. – Краматорськ 2019. С. 134–137.

14. Веселовська Н.Р., Зелінська О.В., Іванчук Я.В., Гнатюк О.Ф. Моделювання робочих режимів вібраційних та віброударних машин. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2019. № 1(104). С. 56–64.

15. Булгаков В.М., Г.М. Калетнік, Черниш О.М. Теоретичне дослідження збурених гармонійних коливань у вібраційних приводах машин Вібрації в техніці та технологіях. №2 (82) 2016. С.5–9.

16. Павленко В.С., Цуркан О.В., Кравченко І. Є., Любін М. В. Пасові передачі. Теорія, розрахунки, конструювання: Навчальний посібник. Хай-Тек Прес, 2011. 140 с.

17. Kaletnik H., Adamchuk V., Bulgakov V., Kyurchev V., Nadykto V. Main problems in the field of agricultural mechanization in Ukraine. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. № 3. С. 6-12.

18. Солоня О. В. Ковбаса В. П. Статика та динаміка взаємодії абсолютно твердих конкrecій із сипучим середовищем. Вібрації в техніці та технологіях. 2019. № 1 (92). С. 12-24

19. H. Kaletnik, V. Bulgakov, S. Ivanovs, V. Nadykto, V. Kaminskiy, L. Shymko. Movement stability of a section of the machine for black fallow cultivation in a longitudinal-vertical plane. INMATEH - Agricultural Engineering. Vol.62, No3. 2020. С. 99-106.

20. Ревенко І.І., Брагінець М.В., Роговий В.Д. Монтаж і пусконаладження фермерської техніки. Кондор, 2004. 400 с.

21. Ружицький М.А., Рябець В.І., Кіяшко В.М. Експлуатація машин і обладнання: Навчальний посібник. Аграрна освіта, 2010. 617 с.

22. Калетнік Г.М., Черниш О.М., Березовий М.Г. Використання сучасних методів механіки для сільського господарства. Збірник наукових праць ВНАУ: Вінниця, 2011.Т1 (65). С.8-18.

23. Сідашенко О.І. Ремонт машин та обладнання. Підручник. Агроосвіта, 2014.

665 с.

24. Гевко Р.Б. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки. Луцьк: ЛДТУ, 1999. 168 с.

25. Hevko R. B., Tkachenko R. I., Synii S. V., Flonts I. V. Development of design and investigation of operation processes of small-scale root crop and potato harvesters. INMATEH: Agricultural engineering. Bucharest, Romania. 2016. Vol. 49. № 2. P.89.

26. Hevko R., Brukhanskyi R., Flonts I., Synii S., Klendii O. Advances in methods of cleaning root crops. Bulletin of the Transilvania University of Brasov. Series II. Transilvania University Press Brasov, Romania. 2018. Vol. 11(60). № 1. P. 127138.

27. Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Павх І.І. Машини сільськогосподарського виробництва. Тернопіль, 2005. 228 с.

ДОДАТКИ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно -технологічний факультет

Міщенко Ігор Ігорович

**ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ І
КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ
ОЧИЩЕННЯ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ**

Керівник: к.т.н., доцентка
Пономареко Н.О.

Дніпро 2024

Мета роботи - є дослідження параметрів системи очищення вороху коренеплодів машини КБМ-6 для збільшення інтенсивності їх очищення та удосконалення технологічного процесу механічної обробки заданої деталі.

Об'єкт дослідження - конструктивні елементи системи очищення вороху коренеплодів коренезбиральної машини; технологічний процес виготовлення деталі - маточина колеса.

Предмет дослідження - Технологічні, силові розрахунки та розрахунки на міцність конструктивних елементів системи очищення вороху коренеплодів коренезбиральної машини, робоче креслення деталі, базовий технологічний процес механічної обробки деталі.

Завдання дослідження

- проаналізовано вимоги до агрофону при вирощуванні цукрових буряків технології їх збирання, а також вимоги до бурякозбиральних машин;
- виконано дослідження конструкції коренезбиральної машини на можливість удосконалення системи очищення вороху коренеплодів та проаналізовано конструктивні особливості машин-аналогів;
- проаналізовано конструкції транспортуючих робочих органів бурякозбиральних машин та агротехнічні вимоги до цих машин;
- виконано розрахунок технологічних і кінематичних параметрів поздовжнього транспортера;
- проаналізовано методи та засоби САПР, розроблено модель об'єкту проектування - цапфа очищувально-передавального вальця і досліджено її напружено-деформівний стан;

АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ

Огляд машин-аналогів для збирання цукрових буряків



Компонувальна схема самохідного комбайна SF20 (фірма «KLEINE»)



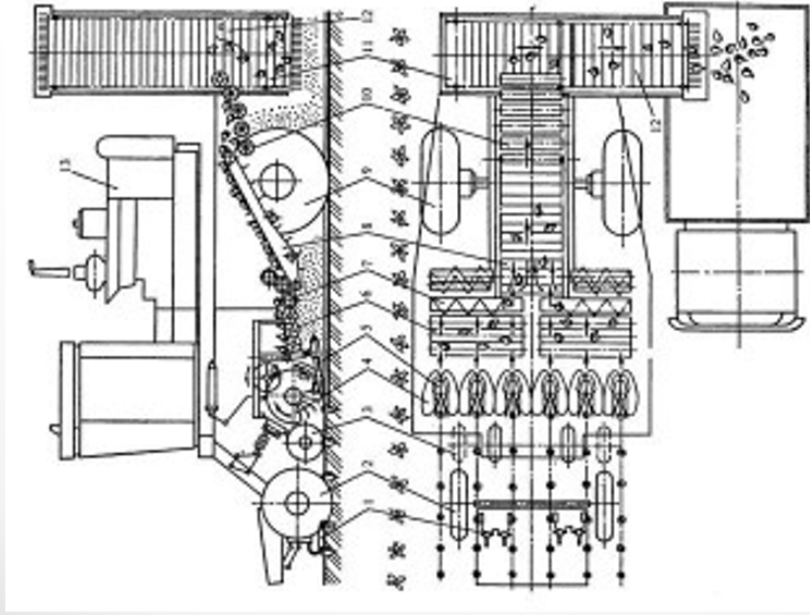
Зарубіжні комбайни середнього класу: фірма «HOLMER» (Німеччина)



Зарубіжні комбайни середнього класу: фірма «KLEINE» (Німеччина)



Зарубіжні комбайни середнього класу: фірма «STOLL» (Німеччина)



Функціональна схема коренебиральної машини РКМ-6:

- 1 - автомат керування; 2 - переднє опорне колесо; 3 - кошовальне колесо; 4 - коренезабірник; 5 - активна вилка; 6 - бітерний транспортер-очисник; 7 - шнековий транспортер-очисник; 8 - поздовжній транспортер; 9 - ведуче колесо; 10 - бітерний доочисник; 11 - поперечний транспортер; 12 - вивантажувальний елеватор; 13 - двигун



Загальний вигляд коренебиральної машини бункерного типу КБ6

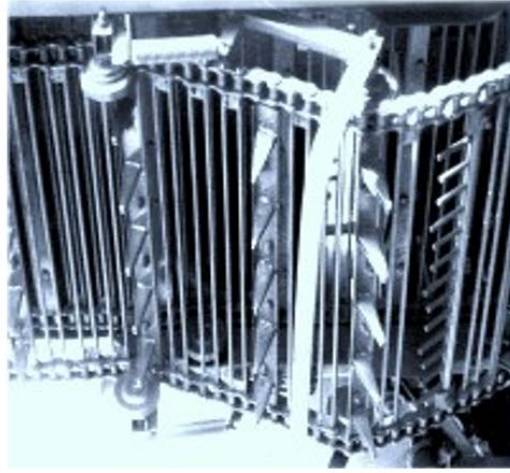
ПОРІВНЯЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ КОМПЛЕКСІВ

Показник	Марка бурякозбиральних комплексів, комбайнів									
	БМ-6Б	КБС-6	КС-6Б-10	Лектра V2		SF-10	HOLMER		M-41AM	
	КС-6БМ-1	нові та модернізовані								
Фірма-виробник	ВАТ „ТекЗ”	ВАТ „ТекЗ”	ВАТ „ТекЗ”	ВАТ „ТекЗ”	ВАТ „ТекЗ”	„Моро”	„Франц Кляйне”	„Холмер”	„Магро”	
Продуктивність за годину, га/год	основного часу	1,86	1,86	1,5	1,7	1,7	1,7	1,75	1,76	1,78
	змінного часу	1,2	1,35	-	-	-	-	-	-	-
	експлуатаційно	0,97	1,15	1,1	1,13	-	-	1,32	1,34	1,24
Витрати пального, кг/га	15,8	15,8	20,3	31,0	31,0	42,0	31,2	35,7	48,0	
Незворотні втрати, %	0,3	0,4	0,3	0,4	0,4	0,8	0,5*	2,7*	0,8*	
Забрудненість коренеплодів, %	3,1	4,0	5,1	4,0	4,0	2,7	3,1	0,4	2,2	
Загальна вартість, тис. грн	2360	2360,5	3800,04	310,8	310,8	-	20048,2	24310,2	16990,3	
Маса комплексу (комбайну), кг	12600	12688	13280	11100	11100	15400	15970	22100	16070	
Сума приведених експлуатаційних	439	388	357,61	395,70	395,70	-	1386,44	2055	1794,08	

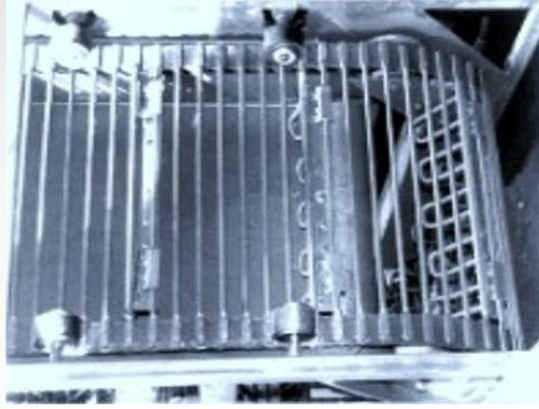
* - при урожайності до 300ц/га втрати виростають до 20-30%.



а



б

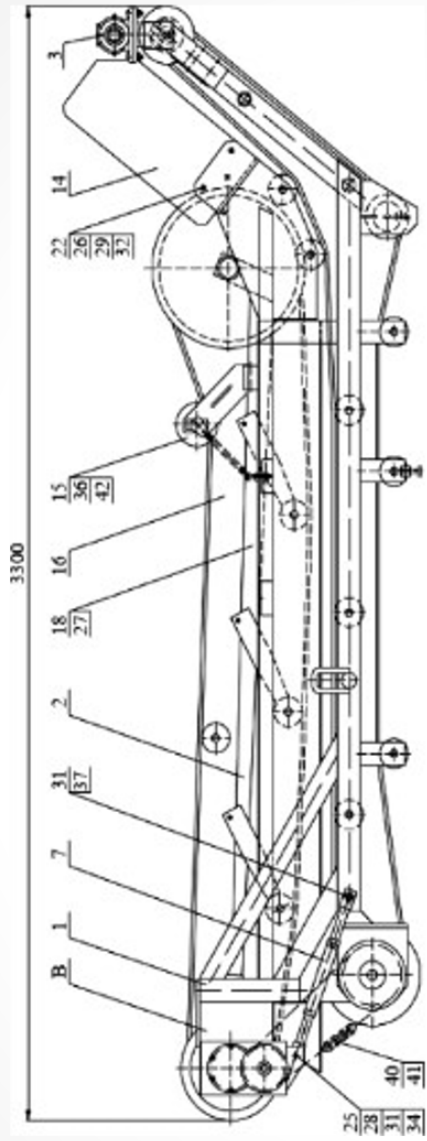


в

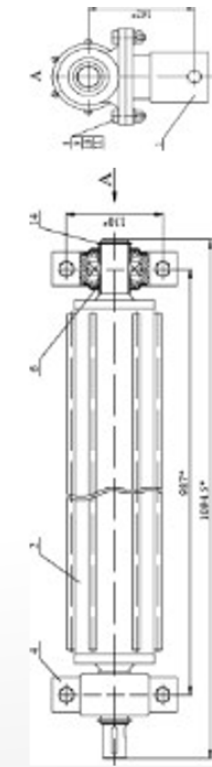
Типове кріплення елементів пруткових транспортерів:
а) гачкове; б) до втулково-роликкових ланцюгів; в) до гумових пасів

Тому виникає необхідність підвищення інтенсифікації очищення коренеплодів на очищувально-транспортуючих органах коренезбиральної машини. З цією метою у даній роботі запропоновано додатковий валець, виконаний у вигляді циліндричного барабана з навареними на його поверхні поздовжніми прутками.

ОБґРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ



Загальний вигляд транспортера позовжнього поз.3 - вказує на очищувально-передавальний валець



Система очищувально-передавального вальця:

- 1 - кронштейн, 2 - передаточний вал,
- 4 - підшипниковий вузол; 6 - втулка; 8 - болт,
- 9 - гайка, 10, 11 - шайби; 14 - кільце.

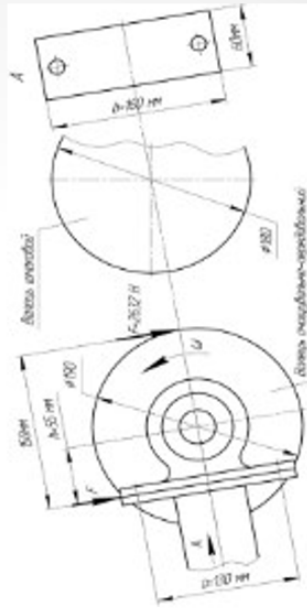


Схема до розрахунку болтового з'єднання опори вальця

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

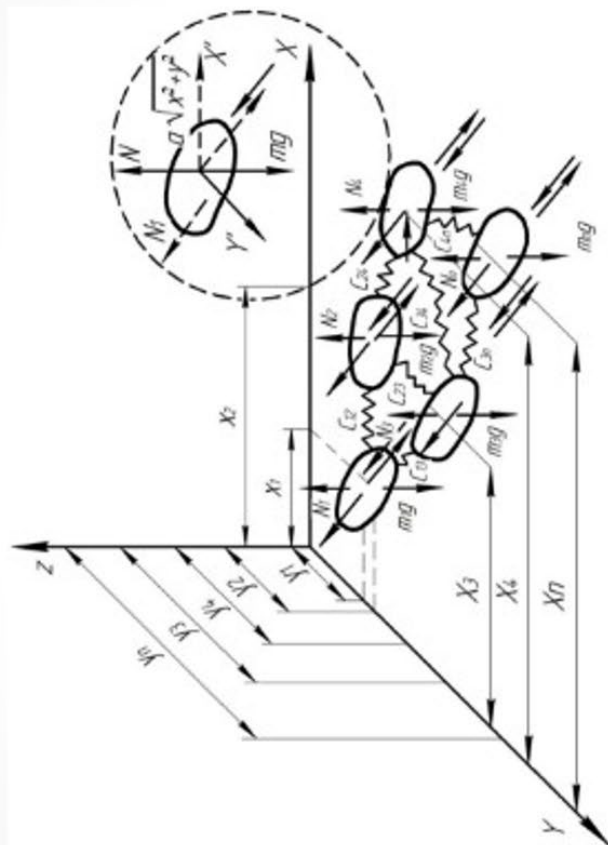


Схема взаємопов'язаних еластичними елементами компонентів вороху коренеплодів, що рухаються на активній поверхні очисника

Рівняння руху центрів мас взаємодіючих тіл коренеплодів можна описати рівнянням Лагранжа другого роду :

$$\frac{d\partial T}{dt\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i,$$

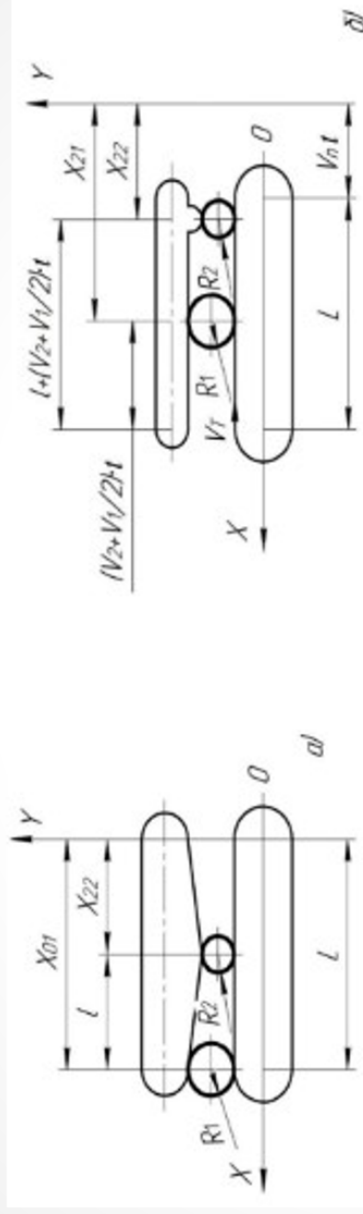
де T - кінетична енергія системи компонентів вороху коренеплодів взаємопов'язаних еластичними елементами;

q_i - узагальнена координата;

\dot{q}_i - швидкість узагальноної координати;

Q_i - узагальнена сила.

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ



Положення двоконтурного пружкового очисника і двох тіл, розміщених на ньому а) на початку руху; б) через деякий проміжок часу.

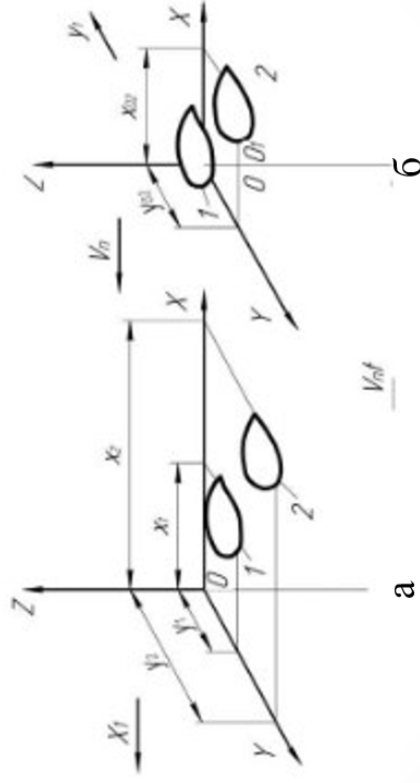
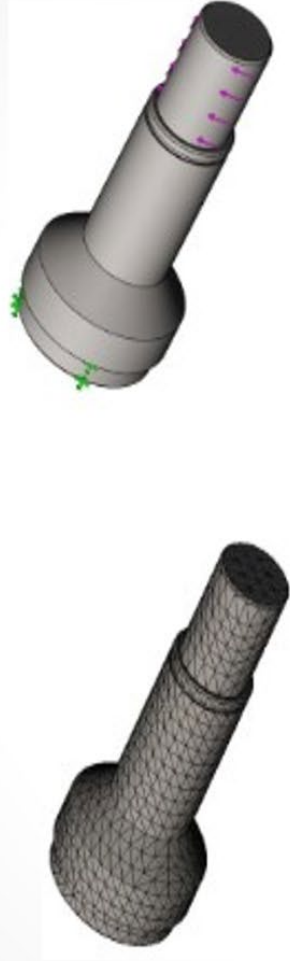


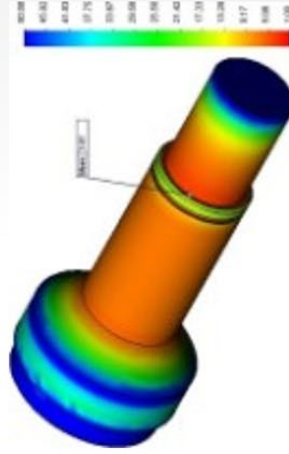
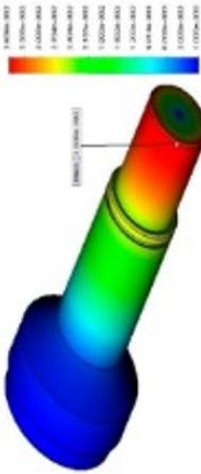
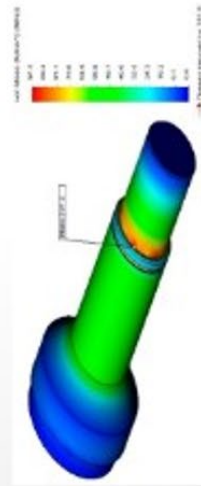
Схема руху поверхні пружкового очисника та двох тіл на ній:

а) до початку руху; б) після початку руху.

РОЗРОБКА МОДЕЛІ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ



Моделювання цапфи вала очищувально-
передавального вальця



а

Результати розрахунку НДС цапфвала:
а - напруження, МПа; б- деформація, мм.

б

Розподіл коефіцієнтів запасу
міцності по цапфі вала
очищувально-передавального
вальця

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У магістерській роботі відзначено вимоги до агрофону при вирощуванні цукрових буряків та виконано аналіз технологій їх збирання. Описано вимоги до бурякозбиральних машин і проведено огляд машин-аналогів для збирання цукрових буряків

1. Для рівномірного заповнення коренеплодами поздовжнього транспортера, а також зменшення забруднення вороху запропонована система очищення, основною складовою якої є очищувально-передавальний валець, виконаний у вигляді циліндричного барабана з навареними на його поверхні поздовжніми прутками
2. У конструкцію очищувально-передавального вальця входить передаючий вал, який виготовляють зварюванням Головними складовими передаючого вала є труба і цапфи. Найбільш навантаженими складовими елементами передаючого вала є цапфи, які опираються на підшипники. Цапфи вварені у трубу на якій зверху наварені прутки
3. У роботі виконано розрахунок технологічних і кінематичних параметрів поздовжнього транспортера розрахунок ланцюгової передачі приводу очищувально-передавального вальця; розрахунок вала очищувально-передавального вальця на міцність; розрахунок підшипників вала очищувально-передавального вальця; розрахунок зварного шва приварки приводної цапфи вала очищувально-передавального вальця та розрахунок болтового з'єднання опори підшипника кріплення вальця.
4. Удосконалена система очищення вороху коренеплодів машини КБМ-6, яка складається з поздовжнього транспортера і очищувально-передавального вальця дає можливість збільшення інтенсивності очищення вороху при збиранні цукрових буряків в умовах підвищеної вологості ґрунту та значної засміченості поля рослинними рештками. Використання такої системи очищення сприяє підвищенню продуктивності машини і вигідне економічно.
5. У роботі встановлений взаємозв'язок між геометричними параметрами транспортованих коренеплодів та параметрами двоконтурного очищувального робочого органу. А саме, довжина робочих гілок двоконтурного пруткового очисника знаходиться у прямій залежності від діаметра очищуваних коренеплодів.
6. Проведеним аналізом роботи пруткових очисників встановлено, що при відповідному конструктивному виконанні можливим є зростання коефіцієнта розосередження у міру просування вороху та створення тим самим умов для ефективного просівання ґрунту через щілини у робочій поверхні очисника.