

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

(повна назва закладу вищої освіти)

Інженерії машин, споруд та технологій

(назва факультету)

Технічної механіки та сільськогосподарських машин

(повна назва кафедри)

ПОЯСНОВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломного проекту (роботи)

магістр

(освітній ступінь)

на тему: Обґрунтування параметрів шабельних ножів
гнчкоріза гнчкозбиральної машини БМ-6

Виконав: студент (ка) 6 курсу, групи МСМ-61

напряму підготовки (спеціальності)

133 Галузеве машинобудування

(назва і номер напрямку підготовки, спеціальності)

Засадінський Р.Ю.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Гевко Р.Б.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Хомик Н.І.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

Ткаченко І.Г.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

Гевко Р.Б.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

м. Тернопіль – 2019

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій

Кафедра технічної механіки та сільськогосподарських машин

Освітній ступінь магістр

Напрямок підготовки _____

(шифр і назва)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Гевко Р.Б.

« _____ » _____ 2019 р.

ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ

Засадзінському Руслану Юрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Обґрунтування параметрів шабельних ножів
гичкоріза гичкозбиральної машини БМ-6

Керівник проекту (роботи) Гевко Роман Богданович, д.т.н., професор

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

Затверджені наказом по університету від « 11 » вересня 2019 року № 4/7-799

2. Термін подання студентом проекту (роботи) 24 грудня 2019 року

3. Вихідні дані до проекту (роботи) ширина захвату машини 2,7 м; робоча швидкість

5...10 км/год; ширина міжрядь 45см; продуктивність за годину експлуатаційного

часу 1,4-2,6га/год; привод від ВВП трактора; агрегують з тракторами класу 1,4;

тип машини – причіпна; процес механічної обробки деталі; робоче креслення деталі;

річна програма випуску деталей.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Анотація. Вступ. 1. Аналіз особливостей об'єкту проектування. 2. Обґрунтування
основних параметрів об'єкту розробки. 3. Дослідження параметрів об'єкту розробки.

4. САПР сільськогосподарських машин. 5. Розробка технологічного процесу механічної
обробки деталі. 6. Обґрунтування економічної ефективності. 7. Охорона праці та безпека
у надзвичайних ситуаціях. 8. Екологія. Загальні висновки

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

1-2. Машина гичкозбиральна причіпна БМ-6. Складальне креслення (2А1).

3. Машина гичкозбиральна причіпна БМ-6. Схема кінематична (1А1). 4. Гичкоріз лівий.

Складальне креслення (1А1). 5. Апарат ріжучий. Складальне креслення (1А1).

6. Деталювання (1А1). 7-8. Розрахункові схеми (2А1). 9. Комп'ютерна модель

навантаженості вала гичкоріза (1А1). 10-11. Спеціальні верстатні пристосування (2А1).

12. Інструментальна наладка на операції (1А1).

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
САПР сільськогосподарських машин	Сташків М.Я., доцент		
Розробка технологічного процесу механічної обробки деталі	Олексюк В.П., доцент		
Обґрунтування економічної ефективності	Дмитрів Д.В., доцент		
Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	Окіпний І.Б., доцент		
Екологія	Клепчик В.М., ст.викл.		
	Зварич Н.М., доцент		

7. Дата видачі завдання

11 вересня 2019 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
	Основна частина		
1	Аналіз особливостей об'єкту проектування	до 20.09.19	
2	Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки	до 20.11.19	
3	Дослідження параметрів об'єкту розробки	до 25.11.19	
	Спеціальна частина		
4	САПР сільськогосподарських машин	до 30.11.19	
5	Розробка технологічного процесу механічної обробки деталі	до 25.11.19	
	Розділи:		
6	Обґрунтування економічної ефективності	до 30.11.19	
7	Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	до 05.12.19	
8	Екологія	до 10.12.19	
9	Анотація. Вступ. Висновки.	до 12.12.19	
10	Графічна частина. Специфікації	до 18.12.19	

Студент _____
(підпис)

Засадзінський Р.Ю.

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи) _____
(підпис)

Гевко Р.Б.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Автор роботи – Засадзінський Руслан Юрійович

Тема роботи – «Обґрунтування параметрів шабельних ножів гичкоріза гичкозбиральної машини БМ-6».

Робота виконана на кафедрі технічної механіки та сільськогосподарських машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Керівник роботи – Гевко Роман Богданович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин.

Структура роботи. Робота складається зі ступу, 8 розділів, висновків, переліку посилань (62 найменування), 7 додатків. Загальний обсяг текстової частини: 180 сторінок пояснювальної записки і 34 сторінки додатків, 20 таблиць, 46 рисунків.

Графічна частина складається з 12 аркушів формату А1.

Актуальність теми роботи

Збирання врожаю сільськогосподарських культур, зокрема коренеплодів, є найбільш енергоємним, тривалим у часі, залежним від природнокліматичних умов, стану ґрунту та посівів, а також вимог до якості зібраної продукції, і вимагає надійної техніки, придатної до модернізації і переналагодження.

Удосконалення бурякозбиральних машин необхідно здійснювати так, щоб забезпечити відповідну якість збирання цукрових буряків, високі експлуатаційно-економічні показники у різних природно-виробничих умовах, з дотриманням вимог до якості сировини при її зберіганні та переробці.

Гичкорізальні апарати призначені для зрізання верхньої частини головок коренеплодів з гичкою і подачі їх на транспортер. При цьому із зрізаною частиною повинно усуватися якомога менше цукроносної маси, щоб запобігти втратам сировини при зберіганні та переробці.

Удосконалення шабельних ножів гичкоріза гичкозбиральної машини БМ-6 є актуальною науково-практичною задачею, яка визначила напрям досліджень дипломної роботи.

Мета і завдання

Метою роботи є дослідження параметрів шабельних ножів гичкоріза гичкозбиральної машини БМ-6 для забезпечення якості виконання технологічного процесу на забур'яненних полях та плантаціях з високоврожайною гичкою, а також удосконалення технологічного процесу механічної обробки деталі маточина.

Для досягнення цієї мети у роботі вирішено такі завдання:

- наведено характеристику умов вирощування цукрових буряків;
- виконано агротехнічне обґрунтування типів робочих органів і схем бурякозбиральних машин;
- описано тенденції розвитку бурякозбиральних машин і технології збирання урожаю;
- проаналізовано машини-аналоги;
- виконано енергетичний і конструктивний розрахунки гичкоріжучого апарату машини БМ-6;
- виконано кінематичний і силовий розрахунки гичкорізального апарату;
- виконано кінематичний і силовий розрахунки транспортерів гички;
- виконано розрахунок ланцюгової передачі привода редуктора різального апарату (ГРА);
- виконано розрахунок редуктора різального апарату;
- виконано міцнісний розрахунок болтового з'єднання шабельного ножа гичкоріза;
- проаналізовано схеми взаємодії еластичних гичковидаляючих робочих органів з коренеплодом;
- досліджено умови роботи гичковидаляючого механізму;

- виконано аналіз напружено-деформівного стану при взаємодії еластичного робочого органу з коренеплодом;
- запропоновано порядок виконання експериментальних досліджень механізму видалення гички;
- проаналізовано методи САПР, розроблено модель об'єкту проектування – вала гичкоріза і досліджено напружено-деформівний стан;
- проаналізовано конструкцію та службове призначення деталі маточина, виконано аналіз її технологічності;
- досліджено способи виготовлення аналогічних деталей;
- розроблено технологічний процес виготовлення деталі маточина, для якого вибрано обладнання, оснащення, різальний та вимірювальний інструмент, розраховано режими різання та норми часу;
- підібрано та спроектовано необхідне технологічне оснащення;
- виконано техніко-економічне обґрунтування прийнятих рішень;
- розглянуто питання охорони праці, безпеки в надзвичайних ситуаціях та екології.

Об'єкт, методи та джерела дослідження

Об'єкт дослідження. Конструктивні елементи гичкоріза гичкозбиральної машини БМ-6; технологічний процес виготовлення деталі маточина.

Предмет дослідження. Технологічні, силові розрахунки та розрахунки на міцність конструктивних елементів гичкоріза гичкозбиральної машини, робоче креслення деталі маточина, базовий технологічний процес механічної обробки деталі.

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

Наукова новизна отриманих результатів.

Доведено можливість використання запропонованого конструктивного рішення для машини типу БМ-6 – гичкорізальний апарат з шабельними (активними) ножами для збирання гички в умовах її високої врожайності.

Практичне значення отриманих результатів.

Розроблено гичкорізальний апарат з шабельними (активними) ножами для машини типу БМ-6, який добре працює на підвищених швидкостях різання забур'янених полях та полях з високоврожайною гичкою. Тобто виконується відносно високе зрізування гички, а рештки гички зачищає очисник головок коренів з капроновими щітками гвинтового типу. Його використання забезпечить високу зносостійкість, меншу енергоємність і високу якість роботи машини.

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

Апробація. Окремі результати роботи доповідались на VIII міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів, Тернопіль, ТНТУ, 27-28 листопада 2019.

Ключові слова: гичка цукрових буряків, гичкозбиральна машина, шабельний ніж, гичкоріз, доочисник головок коренеплодів

ЗМІСТ

ОСНОВНА ЧАСТИНА

АНОТАЦІЯ	10
ВСТУП	12
1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ	13
1.1. Характеристика умов вирощування цукрових буряків і умов виконання операцій	13
1.2. Агротехнічне обґрунтування типів робочих органів і схем бурякозбиральних машин	16
1.3. Тенденції розвитку бурякозбиральних машин і технології збирання урожаю	20
1.4. Аналіз машин-аналогів	30
1.5. Опис об'єкту розробки	33
1.5. Обґрунтування теми дипломної роботи магістра і постановка завдання на проектування.....	37
2. ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ	40
2.1. Енергетичний розрахунок	40
2.2. Конструктивні розрахунки.....	42
2.3. Кінематичний і силовий розрахунок	51
2.4. Міцнісні розрахунки	56
2.4.1. Розрахунок ланцюгової передачі привода редуктора різального апарату (ГРА).....	56
2.4.2. Розрахунок редуктора різального апарату	61
2.4.3. Розрахунок болтового з'єднання шабельного ріжучого ножа	80

6.4. Розрахунок економічного ефекту від використання удосконаленої гичкозбиральної машини БМ-6	151
7. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	153
7.1. Загальні вимоги охорони праці до сільськогосподарських машин	153
7.2. Вимоги безпеки і порядок роботи удосконаленої машини БМ-6	154
7.3. Вимоги безпеки при підготовці машини БМ-6 до роботи	155
7.4. Оцінка стійкості роботи підприємств агропромислового комплексу від впливу факторів ураження ядерного вибуху.....	160
7.5. Оцінка стійкості роботи об'єктів агропромислового комплексу від впливу ядерного вибуху	162
7.6. Основні заходи підвищення стійкості об'єктів АПК	164
8. ЕКОЛОГІЯ	167
8.1. Актуальність охорони навколишнього середовища	167
8.2. Аналіз забруднення довкілля, що виникає у результаті виготовлення гичкозбиральної машини БМ-6	168
8.3. Заходи зменшення забруднення довкілля	170
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	173
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	176
ДОДАТКИ.....	181

АНОТАЦІЯ

Завданням дипломної роботи є обґрунтування параметрів шабельних ножів гичкоріза гичкозбиральної машини БМ-6 та розробка технологічного процесу механічної обробки деталі. Робота містить такі розділи:

1. Аналіз особливостей об'єкту проектування. У цьому розділі наведено характеристику умов вирощування цукрових буряків; агротехнічне обґрунтування типів робочих органів і схем бурякозбиральних машин; описано тенденції розвитку бурякозбиральних машин і технології збирання урожаю; проаналізовано машини-аналоги; описано об'єкт розробки; виконано обґрунтування теми дипломної роботи.

2. Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки. У цьому розділі виконано енергетичний і конструктивний розрахунки гичкоріжучого апарату машини БМ-6 та кінематичний і силовий розрахунок гичкорізального апарату (ГРА) і транспортерів гички; проведено міцнісні розрахунки, а саме, розрахунок ланцюгової передачі привода редуктора різального апарату (ГРА); розрахунок редуктора різального апарату; розрахунок болтового з'єднання шабельного ріжучого ножа.

3. Дослідження параметрів об'єкту розробки. У розділі описано схеми взаємодії еластичних гичковидаляючих робочих органів з коренеплодом; досліджено умови роботи гичковидаляючого механізму та виконано аналіз напружено-деформівного стану при взаємодії еластичного робочого органу з коренеплодом; наведено порядок виконання експериментальних досліджень механізму видалення гички.

4. САПР сільськогосподарських машин. Розділ включає опис методів і систем САПР сільськогосподарської техніки, розробку моделі об'єкту проектування – вала гичкоріза, аналіз даних за результатами моделювання.

5. Розробка технологічного процесу механічної обробки деталі. У розділі виконано аналіз конструктивних особливостей деталі маточина,

розроблено технологічний процес механічної обробки деталі маточина та підібрані спеціальні верстатні пристрої.

6. Обґрунтування економічної ефективності. У розділі виконано оцінку технічного рівня удосконалюваної машини; визначено показники порівняльної економічної ефективності розробленого механізму видалення гички машини гичкозбиральної причіпної БМ-6; розраховано економічний ефект від використання удосконаленої гичкозбиральної машини БМ-6.

7. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях. Визначені загальні вимоги охорони праці, які ставлять до сільськогосподарських машин; розроблені вимоги безпеки і порядок роботи машини БМ-6 з удосконаленням гичкорізом, а також вимоги безпеки при підготовці машини БМ-6 до роботи; описано стійкість роботи підприємств агропромислового комплексу від впливу факторів ураження ядерного вибуху та наведено основні заходи підвищення стійкості об'єктів АПК.

8. Екологія. Відзначено актуальність охорони навколишнього середовища, проаналізовано забруднення довкілля, що виникає у результаті виготовлення гичкозбиральної машини БМ-6 та запропоновано заходи зменшення забруднення довкілля.

Загальні висновки. Наведені загальні висновки від результатів впровадження у виробництво запропонованих у дипломній роботі рішень.

Об'єм дипломної роботи: графічна частина складається із 12 листів креслення формату А1; розрахунково-пояснювальна записка містить 180 сторінок машинописного тексту, у тому числі 46 рисунків і 20 таблиць, 58 посилань на літературні джерела, додатки на 34 сторінках.

ВСТУП

Розвиток техніки і технологій бурякозбирання потребує високопродуктивних машин. Цього можна досягти удосконаленням робочих органів для видалення гички, викопування і очищення вороху коренеплодів та організаційно-технологічних методів збирання. Рівень агротехнічних показників (повнота збирання урожаю, оптимальне обрізання коренів, забрудненість гичкою та ґрунтом) і техніко-економічних (продуктивність, надійність технологічного процесу, енергоємність бурякозбиральних машин (надалі БЗМ) не повністю відповідають вимогам підвищення продуктивності праці, доведенню зібраного врожаю до встановлених кондицій, зменшенню строків збирання і втрат при зберіганні і переробці сировини. Найбільші складнощі виникають при зменшенні строків збирання цукрових буряків, бо через підвищення вологості знижуються технологічна і технічна надійність збиральних машин, зменшуються їх продуктивність. У посушливих умовах різко збільшуються втрати коренеплодів у результаті їх обриву в ґрунті, погіршується очищення вороха від грудок ґрунту.

Ефективність БЗМ обумовлена сукупністю агротехнічних, техніко-експлуатаційних та економічних показників, тому для пошуку оптимальних параметрів машин необхідно здійснювати синтез машин та їх комплексів, тобто виконати такі розрахунки, які дозволяють врахувати об'єктивні взаємозв'язки між прийнятими механіко-технологічними принципами збирання урожаю, технічними рішеннями, що застосовуються, факторами зовнішнього середовища та існуючими критеріями ефективності, зокрема необхідністю за безпечити відповідну якість збирання цукрових буряків та високі експлуатаційно-економічні показники в різних природно-виробничих, умовах що змінюються випадковим чином, а також при зберіганні сировини та її переробці.

Метою даної роботи є обґрунтування параметрів процесу і машини для збирання гички цукрових буряків, що дасть змогу підвищити якість цукрової сировини, зменшити втрати і пошкодження коренеплодів при їх збирання, а також зменшити затрати праці і собівартість продукції.

1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ

1.1. Характеристик умов вирощування цукрових буряків і умов виконання збиральних операцій

Агротехнічні та експлуатаційно-економічні показники роботи буряко- та гичкозбиральних машин залежать від багатьох факторів: фізичного стану і типу ґрунтів, рівня урожайності, рельєфу полів та їх розмірів, агрофізичних характеристик коренеплодів. Ці параметри здебільшого отримують у результаті експериментальних спостережень, а також збиранням і обробкою статистичних даних. Характеристики розподілу площ і врожайність коренів наведені у таблиця 1.1 [1, 11, 30, 18].

Таблиця 1.1

Назва параметру	Величина
Загальна посівна площа одного господарства у лісостеповій зоні України, га	2500
Посівна площа під цукрові буряки, га	320
Середня довжина гонів, м	750
Середня площа одного поля, га	70
Розподіл площі полів по куту уклону, °	1,5...2
Розміри полів у Київській та Черкаській областях: довжина гонів, м	900
площа, га	85
Розподіл середньої урожайності коренеплодів цукрових буряків по Україні, ц/га:	380
Урожайність гички, ц/га	250

Найважливіші агрофізичні характеристики і властивості коренеплодів цукрових буряків, необхідні для аналізу і синтезу основних робочих органів і БЗМ в цілому, – це розмірні і масові характеристики їх біологічних частин, розміщення коренеплодів у рядках та ін. Основні з них наведені у таблиці 1.2. [1, 11, 30].

Для оцінювання і прогнозування параметрів насаджень можна користуватися залежностями між густотою насаджень, ступенем їх рівномірності і врожайністю на низьких, середніх і високих агрофонах.

Таблиця 1.2

Назва параметру	Величина
Відстань між коренеплодами, мм	180...350
Діаметр коренеплоду, d_K , мм	70...122
Довжина коренеплоду, l_K , мм	230...280
Кут конусності коренеплоду γ_K , °	9,5...18,4
Висота головки коренеплоду h_G , мм	10,4...32,4
Висота над рівнем ґрунту h_K , мм	18,4...42,4
Маса коренеплоду Q_K , кг	0,311...1,55
Товщина зони коронки Δ_K , мм	13,2...16,2
Товщина зони «сплячих» вічок Δ_B , мм	8...21,4
Маса коронки q_K , г	54,7...95,4
Маса зони «сплячих» вічок, q_B , г	62,1...122,5
Маса гички Q_G , кг	0,111...0,80
Координата центра ваги C_0 , мм	94

Враховуючи залежність між середньою масою коренеплоду Q_K (кг), урожайністю $У$ (ц/га), густотою насаджень N_H (тис. шт/га) і середньоквадратичними відхиленнями розподілу коренеплодів у рядку σ_P (см) розраховують можливі значення параметрів насаджень за критерієм максимального урожаю.

Робоче середовище або система «ґрунт-коренеплід» складається з ґрунту, випадково розподілених в ньому коренеплодів буряків і утворених у процесі їх росту ущільнених ділянок. Утворення цих ділянок супроводжується статичним нарощуванням деформацій до розмірів, що визначаються ростом конусоподібних тіл коренеплодів. Це призводить до великих кінцевих деформацій ґрунту, що викликає його значне і нерівномірне ущільнення в навколоренеплідній зоні, виникнення концентричних тріщин різних розмірів навколо коренеплодів.

Для синтезу, розробки нових чи вдосконалення існуючих робочих органів для викопування та очищення коренеплодів і забезпечення проходу збиральних машин необхідно враховувати такі характеристики фізичного стану

грунту: абсолютна вологість W (%), твердість T (Н/см²), густина ρ (г/см³) та ін. У період збирання спостерігається часта зміна стану ґрунту.

Фізико-механічні характеристики цукрових буряків, як елемента системи, що розглядається, враховують при проектуванні та удосконаленні машин як сукупність різних механічних властивостей і параметрів, що визначають набір можливих механічних дій на матеріал, який збирають, їх допустимий рівень і діапазон геометричних і кінематичних параметрів робочих органів [1, 11, 22, 38]. Механічні характеристики коренеплодів та гички, важливі для модернізації збиральних машин, наведені у таблиці 1.3.

Таблиця 1.3

Механічні властивості коренеплодів та гички		Значення
Модуль пружності E_K , Н/мм ²		18,4
Опір при згині $\sigma_{зг}$, Н/мм ²	статичне навантаження, $[\sigma]_{ст}$	1,8
	динамічне навантаження $[\sigma]_д$	1,15
Сила опору гички вирівнюванню F_G , Н/корінь		51...231
Коефіцієнт питомого опору $K_{оп}$, Н/м		2,16...2,65
Сила опору вертикальному переміщенню при викопуванню коренів F_B , Н	підкопаних	147...289
	не підкопаних	439...481
Тимчасовий опір черешків гички на розрив, Н/мм ²	зовнішніх	0,94
	внутрішніх	1,21
Руйнування зв'язків черешків з головою при дотичному прикладанні сил, Дж		33,9

При проектуванні, розрахунку та удосконаленні БМЗ враховують також фізико-механічні характеристики гички та її зв'язків з головками коренеплодів. Модуль пружності внутрішніх черешків, як більш еластичних і пружних, має більші значення, ніж зовнішні. Міцність зв'язку окремих черешків гички з головою при осьовому напрямі зусилля, що прикладається, більше ніж черешків. Тільки 6...8 % черешків відривається біля основи головки – природної поверхні розділу гички і коренеплоду. При дотичному напрямі прикладання зусиль до головок опір черешків знижується в 2...2,5 рази [1, 11, 22, 38].

1.2. Агротехнічне обґрунтування типів робочих органів і схем бурякозбиральних машин

Обґрунтування оптимальних робочих органів і структури функціональних схем бурякозбиральних машин може бути виконано на основі узагальнення експериментальних досліджень і моделювання вірогідних значень технологічних характеристик існуючих і можливих нових типів робочих органів і видів механізованих процесів за безлічі зовнішніх умов.

Вибір обмеженого числа механізованих процесів, відповідного набору типів робочих органів і визначення мінімально необхідного для умов основної зони бурякосіяння числа варіантів машин найбільш доцільно здійснювати за комплексним критерієм якості. Цей параметр – це вірогідність $P_{\Sigma\Omega}$ того, що дана машина задовольняє агротехнічним вимогам та вимогам стандарту, які ставлять до сировини для переробної галузі, зокрема для солодких коренів, за сукупністю показників [22, 30]:

$$P_{\Sigma\Omega} = \sum_{K=1}^n P_K ; \quad (P_{1\Omega} + P_{2\Omega}) \geq a_{T1}; \quad P_{U\Omega} \geq a_{T2};$$
$$P_{ГР\Omega} \leq a_{T3}; \quad P_{Б\Omega} \leq a_{T4}; \quad P_{пощ\Omega} \leq a_{T5};$$
$$P_{т.н.\Omega} \geq a_{T5},$$

де $(P_{1\Omega} + P_{2\Omega})$ – вірогідності отримання коренеплодів, придатних за якістю зрізання гички;

$P_{U\Omega}$ – вірогідності повноти добування коренеплодів з ґрунту;

$P_{ГР\Omega}$, $P_{Б\Omega}$ – вірогідності отримання допустимої засміченості вороху ґрунтом і гичкою;

$P_{пощ\Omega}$ – вірогідність пошкодження коренеплодів;

$P_{т.н.\Omega}$ – досягнення необхідної технологічної надійності;

a_{Ti} – нормативні значення відповідної вірогідності, що встановлені спеціальними дослідженнями.

Статистичні характеристики агротехнологічних показників коренеплодів цукрових буряків за безлічі умов наведені у таблиці 1.4.

Агротехнологічні показники при різних варіантах збирання цукрових буряків при врожайності 360...420 ц/га наведені у таблиці 1.5.

З наведених даних можна зробити висновок, що характерними для найбільш удосконалених типів робочих органів і функціональних вузлів машин (гичкорізальні і виконуючі апарати, очисники та ін.), які отримали найбільше застосування, є малі значення вірогідності $P_i(x_i < a_i)$ попадання основного агротехнологічного допуску (0,01...0,60) та більша ступінь зміни показників (більше σ_1) при роботі у всьому діапазоні зміни зовнішніх умов.

Робочі органи для зрізання, теребіння і викопування коренеплодів всіх типів відомих БЗМ не забезпечують високої агротехнічної ефективності особливо в екстремальних зовнішніх умовах ($T \geq 250 \dots 600$ Н/см²; $W^o \leq 10 \dots 12$ %; $W^o > 24$ %; $U \geq 500$ ц/га) за повнотою збирання урожаю, якості зрізання і забрудненості вороху ґрунтом і гичкою.

Принцип теребіння, найбільш доцільний при роботі на твердих ґрунтах, можливо застосовувати і на вологих ґрунтах. Однак, для цього необхідно покращувати конструкцію копачів шляхом їх полегшення за рахунок застосування пластмас, добування коренів без глибокого підкопування, фронтального розташування теребильних апаратів. У конструкціях таких машин проблемою є очищення вороху від зв'язаної і вільної гички. Висока забрудненість вороху є через недосконалість конструкції гичкорізальних апаратів і очисників головок.

Таблиця 1.4 – Статичні характеристики агротехнічних показників за багатьох умов

Показник роботи на оптимальних режимах	Машина	Статистичні характеристики		Вірогідність отримання показника
		математичні очікування	середньо квадратичне	
Якість обрізки (кількість коренеплодів, придатних до здавання на завод), % (по масі) $P (X \geq 95,0)$	Теребильна (КСТ-3)	87	3,4	0,01
	З гребінчастим копіром, дисковим ножом (СКД-2; СКД-3; БМ-6)	90,2	2,5	0,03
	З дисковим копіром, чересловим ножом (більшість закордонних машин)	91,1	2,4	0,05
Повнота збирання урожаю $P (X \geq 98,5)$, %	Теребильна	91,4	2,4	0,01
	З дисковими копачами (СКД-3 і закордонні машини)	95,6	1,4	0,03
	Коренезбиральна КС-6	98,2	0,6	0,31
	З лемішними копачами СКН-2, закордонні машини)	92,6	2,5	0,02
Кількість сильно пошкоджених коренеплодів $P (X \leq 8)$, %	Теребильні	11,1	2,6	0,12
	З обрізуванням гички на корені	7,7	2,0	0,52
Повнота збирання гички $P (X \geq 95)$, %	Теребильні	82,9	4,3	0,01
	З обрізуванням гички на корені	91,3	2,7	0,08
Засміченість вороху, % грунтом $P (X > 10)$ гичкою $P (X \leq 1,5)$	Теребильні	6,7	1,4	0,98
	З обрізуванням гички на корені	9,6	2,5	0,51
	Теребильні	2,6	0,5	0,02
	З обрізуванням гички на корені	2,2	0,4	0,04

Показник	Однофазний		Трифазний				
	КСТ-3	СКД-3	КС-6+ БМ-6	РКС-6 +БМ-6	ЗВЦЗ та ЗОСХ	А-500 – (Швеція) та БМ6	S-400 («Жан Моро») +
Повнота підбору P_n	0,956/0,720	0,967/0,915	0,977/0,929	0,987/0,947	0,938	0,935	0,936/0,925
Втрати на поверхні	0,03/0,028	0,020/0,065	0,02/0,065	0,01/0,037	0,052	0,092	0,064/0,07
Втрати на ґрунті	0,004	0,013/0,02	0,2/0,6	0,3/1,6	0,010	0,073	0,002/0,005
Кількість коренеплодів Р1+Р2, придатних до здачі на завод	0,960/0,920	0,98/0,94	0,98/0,96	0,98/0,096	0,94	0,95	0,98/0,96
Склад вроху зібраних коренеплодів, % буряків	94/83,7	93,2/42,5	93,2/61	94,2/73,1	92,8	92,5	94/83,6
Вільна гичка	0,6/0,7	0,4/0,2	0,1/0,1	0,6/0,1	0,1	0,3	1,0/0
Гичка на коренеплодах	0,5/2,8	0,7/0,8	0,3/0,2	0,4/0,2	0,6	0,1	0,3/0,6
Вільний ґрунт	1,4/0,9	1,3/49,7	2,1/28,1	0,5/12,4	3,5	1,6	1,6/1,6
Ґрунт на ореноплодах	3,2/11,9	2,7/6,6	3,2/7,9	2/12,5	2,7	1,9	2,1/11,0
Частини коренеплодів	1,2/0	1,7/0,2	1,1/2,7	1,2/1,6	0,3	3,7	
Ступінь пошкодження коренеплодів, %	11,2/-	16,7/-	14,9/-	10/-	64,9	22,6	1,0/3,2
В т.ч. сильно пошкоджених	1,9/-	7,7/-	4,6/-	4/-	34,6	12,4	15,8/-
							2,6/-

Для покращення процесу видалення гички доцільно удосконалювати конструкцію доочисників головок коренів про обрізці гички на корені.

Властивим для практично всіх відомих типів робочих органів, є зниження їх агротехнічних показників і технологічної надійності в умовах підвищеної вологості ґрунту ($W^o=24\dots58\%$), збільшенню засміченості полів бур'янами (більше $15\dots20$ шт/м²), а також кількості відмерлої і прив'ялої гички до кінця агротерміну збирання. Якість роботи збиральних машин та їх надійність найбільш суттєво знижується на вологих суглинках.

Комбайни, що працюють за принципом обрізання гички на корені, у сприятливих умовах мають досить високу технологічну надійність викопуючих органів (0,85...0,95) та гичкорізальних апаратів (0,83...0,98). В умовах високої вологості ($W^o\geq 26\%$) працездатність усіх технологічних механізмів знижується.

Окрім низької технологічної надійності у вологих умовах, комбайни з обрізкою гички на корені мають також інший суттєвий недолік – незадовільне поєднанням режимів роботи гичкорізальних апаратів і викопуючих робочих органів, так як оптимальні робочі швидкості копачів значно перевищують діапазон оптимальних швидкостей гичкорізальних апаратів. Оскільки коефіцієнт технологічної надійності залежить від структури функціональних схем машин і послідовності з'єднань робочих органів, то одним із засобів його підвищення є розділення процесів збирання на простіші операції і технологічне забезпечення їх у виробничому процесі, що сприяє 2-3-фазному збиранню урожаю [56, 57, 58].

1.3. Тенденції розвитку бурякозбиральних машин і технології збирання урожаю

Найбільшого розповсюдження набули машини двох типів: для однофазного (комбайнового) та 2-3- фазного (роздільного) збирання врожаю цукрових буряків, які побудовані за принципом зрізання гички на корені.

В кінці ХХ ст. було створено велике розмаїття потужних (150-250 к.с.) високопродуктивних самохідних 6- та 12-рядних (США) гичкозбиральних машин і 6-8- рядних копачів-валкоутворювачів, причіпних та самохідних підбирачів валків для 2-3- фазної технології збирання (Голландія, Франція). Потужні БЗМ все на даний час домінують на ринку та у виробництві у європейських країнах [22].

Частка площ цукрових буряків у ФРН, США, яку тепер збирають самохідними бункерними БЗМ, наближається до 70...90 %. Кількість 1-3- рядних причіпних комбайнів, начіпних і напівначіпних 6-рядних комплексів машин для роздільного збирання цукрових буряків та їх випуск в Європі та США постійно зменшується.

Структура витрат при збиранні цукрових буряків різними машинами показана на рисунку 1.1.

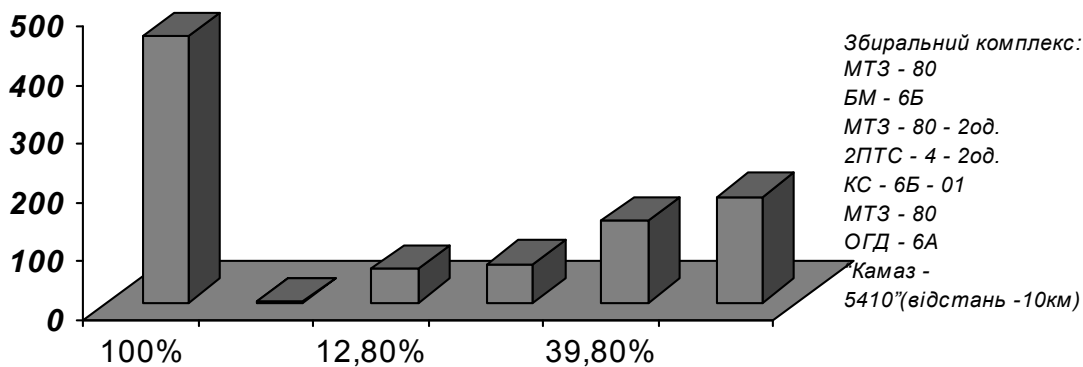


Рисунок 1.1 – Структура витрат на збиранні цукрових буряків (потоківий спосіб) на Україні [22]

Аналіз стану і розвитку конструкцій сучасних БЗМ показує, що самохідні машини розробляють за трьома конструктивними схемами:

а – спеціалізовані машини з власним двигуном (енергетичний засіб – двигун);

б – встановлення трактора на раму машини (енергетичний засіб – трактор);

в – колісне шасі для навішування простих машин і знарядь, що здійснюють процес збирання коренеплодів буряків за суміщеною 3-фазною технологією (технологічне шасі).

Прикладом БЗМ, виконаної за схемою “а” є: вітчизняні гичкозбиральна машина БС-6 та коренезбиральна – КС-6 (КС-6Б), гичкозбиральна – 60РПЗ (Чехія) та інші.

За схемою “б” побудовані: вітчизняна коренезбиральна машина РКС-6, коренезбиральна машина “Парма” (США), деякі взірці 1-2-рядних комбайнів “Кляйне”, “Штоль” (ФРН) та інші. За схемою “в” – комбіновані самохідні БЗМ “Кейс”, “Ерріо” (Голландія, Франція).

Аналіз машин схеми “а”. Переваги:

1) збільшена у 2-3 рази енергонасиченість, оскільки потужності двигунів зростають швидше, ніж потужність тракторів, що можуть бути встановлені на машину, як енергозасіб;

2) наявність резерву потужності забезпечує таким машинам резерв підвищення продуктивності (моральну довговічність конструкції) як завдяки підвищенню робочої швидкості (до 10...11 км/год) і забезпечення роботи на високо урожайній гичці при підвищеній вологості ґрунту; так і завдяки збільшенню ширини захвату машини до 12 рядків;

3) на самохідних машинах з власним двигуном, значно частіше ніж у тракторах, застосовують гідропривод ведучих коліс, а також робочих органів, що забезпечує додаткове підвищення якісних показників і продуктивності у результаті синхронізації технологічного процесу, що виконується, із швидкістю руху машини;

4) на спеціалізованих самохідних машинах кращі умови праці механізатора-водія, а технологічний процес збирання можна повніше вдосконалити з огляду на специфічні властивості культури, що збирається.

Недоліки: висока вартість машин; короткочасна завантаженість машини (сезон).

Аналіз машин схеми “б”. Переваги:

1) менша вартість машини у випадку її комплектування трактором не на заводі-виготовлювачі, а у сільськогосподарському підприємстві.

Недоліки:

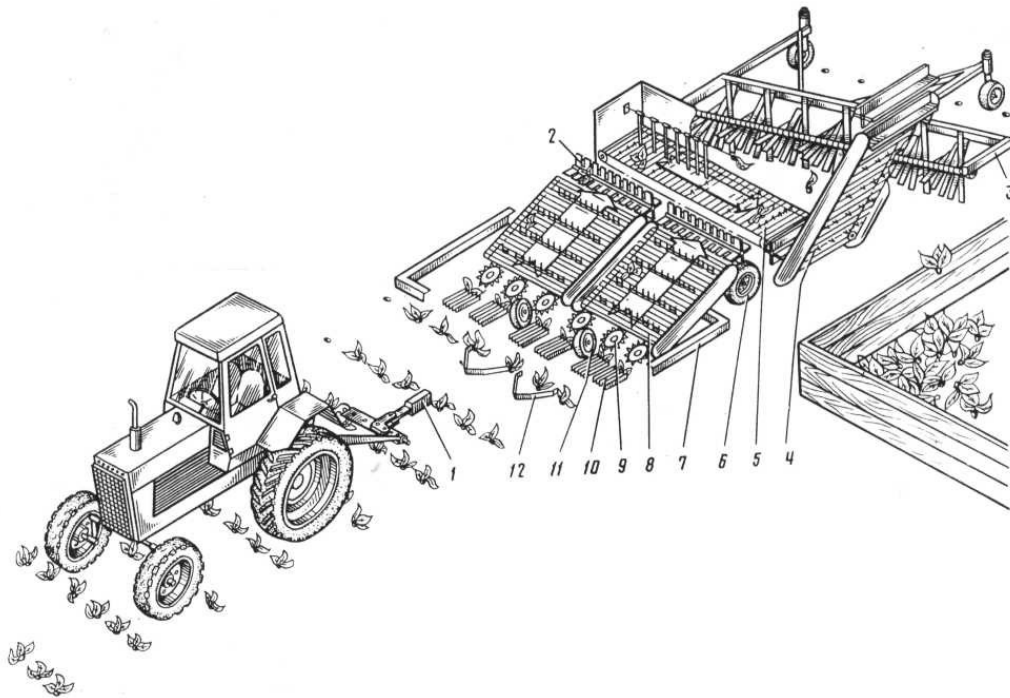
- 1) машини (коренезбиральна РКС-6, буряконавантажувач СПС-4,2) комплектують тракторами на заводі; в умовах господарства, яке вирощує солодкі корені проводити демонтаж трактора з машини недоцільно;
- 2) неможливість збільшення потужності і застосування гідроприводу на хід;
- 3) неможливість побудови раціональної технологічної і конструктивної схеми машини через обмеження конструкціями трактора, що встановлюється на машину.

Аналіз машин схеми “в”. Ця схема є розвитком схеми “а”. Забезпечує зниження вартості вузлів самохідності і машини в цілому завдяки їх раціональнішому використанню на інших, у тому числі, суміщених технологічних операціях [12, 22, 57, 58].

Створені на Україні у 70-х роках і частково модернізовані у 80-х роках минулого століття за прогресивними на той час конструктивно-компоновочними схемами комплекси БЗМ (КС-6, РКС-6, РКМ-6, БМ-6) для роздільного 2-фазного збирання цукросировини, були на той час достатньо досконалими за якістю виконання технологічних процесів та рівнем продуктивності і не поступались зарубіжним аналогам. Пізніше, у 90-х роках створено за зарубіжними аналогами начіпні і причіпні комплекси 6-рядних машин для 2-3-фазного збирання (“Борекс”, “Уманьфермаш”).

Гичкозбиральна машина БМ-6А (рисунок 1.2) призначена для збирання гички цукрових буряків в основній зоні цукросіяння на посівах з міжряддям 45 см. Це 6-рядна причіпна машина з навантаженням гички у транспорт, що пересувається поряд, вона має автоматичне гідрокерування по рядках. Робоча ширина захвату – 2,7 м; робоча швидкість руху на основній операції – 5... 9 км/год [1, 30, 38]. Технологічний процес визначається фронтальним розташування її робочих органів.

Копіри ГРА 10 (див. рисунок 1.2), що насуваються на головки коренів, копіюють їх положення у вертикальній площині, автоматично встановлюють різані ножі 9 на задану висоту зрізу головок коренів.

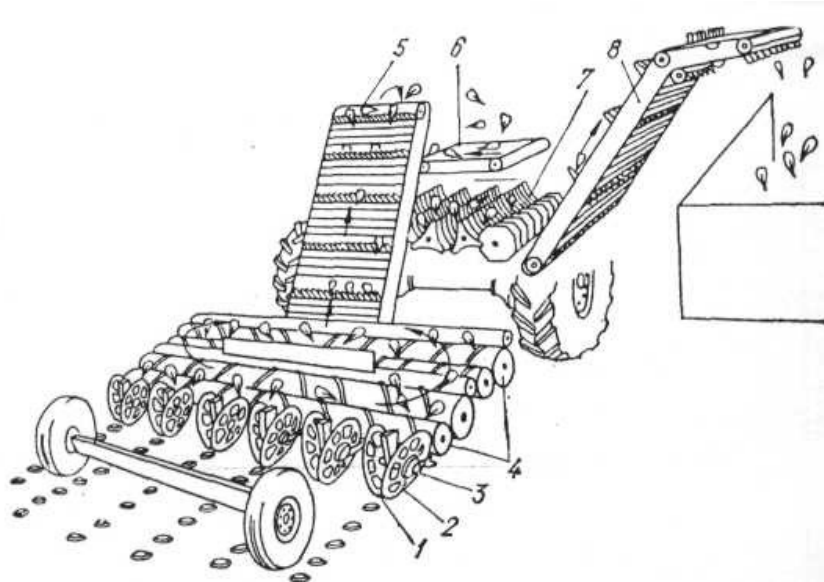


1 – причіпний пристрій; 2 – бітер приймального транспортера; 3 – очисник головок коренів; 4 – транспортер гички навантажувальний; 5 – поперечний транспортер; 6 – ходові колеса; 7 – рама основи; 8 – приймальний транспортер гички; 9 – різальні ножі; 10 – копіри ГРА; 11 – колеса опорні гичкорізальної секції; 12 – копір-направляючі.

Рисунок 1.2 – Технологічна схема БМ-6:

Ножі ГРА, обертаючись, зрізають гичку і закидають її лопатями на приймальний транспортер гички 8, який подає її до бітера 2. Бітер перетрушує гичку і складає її на поперечний транспортер 5. Над поперечним транспортером знаходиться перетрушувач прутковий. Гичка б'ється об прутки, додатково очищається від ґрунту і рівномірно розподіляється по ширині поперечного транспортера. Поперечним транспортером гичка ще раз перетрушується, очищається від ґрунту і бітером подається на розвантажувальний транспортер 4 для навантаження на причіп транспорту, що йде поряд. Обрізані головки коренів доочищуються від залишків листя та гички бичами очисника головок коренів 3 гвинтового типу, які зміщують рештки залишків і гичку на зібрану частину площі [15].

Роздільне збирання цукрових буряків здійснюється комплексом машин: причіпною гичкозбиральною БМ-6 та коренезбиральним самохідним комбайном – КС-6. Технологічний процес роботи машини КС-6 показаний на рисунку 1.3.



1, 2 – відповідно дисковий пасивний і приводний копачі; 3 – редуктор приводу; 4 – шнековий очисник; 5 – поздовжній транспортер; 6 – транспортер бункера; 7 – грудкоподрібнювач; 8 – вивантажувальний транспортер.

Рисунок 1.3 – Конструктивно-функціональна схема машини КС-6:

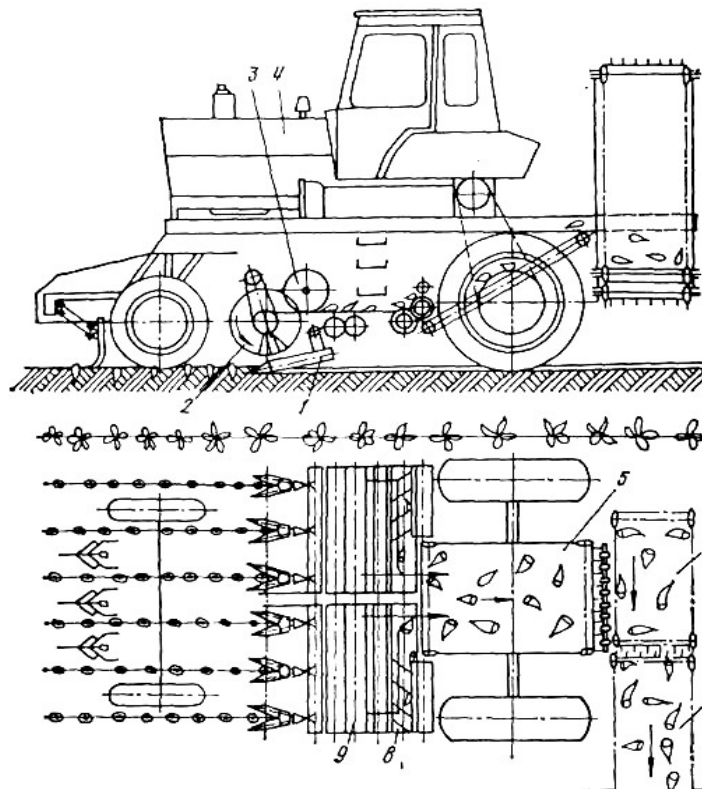
За допомогою автомата водіння по рядках або вручну передні колеса направляють точно по центру міжряддя цукрових буряків. Завдяки цьому, встановлені під кутом один до одного диски копачів 1 та 2 добувають корені з ґрунту і з допомогою бітера перекидають їх на шнековий очисник 4. Під дією шнеків, що обертаються з різними швидкостями, ворох коренів очищається від ґрунту, рослинних рештків і подається на поздовжній елеватор 5. Передаючий бітер сприяє кращому заповненню міжскребкового простору елеватора і тим самим – підвищенню його продуктивності. Елеватор 5 подає корені у бункер, звідки вони горизонтальним стрічковим транспортером 6 переміщуються на перший вал грудкоподрібнювача 7, кулачки якого руйнують і видаляють із вороха коренів грудки ґрунту. Далі корені елеватором 8 вивантажують у кузов автомашини [1].

Конструктивно-функціональна схема коренезбиральної машини РКС-6 (рисунок 1.4) аналогічна схемі комбайна КС-6.

Результати випробувань вітчизняних комплексів машин БМ-6, КС-6, РКС-6, а також машин ФРН, Чехії, Франції, США підтвердили, що 2-фазне збирання буряків залежно від типу ґрунтів можливе, якщо $W^{\circ} \geq 24 \dots 28 \%$ [21].

На вологих суглинках і засмічених полях працездатніші гичкозбиральні машини з активними ГРА і коренезбиральні машини з приводними дисковими копачами (типу КС-6).

На легких і середніх ґрунтах ефективні коренезбиральні машини з роторними (фірма “Вікон”) або роторно-вильчастими копачами (РКС-6). Найбільшу сепаруючу і пропускну здатність, а також технологічну надійність у цих умовах мають очисники із шнеками великого діаметру.



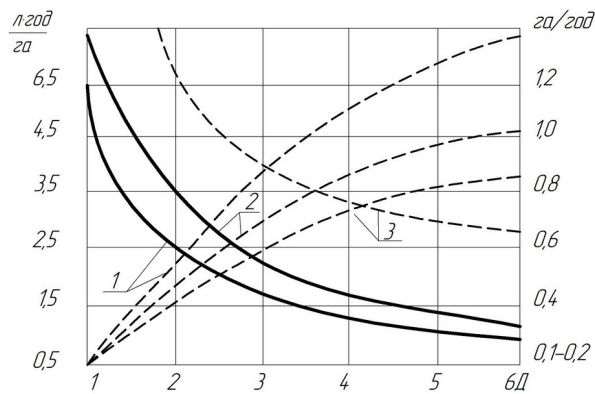
1 – викопуючі вилки; 2, 3 – приймальний роторний коренезабірник;
4 – енергетична установка; 5, 6 – транспортери; 7 – вивантажувальний транспортер;
8, 9 – прутково-шнековий очисник.

Рисунок 1.4 – Конструктивно-функціональна схема коренезбиральної машини РКС-6:

Однак, при $W^{\circ} \geq 26 \%$ якість роботи і пропускну здатність шнекових очисників значно знижується, а кулачкові і пруткові очисники втрачають працездатність внаслідок налипання ґрунту, різкого зниження коефіцієнта сепарації і технологічної надійності. Для високої вологості ґрунту ($W^{\circ} = 26 \dots$

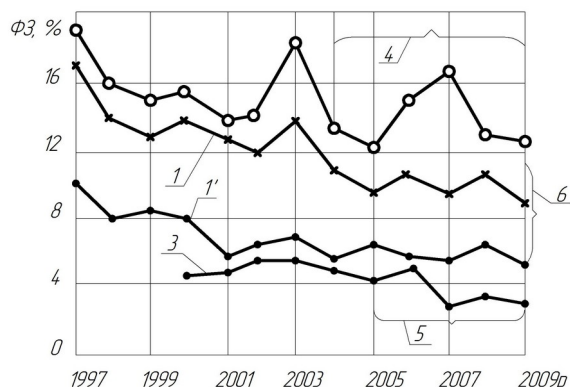
30 %), а також на важких суглинкових ґрунтах через різке зниження технологічної надійності копачі не забезпечують підйом і подачу пласта ґрунту на очисники, яке відповідно не забезпечують якості очищення вороху. У таких умовах різко знижується прохідність важких машин вагою 10...12 т.

Велика кількість одночасно зайнятих при збиранні механізаторів, жорсткі зв'язки між окремими технологічними операціями (збирання гички, доочищення головок і викопування коренів), громіздкість шлейфу обслуговуючих енергетичних і технологічних засобів при 2-фазному потоковому чи перевалочному збиранні, недостатня загальна експлуатаційно-технологічна надійність всього технологічного ланцюга свідчить про вичерпані можливості цього напрямку розвитку БЗМ (рисунки 1.5-1.6).



- 1 – самохідні бункерні комбайни ($Q_B \geq 13 \dots 20 \text{ м}^3$);
- 2 – причіпні бункерні комбайни ($Q_B \geq 8 \dots 17 \text{ м}^3$);
- 3 – начіпні і напівначіпні комплекси машин для роздільного збирання.

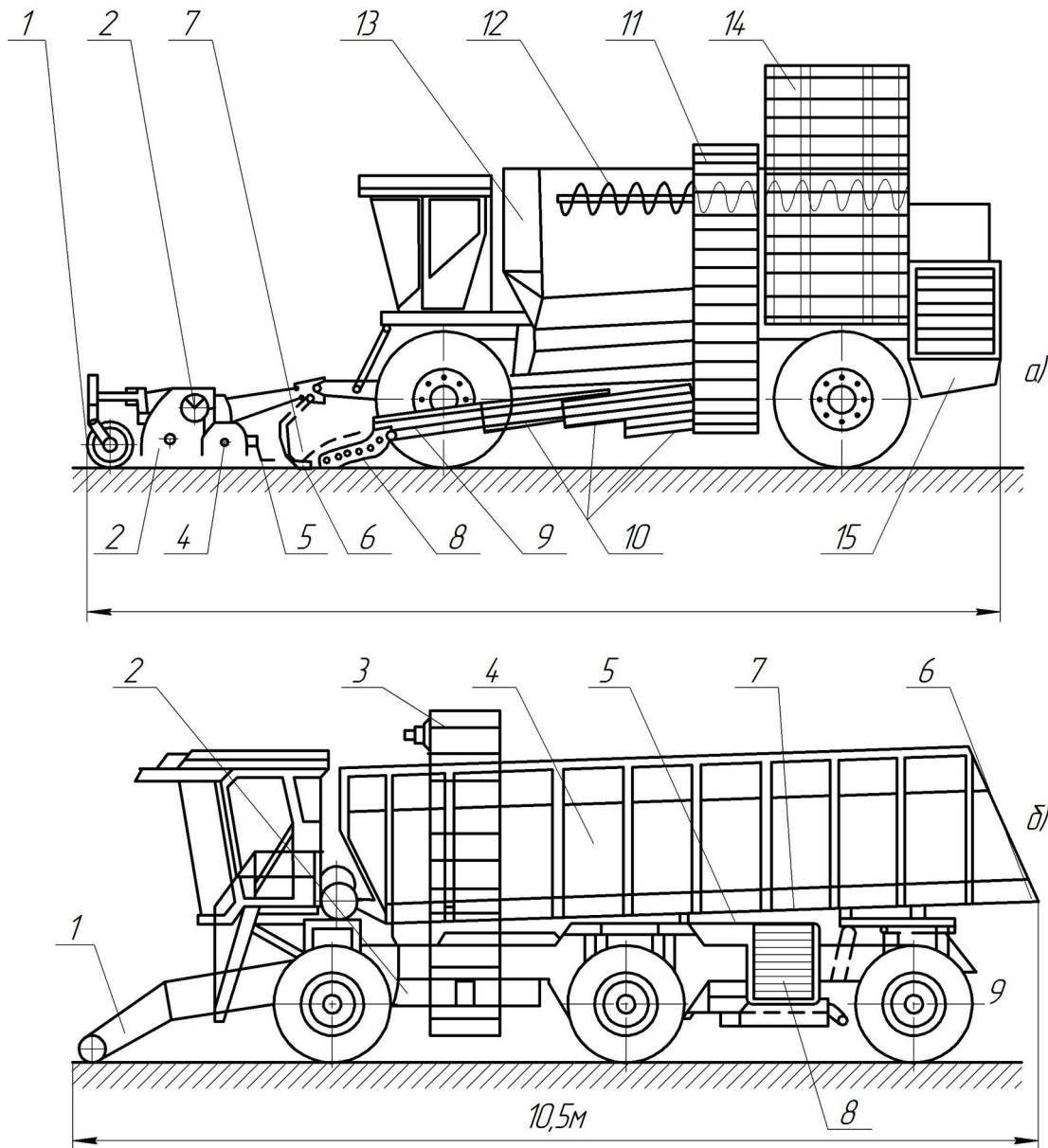
Рисунок 1.5 – Узагальнені залежності трудомісткості (люд/год/га) і продуктивності (га/год) БЗМ від ширини захвату (ряд):



1, 1' – у ФРН відповідно після збирання бункерними БЗМ (у польових кагатах) і після навантажувачів-очисників; 2, 3 – на Саливінківському цукровому заводі (Київська область), відповідно повна фізична забрудненість і забрудненість гичкою та рослинними рештками; 4,5 – перевалочний спосіб збирання з ручною (5) доочищенням.

Рисунок 1.6 – Динаміка фізичної забрудненості цукрової сировини:

Розвиток сучасної елементної бази (надійні і потужні двигуни, гідросистеми, елементи автоматизації), створення компактніших гичкозбиральних модулів з подрібненням і розкиданням гички по полю та потужних очисників вороху сприяли розробці досконаліших самохідних БЗМ бункерного типу для 1-2-фазного збирання (рисунок 1.7).



- a)* 1 – опорне колесо гичкозбирального модуля; 2, 3 – ротор і шнек для суцільного видалення гички; 4 – лопатевий доочисник головок; 5 – пасивний гичкоріз; 6, 7 – лемішний коливальний копач з бітером; 8, 9, 10 – система шнекових, транспортерних і роторно-турбінних очисників; 11 – навантажувальний елеватор; 12 – шнек-розрівнювач; 13 – бункер; 14 – вивантажувальний транспортер; 15 – двигун;
- б)* 1 – прутково-транспортерний підбирач; 2 – турбінно-роторний очисник; 3 – елеватор; 4, 7, 9 – бункер з системою підйому і примусового розвантаження; 8 – двигун.

Рисунок 1.7 – Загальні конструктивні схеми бункерного бурякокомбайна (*a*) і самохідного підбирача валків (*б*):

Обладнання зарубіжних БЗМ транспортерами для збирання гички на корм не здійснюється, як виняток, це виконують на замовлення виробника.

Причиною, зростаючого в Європі попиту на високо продуктивні БЗМ, є спеціалізація господарств і концентрація підприємств переробної промисловості, а також технологічні та економічні переваги таких машин і способу збирання (підвищення якості збирання і продуктивність, особливо у пізні строки у перезволожених умовах, зменшення потреби у механізаторах і технологічному транспорті, скорочення термінів збирання з помітним зменшення фізичної забрудненості (надалі ФЗ).

Еволюція розвитку БЗМ за останні 20 років відбулася у напрямку обладнання їх спочатку бункерами-компенсаторами місткістю 1,3...3 т, а потім, із збільшенням потужності двигунів до 250...300 кВт і створенням ефективних гичкорізальних модулів і очисників, місткість бункерів збільшувалась поетапно до 10...12; 15...18; 20...25 т [21, 22, 57, 58].

Сучасні самохідні БЗМ сконструювали і випускають всі провідні фірми світу: “Кляйне”, “Ропа”, “Холмер” (ФРН); “Франкью”, “Моро”, “Матро” (Франція); “Барігеллі” (Італія); “Гіллес”(Бельгія); “Агріфаг” (Голандія); “Кім” (Данія) та інші.

Технологічні показники роботи вітчизняних БЗМ за останні 15...20 років практично не змінилися і значною мірою визначаються ГРА і викопуючими. На заводи щорічно транспортується практично стільки ж ґрунто-рослинного вороху, скільки виробляється цукру (1,5...2 млн. т.).

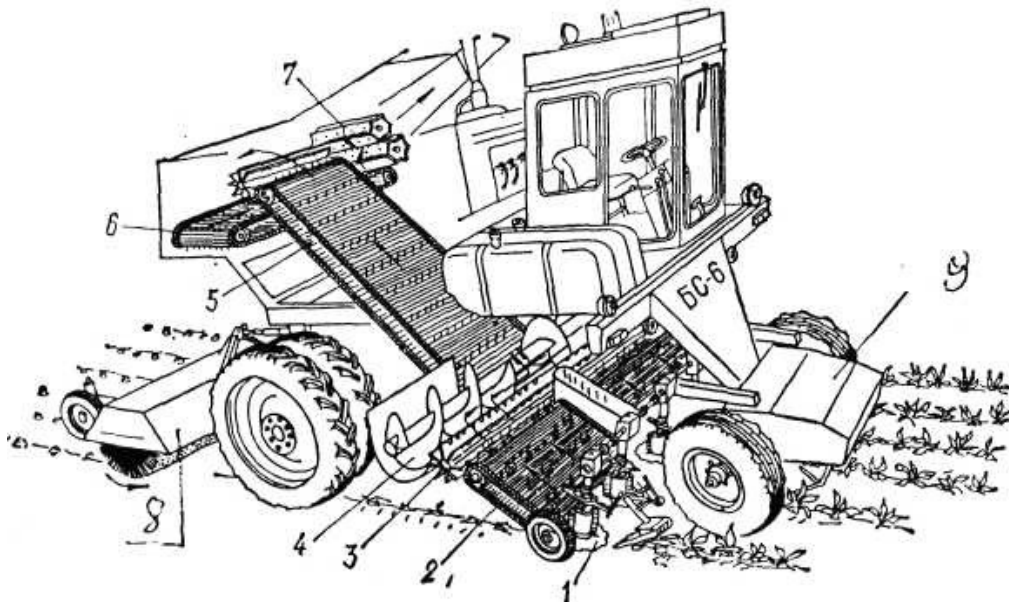
З впровадженням сучасних БЗМ в європейських країнах встановлено жорсткіші вимоги до суттєвого зменшення забрудненості цукрової сировини. Це спонукало машинобудівні фірми обладнати бурякозбиральні машини ефективнішими копачами і потужними очисниками вороху, а фермерів – запроваджувати проміжне польове зберігання зібраного урожаю біля доріг з твердим покриттям і проводити інтенсивну доочистку навантажувачами-доочисниками, що зменшує ФЗ на 40...60 %. Незважаючи на високу вартість при міжгосподарському використанні товариствами фермерів і відповідному

завантаженні (470...740 га) самохідні потужні БЗМ дають змогу значно скоротити строки збирання, зменшити трудовитрати і втрати урожаю. Випуск таких БЗМ щорічно збільшується [57, 58, 59].

1.4. Аналіз машин-аналогів

Існуючі конструкції гичкозбиральних машин можна поділити на причіпні і самохідні (комбайни). У них застосовують фронтально розташовані ГРА з вертикальним валом привода з активними і пасивними ножами, або начіпні чи причіпні гичковидаляючі модулі з горизонтальним валом роторного подрібнювача гички і шнеком для її видалення.

У кінці 70-х років був створений самохідний гичкозбиральний комбайн БС-6 (рисунок 1.8). За конструкцією та розташуванням силового агрегату, мостів керованих та ведучих коліс, механізму керування, з системою подачі палива та мащення, рамою, гідросистемою та інше машина БС-6 повністю уніфікована з модернізованими самохідним коренезбиральним комбайном КС-6Б [1, 11, 12, 30, 38].

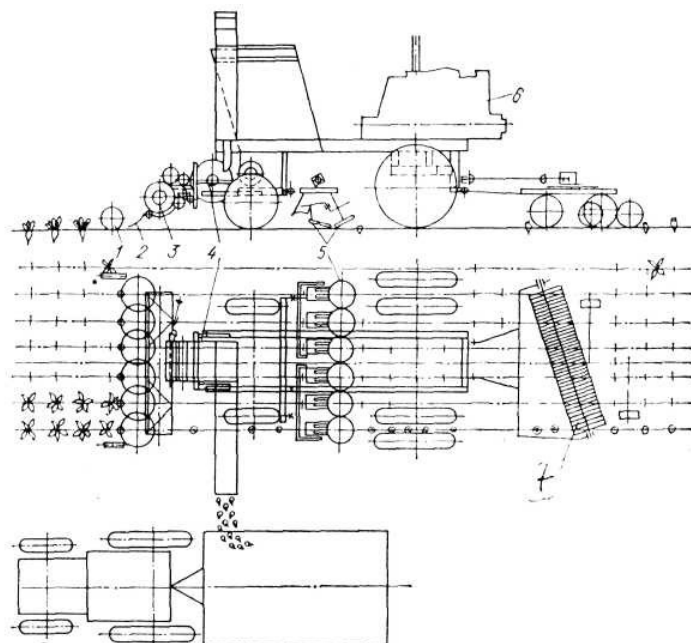


1 – гичкозрізуючі апарати; 2, 5, 6 – транспортери гички; 3, 7 – гичкокидачі;
4 – шнековий транспортер; 8 – доочисник головок; 9 – автомат водіння.

Рисунок 1.8 – Функціональна схема самохідної гичкозбиральної машини БС-6:

Машина БС-6 з допомогою гідромеханічного автомата-водіння 9 направляється вздовж рядків буряків, здійснює копіювання та обрізування головок коренів одночасно на 6 рядках з допомогою гичкорізальних апаратів 1. Ці ГРА порівняно з ГРА на БМ-6 удосконаленні для роботи на швидкості до 10...11 км/год і мають пристрій для централізованого регулювання робочих зазорів із кабіни водія. Зрізані ножами верхівки коренів з гичкою підбираються ланцюговим прутковим транспортером 2, уніфікованим з приймальним транспортером БМ-6; бітер 3 направляє масу гички на поперечний шнек 4, який має зустрічні спіральні навивки. У середній частині деки шнека передбачено вікно, через яке гичка потрапляє на поздовжній 5 елеватор, який піднімає її на верхній поперечний транспортер-очишувач 6 і далі з допомогою гичкокидача 7 гичка подається у транспортний засіб. Доочистка обрізаних коренів здійснюється начіпним доочишувачем головок 8 гвинтового типу з капроновими щітками [1, 11, 30, 38].

У гичкозбиральній машині МБС-6 використано схему з двохстадійним зрізанням гички. Спочатку гичку обрізають роторним гичкорізом, а потім ГРА фронтального типу (рисунок 1.9).



1 – опорне колесо гичкозрізуючої секції; 2 – роторний гичкоріз; 3 – транспортуючий шнек; 4 – гичкокидач пневматичний; 5 – гичкозрізуючий апарат; 6 – енергетична установка; 7 – роторний доочишувач головок.

Рисунок 1.9 – Функціональна схема самохідної гичкозбиральної машини МБС-6 з двох етапним зрізом гички:

Показники технічного рівня гичкозбиральних машин наведені у таблиці 1.6.

Таблиця 1.6

Назва показників	Показники за марками машин					
	“Ерріо” Франція	“Клейс” Голландія	60РЦЗ Чехія	БС-6	КС-6Б	БМ-6А
Спосіб агрегування	самохідні	самохідні	самохідні	самохідні	самохідні	самохідні
Кількість рядків, що збираються	6	6	6	6	6	6
Робочі швидкості, км/год	5-7	5-9	4-8	6-11	5-11	5-9
Продуктивність (га за 1 годину чистого часу) (середньо сезонна)	1,9	немає даних	2,1	2,3	2,3	1,35-2,43
Джерело енергії та потужність, к.с.	двигун до 120	двигун 170-120	двигун 80-100	двигун 150	двигун 150	двигун МТЗ-80
Маса, кг	7400	11500	7750	8200	9200	3100
Тип приводу ведучих коліс	гідро-статичний	гідро-статичний	механічне	гідро-статичний	гідро-статичний	причіп
Тип приводу ведучих коліс	комбіноване збиральне шасі	комбіноване збиральне шасі	спеціалізоване шасі	комбіноване шасі	спеціалізоване шасі	причіп
Керування по рядках	напів-автомат	напів-автомат	напів-автомат.	автомат	автомат	автомат
Умови праці	+	+	+	+	+	+

Переваги і недоліки вітчизняних гичкозбиральних машин.

Гичкозбиральна машина БМ-6. Переваги: використання причіпного енергетичного засобу – трактора МТЗ-80 “Беларусь”; автоматичне керування машиною по рядках. Недоліки: велика кількість витягнутих у довжину шарнірно-з’єднаних вузлів і робочих органів; гичкорізальний апарат працює нестійко; намотування гички на різальні апарати; ковзаюча пара вала ріжучих ножів та вала приводного редуктора; погана доступність при обслуговуванні

ГРА; низька стійкість пруткових транспортерів через їх довжину; великий вильот вивантажувального транспортера; мала продуктивність збирання.

Самохідна гичкозбиральна машина БС-6. Переваги: самохідна машина; велика енергонасиченість; застосування у ведучому мосту гідроприводу на хід; робота машини на підвищених швидкостях з високою продуктивністю, що забезпечує ритмічну роботу у комплексі з КС-6; ГРА забезпечує високу якість обрізки на швидкостях до 11 км/год; централізоване регулювання ГРА; з метою покращення копіювання високих коренів на підвищених швидкостях введена ланка розмикання жорсткого кінематичного зв'язку копіра і ножа; удосконаленні ГРА з малою масою рухомих частин; робота з транспортом підвищеної місткості. Недоліки: використання спеціалізованої машини тільки у сезон збирання; висока ціна машини.

1.5. Опис об'єкту розробки

Темою дипломної роботи є удосконалення і розрахунок шабельних ножів 6-рядної причіпної гичкозбиральної машини БМ-6, призначеної для збирання гички цукрових буряків на посівах з міжряддям 45 см. Машину агрегатують з тракторами класу 1,4 або 3 (МТЗ-80 "Беларусь"). Машина може працювати у середніх і важких умовах з вологістю ($W^o=18...26\%$) на нормальних та засмічених бур'янами (лобода, щирець, в'юнок та ін.) полях.

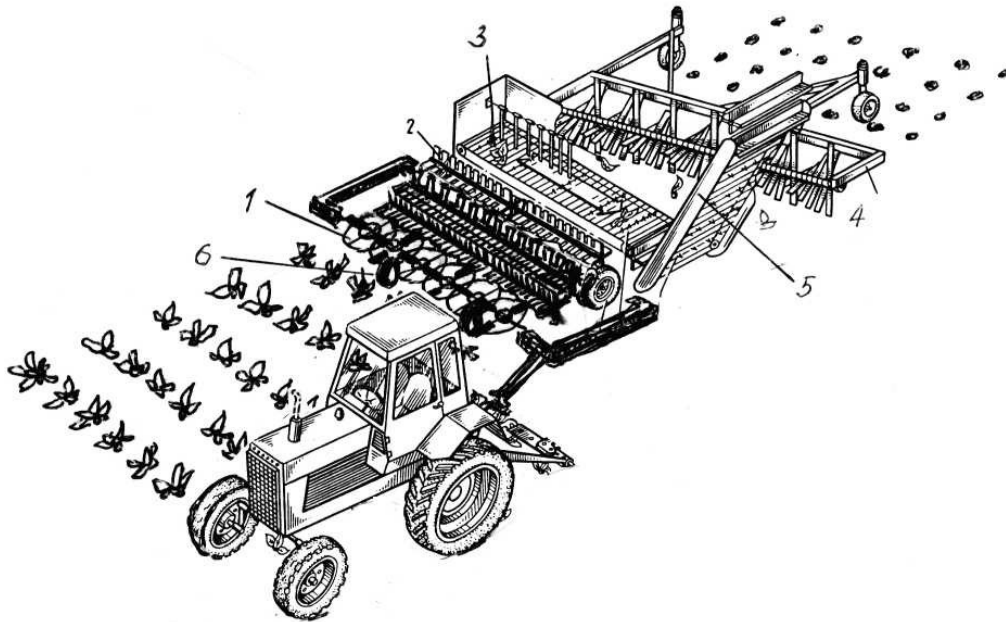
У машині використана технологічна схема з фронтально-розташованим ГРА з активними ножами і доочисником головок коренів (аналог БМ-6А), але при роботі машини енергетичний засіб (трактор) переміщається вже по зібраному від гички полю.

У машині відсутній механізм керування по рядках за допомогою пасивних копирів. Налаштування на зрізання по висоті здійснюють за допомогою механізму в опорних колесах. При роботі ГРА використані шабельні ножі великого діаметру (діаметр 530 мм), які здійснюють суцільне скошування гички по ширині захвату з перекриттям зон різання у рядках і

міжряддях (у машині БМ-6А застосовані ГРА з копірами та дискові ножі діаметром 420 мм, які зрізають тільки гичку у рядках).

Технологічна схема збирання гички машиною БМ-6 з шабельними ножами, показана на рисунку 1.10.

При русі полем тракторист орієнтує поперечне положення машини у рядках, знаходячись у тракторі, що їде по чистому від гички лану, орієнтуючись по рядках коренеплодів, а не по масі зрізаної гички.



1 – ножі; 2 – приймальний бітер; 3 – горизонтальний транспортер; 4 – доочисник головок коренів; 5 – транспортер вивантажувальний; 6 – опорні колеса ГРА.

Рисунок 1.10 – Технологічна схема БМ-6:

При русі полем тракторист орієнтує поперечне положення машини у рядках. Опорні колеса 6 гичкорізальних секцій закріплені до рами гичкоріза і копіюють рельєф ґрунту у міжряддях, забезпечуючи однакову висоту гичкорізальних секцій над рівнем ґрунту. Ножі 1 гичкорізальних апаратів, насуваючись на головки коренів, обрізають гичку і закидають її лопатями на трьохвалковий бітер 2. Бітер перетрушує гичку і скидає її на поперечний горизонтальний транспортер 3. Поперечним транспортером гичка ще раз перетрушується, очищається від ґрунту і бітером подається на вивантажувальний нахилений транспортер 5 для навантаження у транспорт, що йде поряд. Обрізані головки коренів кінцево очищаються від залишків гички бичами очисника гвинтового типу 4, які зсувають рослині рештки та гичку на

зібрану частину поля, відкриваючи корені для збирання коренезбиральним комбайном.

Технічна характеристика гичкозбиральної машини БМ-6 наведена у таблиці 1.7.

Таблиця 1.7

Тип машини		гичкозбиральна
Тип агрегування		причіпна
Число рядків, які збираються		6
Основна ширина міжрядь, мм		450
Конструктивна ширина захвата, м		2,7
Привод		від ВВП трактора
Потужність споживана, к.с.		≈60
Робоча швидкість, км/год		5-10
Транспортна швидкість, км/год		20 (не більше)
Продуктивність (за 1 год чистого часу), га/год		1,4...2,6
Персонал для обслуговування, чол.		1 (тракторист)
Загальна маса, кг		3000±5 %
Ширина колії, мм		1800
Тип ножа ГРА:		активний, дисковий шабельного типу
Автоматизація процесів::		копіювання рельєфу ґрунту, без автоматизації водіння по рядкам (без копіїв коренеплодів)
		обладнання машини системою контролю робочих органів (УСАК)
Транспортери – пруткові з шириною полотна, мм		900
Очисник головок коренів		тип начіпний, гвинтового типу
Колеса ходові:	тип – пневматичні	240...406 (9,0...16)
	робочий тиск у шинах, кГ/см ²	3,2

Будова і робота складових частин машини. Основна рама – це зварна просторова конструкція, на якій монтують всі робочі органи і механізми. Рама спирається на пневматичні ходові колеса. Причіп встановлений з лівої сторони рами, за допомогою шарнірних карданних з'єднань та дишла його приєднують

до трактора. Виставлення рами машини відносно трактора регулюють поздовжніми і поперечними стяжками причепа [15].

Гичкоріз призначений для встановлення різальних апаратів для зрізання гички з коренів буряків, підбору гички і транспортування її на транспортер. Він складається з 2-х окремих секцій. Кожна секція має рухоми зварну рамку, до якої кріплять три гичкорізальні апарати (надалі ГРА). ГРА призначені для зрізання гички з коренів і відкидання її на приймальний бітер, їх кріплять до кронштейнів рами гичкоріза, апарати з'єднанні між собою валом з ланцюговими напівмуфтами. Привод ГРА здійснюється ланцюговою передачею від центрального конічного редуктора. Кожний ГРА складається з конічного редуктора, стійки, вертикального вала з підшипниками, бітера з ступицею та двох шабельних ножів. Крутний момент ножам передається від редуктора валом через ступицю бітера. Ступиця має пази для закріплення шабельних ножів, які встановлюють під штирі-грибки і закріплюють болтовим з'єднанням. На ковпаку бітера є дві лопаті, які відкидають зв'язану гичку на приймальний бітер. На верхній пластині бітера ножа встановлено дві різальні пластинки, які сприяють подрібненню гички і великих стебел бурянів на менші і запобігають намотуванню рослин на вал ГРА.

Приймальний бітер призначений для прийому, очищення від ґрунту та транспортування гички на горизонтальний поперечний транспортер. Три різних за діаметром вали-бітери обертаються на зустріч один одному від ланцюгової передачі ведучого вала.

Транспортер горизонтальний призначений для додаткового очищення гички від ґрунту і транспортування її до вивантажувального транспортера. Складається з ведучого вала, натяжних зірочок, підтримуючих роликів, бітера і полотна, що складається з 2-х замкнутих паралельних гілок втулочно-роликового ланцюга, які з'єднанні між собою прутками та скребками з пружними пальцями. Привод ведучого вала транспортера здійснюється від роздаточного редуктора через ланцюгову передачу [15].

Транспортер вивантажувальний призначений для прийому гички, що поступає з поперечного транспортера, очищення від ґрунту і вивантаження у транспортуєчий засіб. Він складається з трубчастої рами, на якій змонтований ведучий вал, підтримуючі ролики та зірочки, полотно, пристрій для кидання і напрямний козирок. Полотно складається з 2-х замкнутих гілок роликового ланцюга, з'єднаних прутками та скребків. Привод йде від ведучого вала горизонтального транспортера ланцюговою передачею. Кидальний пристрій складається з встановлених один на одному бітерів зустрічного обертання.

Доочисник головок коренів складається з карданної передачі; конічного редуктора; горизонтального вала з капроновими щітками-бичами, які закріплені по гвинтовій лінії; рами з причіпним пристроєм.

1.6. Обґрунтування теми дипломної роботи магістра і постановка завдання на проектування

Сучасні виробничо-технологічні вимоги та вимоги переробної галузі ставлять певні задачі до БЗМ, що визначаються загальними тенденціями процесів виробництва цукросировини, специфічними агробіологічними властивостями вирощування цукрових буряків, що обумовлено зміною сортів, застосуванням точного висіву та хімічних заходів боротьби з бур'янами і т.п.

Важливою вимогою є досягнення максимального кінцевого ефекту, що допускає взаємне компромісне узгодження показників роботи комплексу машин для вирощування цукрових буряків, збирального, вантажно-транспортного і переробного комплексу та експлуатаційних, агротехнологічних та економічних критеріїв.

Через об'єктивне погіршення рівномірності розподілу коренеплодів у рядках, що викликане зменшенням норм висіву, механізованим формуванням насаджень, боротьбою з бур'янами, доцільно пристосувати БЗМ, особливо їх гичкорізальні і викопуючі органи до збирання буряків з підвищеним варіюванням їх агрофізичних характеристик.

Індустріальні методи вирощування цукрових буряків пред'являють до БЗМ підвищені вимоги щодо продуктивності, якості і технологічної надійності робочих процесів, машин і комплексів, а також забезпечення можливості варіювати процесами збирання залежно від ґрунтових та погодних умов, що складаються під час збирання урожаю.

Враховуючи довготривалі строки зберігання і переробки буряків, цукровою промисловістю висуваються вимоги до підвищення кондиційних якостей коренеплодів, головне до їх обрізки, зниження забрудненості гичкою, виконання яких дозволило б суттєво знизити втрати цукру (майже у 2 рази).

Виходячи із способів використання продуктів урожаю цукрових буряків, як сировини для виробництва цукру і кормів для тварин, БЗМ повинні забезпечити [30]: збирання гички і коренеплодів одночасно або роздільно в стислі календарні строки; отримання якісної сировини і кормів – відходи у зрізаних головках коренів не повинні перевищувати 3 %; інші втрати – 2 %; загальна забрудненість – 10 %; повнота збирання гички – не нижче 90 %; високу технологічну надійність (не нижче 95 %) і агротехнічну ефективність у природних умовах, що широко змінюються (при різній урожайності, параметрах насаджень, фізичному стані ґрунту і гички, засміченості полів), у т.ч., при екстремальних умовах (при вологості ґрунту $W^o=26...30\%$, або твердості $\rho=250...580\text{ Н}$ та урожайності 450...700 ц/га); необхідну універсальність щодо можливості застосування різних варіантів механізованих процесів збирання буряків залежно від природно-виробничих умов, що утворюються; інтенсифікація процесів збирання буряків за рахунок зниження жорстких технологічних обмежень робочих швидкостей і пропускної здатності гичко-і коренезбиральних машин; зниження, за рахунок спрощення конструкції, питомої метало- та енергоємності, підвищення загальної надійності (коефіцієнт надійності не нижче 0,95) виробничих процесів.

Для реалізації таких вимог для встановлення раціонального типажу БЗМ, з врахуванням зональних природно-виробничих умов, а також подальшого удосконалення конструкцій робочих органів та загально-компоновочних схем

БЗМ виконується дипломна робота «Обґрунтування параметрів шабельних ножів гичкоріза гичкозбиральної машини БМ-6».

Гичкорізальні апарати (ГРА) БЗМ призначені для зрізання верхньої частини головок коренеплодів з гичкою і подачі їх на транспортер. При цьому із зрізаною частиною повинно усуватися якомога менше цукроносної маси. За сучасними агротехнічними вимогам відходи цукроносної маси з гичкою не повинні перевищувати 5 % від маси коренеплодів, а кількість залишків гички на них – 1,5 % [30].

У даній дипломній роботі запропоновано гичкорізальний апарат з активними ножами шабельного типу. Відсутнє застосування копирів, тому виконується відносно високе зрізування гички, а рештки гички зачищає очисник головок коренів з капроновими щітками гвинтового типу. Його використання забезпечить високу зносостійкість, меншу енергоємність і високу якість роботи машини.

Такий ГРА доцільно використовувати на полях з високою забур'яненістю і добре розвиненою високоврожайною гичкою.

У дипломній роботі необхідно провести відповідні розрахунки для розробленої конструкції гичкоріжучого апарата, розробити технічну документацію, довести економічну доцільність даної пропозиції та розробити заходи з охорони праці при експлуатації машини з удосконаленням ГЗА.

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

Прийняті конструктивні рішення слід відобразити у графічній частині роботи.

У дипломній роботі необхідно виконати комп'ютерне моделювання навантаженості однієї із найбільш навантажених деталей – вала гичкоріза, розробити заходи з екології та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

2. ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

2.1. Енергетичний розрахунок

Оптимізацію параметрів бурякозбирального модуля (надалі БЗМ) доцільно виконувати у 2 етапи:

I – встановити базові параметри за експлуатаційно-економічними критеріями;

II – здійснити енергетичний і динамічний синтез.

На першому етапі обирають відповідну ширину захвату, режими руху, організацію виробничого процесу, в даному випадку – комплекс БМ-6 та КС-6.

На другому етапі встановлюємо допустиму масу машини, необхідну потужність і тип двигуна, кінематичну схему, що забезпечить необхідну продуктивність і сталість руху, високі якість виконання технологічних процесів і можливо меншу енергоємність.

Щоб реалізувати з найбільшим експлуатаційно-економічним ефектом базові параметри машини необхідно встановити оптимальні технічні параметри агрегатів: приведену масу M або момент інерції $I_{\Sigma a}$, потужність двигуна N_e та режими руху за енергетичним і динамічним критеріями.

Зв'язок між основними параметрами машини встановимо з допомогою методів, що застосовуються у теорії подібності [2].

Для цього скористаємося безрозмірним критерієм подібності:

$$P_1 = \frac{N}{G \cdot V_M}; \quad P_2 = \frac{N}{10^2 \cdot Q \cdot B^2 \cdot V_M}. \quad (2.1)$$

Критерій P_1 характеризує динамічні властивості машини, тобто потужність віднесена до маси машини та швидкості її руху, показує її енергонасиченість і певною мірою відображає розгінні якості машини.

Критерій P_2 характеризує енергоємність технологічного процесу, так як знаменник у формулі для її визначення показує масу гички, що потрапляє до машини в одиницю часу з ширини захвату машини.

Обробка значень критеріїв Π_1 та Π_2 методом найменших квадратів дозволила визначити вид їх залежності

$$\Pi_1 = 0,00465 + 2,22 \Pi_2. \quad (2.2)$$

На основі теорії подібності можна допустити, що рівняння, яке описує залежність між критеріями подібності реальних об'єктів, відображає найбільш вірогідне значення тих чи інших параметрів. Тому машини, параметри, яких розташовані ближче до залежності Π_1 (Π_2) мають раціональніші технічні показники.

Підставляючи у рівняння (2.2) вираз для відповідних критеріїв подібності, отримаємо залежність між потужністю двигуна та масою машини, швидкістю руху та ін.

Відповідне значення потужності енергоносія визначимо за формулою [35]

$$N_e = G \left(0,00465 \cdot V_M + \frac{2,2 \cdot V_M}{10^2 \cdot Q \cdot B^2} \right), \quad (2.3)$$

де G – маса машини, $G=3000$ кг;

V_M – швидкість руху машини, $V_M=9$ км/год=2,5 м/с;

Q – урожайність гички, $Q=280$ ц/га;

B – ширина захвату машини, $B=2,7$ м.

Тоді

$$N_e = 3000 \cdot \left(0,00465 \cdot 2,5 + \frac{2,2 \cdot 2,5}{10^2 \cdot 280 \cdot 2,7^2} \right) \approx 43 \text{ к.с.}$$

Необхідним енергоносієм може бути трактор МТЗ-80 “Беларусь”, для якого

$$N_{mp} = N_e \cdot K, \quad (2.4)$$

де K – коефіцієнт запасу енергоємності при екстремальних навантаженнях в природно-виробничих умовах, $K=1,5$ [30].

$$N_{mp} = N_e \cdot K = 43 \cdot 1,5 = 65 \text{ к.с.}$$

За даними тензометрування [23] потужність, яка необхідна для одного різального апарату гичкозбиральної машини БМ-6 дорівнює

$$N_{p.a.} = 1,5 \dots 1,12 \text{ к.с.}$$

2.2. Конструктивні розрахунки

Ефективність збирання цукрових буряків визначається технічною надійністю машин і комплексів, а також умовами роботи механізаторів.

Підвищення тільки одного з показників надійності – коефіцієнта готовності комплексу гичкозбиральної машини БМ-6А та коренезбиральної КС-6 всього на 5 % дозволяє підвищити при середній продуктивності сезонний наробіток на 17...22 га [12].

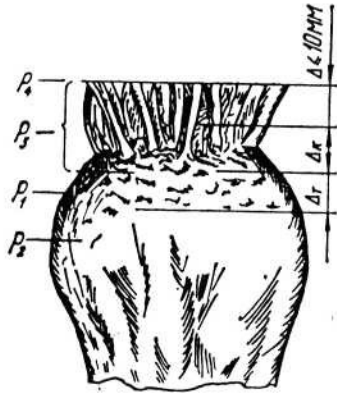
Важливе значення у підвищенні надійності машин має правильний вибір конструктивних вирішень робочих органів і вузлів машин залежно від реальних ґрунто-кліматичних умов роботи.

Основними факторами, що визначають надійність БЗМ є забезпечення високої зносостійкості і зниження динамічного навантаження гичкорізальних, викопуючих, очисних і транспортуючих робочих органів, а також ланцюгових і карданних передач приводних механізмів.

Низьку надійність мають полотна пруткових транспортерів машини КС-6 (200...400 га тобто 1,5...2 роки роботи) через перетирання (зношення) прутків транспортерів. Значно меншу надійність мають гичкорізальні апарати, транспортери і очисники машини БМ-6.

Гичкоріжучі апарати (ГРА) БЗМ призначені для зрізання верхньої частини головок коренеплодів з гичкою і подачі їх на транспортер. При цьому

із зрізаною частиною повинно усуватися якомога менше цукроносної маси. За сучасними агротехнічними вимогами відходи цукроносної маси з гичкою не повинні перевищувати 5 % від маси коренеплодів, а кількість залишків гички на них – 1,5 % [14, 30]. Ці вимоги виконуються у тому випадку, якщо у основній кількості коренеплодів площа зрізу проходить у зоні коронки або “сплячих”



вічок ($\Delta_k + \Delta_T$), такі коренеплоди вважають нормально обрізаними (рисунок 2.1).

Рисунок 2.1 – Класифікація показників якості обрізки коренеплодів:

P_1 – нормальна обрізка; P_2 – низька; P_3 – висока;
 P_4 – незадовільна обрізка.

У процесі розвитку ГРА найбільше поширення отримали два типи – апарати, що зрізають активними і пасивними ножами. У конструкцію ГРА входять ніж, копир і механізм зв’язку між ними. Найбільш поширені варіанти копирів у нашій країні – гребінчасті, а за кордоном – дискові.

Через те, що коренеплоди цукрових буряків розташовані відносно рівня ґрунту на різній, у загальній випадковості, висоті, копир, пересуваючись по головках, виставляє ніж на необхідну висоту обрізки почергового для кожного коренеплоду.

За кордоном (Франція, Німеччина) у поєднанні з ГРА застосовують роторні пристрої для попереднього видалення основної частини гички, після чого ГРА зрізає верхечки коренеплодів (двостадійний спосіб обрізки).

У вітчизняних БЗМ найчастіше застосовують ГРА (рисунок 2.2), що складається з активного дискового ножа 8 і пасивного гребінчастого копіра 2, кінематично зв’язаних між собою багатоланковим механізмом. Принцип роботи такого ГРА: при русі машини вздовж рядків колесо 1 копіює мікрорельєф поля у міжряддях і утримує ніж на заданому рівні над ґрунтом у рядку.

При зустрічі з високим коренеплодом копір нахиленою гребінчастою поверхнею ковзає по верхівці головки кореня, піднімаючи ніж на висоту, необхідну для нормальної обрізки. Товщина частини головки, що видаляється, визначається вертикальним зазором між лезом ножа і опорною поверхнею копіру (розмір ϵ). Зрізана гичка закидається лопатями бітера 9 на приймальний транспортер 10, а копір і ніж, залежно від положення наступного коренеплоду, виконують його копіювання і обрізку або опускаються у вихідне положення.

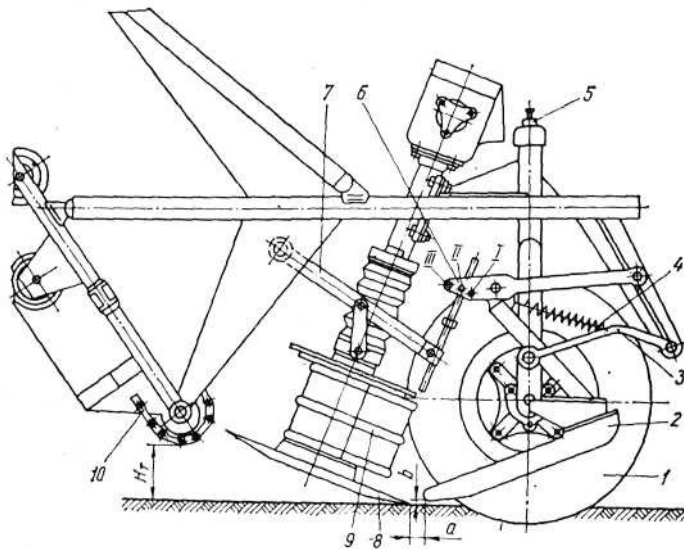


Рисунок 2.2 – Конструктивна схема ГРА машини БМ-6:

- 1 – опорне колесо; 2 – копір;
- 3,7 – механізм підвіски копіра і ножа;
- 4 – навантажувальна пружина;
- 5 – регулюючий гвинт опорного колеса;
- 6 – механізм регулювання горизонтального і вертикального зазорів між ножем і копіром;
- 8 – ніж; 9 – бітер гички;
- 10 – транспортер гички.

Рухомі частини ГРА

коливаються з обмеженою частотою. Тому для забезпечення необхідної швидкості системи використовують навантажену пружину 4, що протидіє відриву копіра і ножа від головки у момент удару всієї системи у нижнє положення після обрізки чергового, більш високого коренеплоду [12, 30].

Оскільки БЗМ у процесі роботи переміщається вздовж рядків буряків по гону, то кожний її ГРА обробляє один рядок незалежно від інших апаратів. Достатньо розглядати роботу одного ГРА, як поступальні одним за одним цикли, протягом кожного з яких проводиться обрізка одного коренеплоду. Траєкторія руху ГРА складається з руху його відносно рами машини і переносного руху разом з БЗМ.

Для аналізу динаміки і кінематики копіювання і обрізки окремого коренеплоду цикл процесу доцільно розбити на 3 фази: перша – з моменту дотику копіра з головою до початку його руху відносно рами машини

(підйому); друга – рух копіра і ножа (підйом) відносно несучої рамки; третя – зріз верхівки головки [12, 30, 59,61-62].

Перша фаза і початок другої супроводжується дією на коренеплід зі сторони копіра великих статичних і динамічних сил, у результаті чого коренеплід може бути вивалений із ґрунту і у наступному пошкоджений ножем, а пізніше і копачами.

У процесі обрізки коренеплодів можна побачити, з допомогою швидкісної кінозйомки, зминання і відгин зрізуваної частини, у результаті чого на поверхні зрізу до 15...30 % коренеплодів мають тріщини або сколи [12].

При високій врожайності, добре розвинутій гичці і вологих умовах (Прибалтика) переважно застосовують ГРА з активними копірами, оптимальна швидкість яких складає 1,3...1,5 м/с при невисоких (4...5 %) втратах цукроносної маси у головках. Для типових умов лісостепової зони України вигідніше використання ГРА з гребінчастим копіром і активним ножем. Така конструкція дозволяє знизити масу і підвищити оптимальну швидкість машини до 7,2 км/год [30,61, 62].

Завдяки удосконаленню конструкції очисника головок робочі швидкості БЗМ можуть бути підвищені до 10 км/год.

Якісна обрізка коренеплодів значно залежить і від конструкції ножа. Тильна його частина повинна мати таку форму, щоб після закінчення обрізки високого коренеплоду ніж міг вільно опуститися у нижнє положення. Для цього траєкторія OO_1 точки O ножа (штрих-пунктирна лінія) у його русі відносно коренеплоду не повинна пересікатися з тильною стороною ножа (рисунок 2.3).

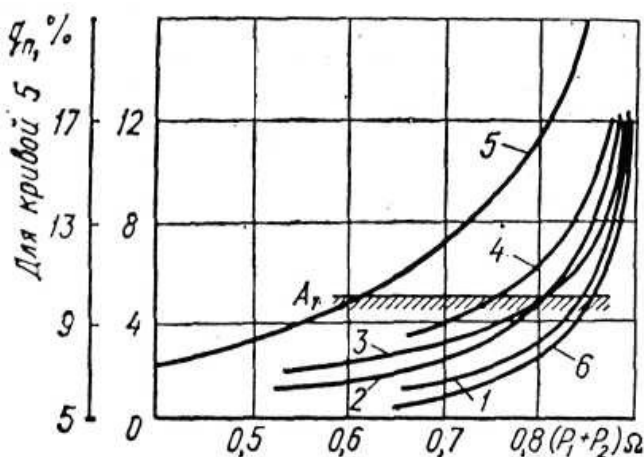


Рисунок 2.3 – Залежність відходів цукрової маси із зрізаними головками у гичку від кількості коренеплодів, придатних для здавання на завод, при оптимальних режимах роботи гичкозрізуючих апаратів:

- 1 – дисківий копір; 2 – гребінчастий копір;
- 3 – дисківий вирівнювач;
- 4 – полосовидний копір; 5 – без копіра;
- 6 – двухетапна обрізка.

У центрі ножа виконують западину і встановлюють під кутом ψ_n , у результаті чого забезпечується закидання дисковим ножом зрізаної гички на приймальний транспортер (рисунок 2.4).

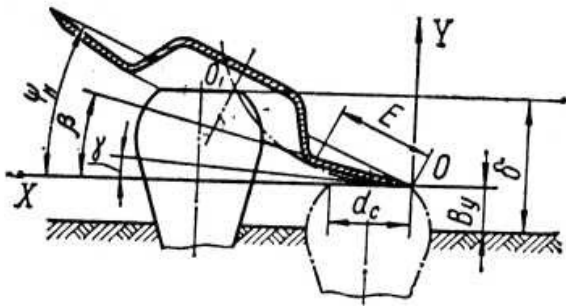


Рисунок 2.4 – Форма і основні параметри дискового ножа

При недостатній величині кута ψ_n гичка погано захоплюється транспортером і губиться на полі. Занадто великий кут також небажаний, так як при цьому погіршується точність обрізки коренів по висоті, зміщених у сторону від осьової лінії ножа. З тієї ж причини збільшується і кількість косих зрізів.

Якість обрізки залежить від геометрії леза ножа. Щоб зменшити можливість сколів при обрізці головки, передній кут різання β бажано обирати якомога меншим. Однак, зменшення β менше 12° небажано, так як при цьому лезо ножа буде швидко затуплюватися і зношуватись. Задій кут слід обирати близьким до нуля, але не менше 0° при $\gamma > 0^\circ$ одержують косі зрізи головок згори вниз за ходом машини, а при $\gamma > 0^\circ$ – косі зрізи знизу вгору. Ширина робочої зони ножа E повинна бути не менше максимального значення діаметра частини головки, що зрізається [12, 30, 61,62].

У машині БМ-6 прийняті параметри: $\beta=12^\circ$, $\gamma=3^\circ$.

Для зменшення впливу на якість обрізки поперечних зміщень коренеплодів відносно осі ножа і поліпшення підбору гички діаметр ножа доцільно приймати якомога більшим, однак його величина, окрім механічної міцності і жорсткості, обмежується також шириною міжрядь посіву. У машині БМ-6, розрахованій на міжряддя шириною 450 мм, діаметр ножа дорівнює $D_n=420$ мм. Швидкість ножа рекомендовано приймати $V_n=13...14$ м/с [30].

Для роботи ГРА на БМ-6 спочатку застосовувались штамповані дискові ножі з приклепаними різальними стандартними сегментами для жаток зернозбиральних комбайнів, згодом почали застосовувати штамповані ножі з твердосплавною напайкою сормайттом на ріжучій кромці ножа.

При умові погіршення параметрів насаджень, а також при значній забур'яненості посівів одним із радикальних напрямів удосконалення конструкцій ГЗМ є пошук ефективніших конструкцій ГРА та очисників головок коренів.

При розробці нових конструкцій необхідно врахувати, що з однієї сторони обрізка головки кореня небажана і негативно відображається на зберіганні і не може бути виправдана ні з економічної (недобір урожаю 5... 8 %), ні з технологічної точки зору, а з другої – досягнення високих кондицій завдяки плоскій обрізці має жорсткі обмеження на втрати цукрової маси. У той же час наявність на головках великої кількості черешків та листя негативно відображається на зберіганні (загнивання) і переробці сировини.

Враховуючи специфічні механіко-технологічні властивості зв'язків гички з коренеплодами, що легко руйнуються при дотичному прикладанні навантажень, можна зробити висновок, що техпроцес відокремлення гички доцільно здійснювати комбінованим (двостадійним) способом, що включає грубу обрізку гички з частковою обрізкою головок без їх пошкодження [11, 12].

На цій основі були встановлені загальні закономірності процесу видалення гички і черешків з головок із застосуванням деформацій зсуву з одночасним згином, а також розроблені механічні прийоми видалення фрикційною поверхнею, яка створює дотичні зусилля шляхом розділеного навантаження від поля відцентрових сил [30].

В удосконалюваній гичкозбиральній машині БМ-6 застосовуємо ГРА з «шабельними» ножами [51], які при збільшених швидкостях різання ($V_p=22... 26$ м/с) створюють ефект різання з ковзанням, у результаті чого зменшується лобовий опір різанню і число сколів. Різальний дисковий шабельний ніж приймаємо діаметром $D=530$ мм, що перебиває ширину міжрядь 450 мм і тому розташовуємо їх за схемою, показаною на рисунку 2.5.

На основі вище викладеного у машині БМ-6 прийняті найбільш раціональні значення: $\alpha_0 = 20^\circ$, кліренс приймального транспортера $H_m = 95$ мм. На машині застосовано ГРА з активними ножами. Відсутнє застосування

копіїв, тому виконується відносно високе зрізування гички, а рештки гички зачищає очисник головок коренів з капроновими щітками гвинтового типу. Його використання забезпечить високу зносостійкість, меншу енергоємність і високу якість роботи машини.

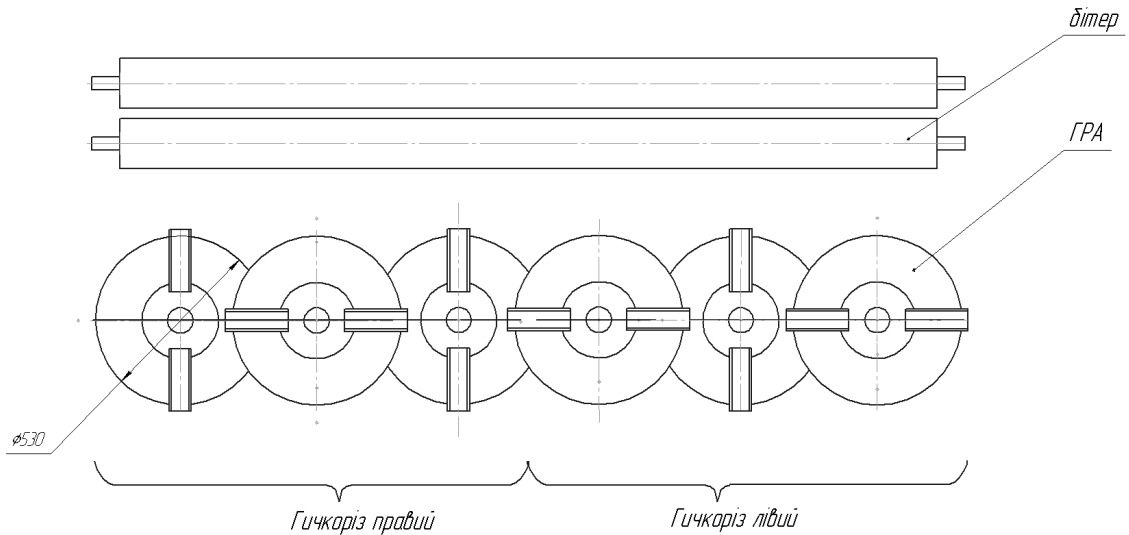


Рисунок 2.5 – Схема установки шабельних ножів на ГРА БМ-6

Для шабельних ножів приймаємо такі конструктивні параметри:

- ширина ножа $b=60$ мм $< d_{\text{кmin}}=70$ мм;
- довжина ножа $l=145$ мм $> d_{\text{кmax}}=122$ мм;
- кут заточки (по 3 сторонах) $\beta=30^\circ$; $\gamma=0^\circ$.

Конструктивне виконання шабельного ножа показано на рисунку 2.6.

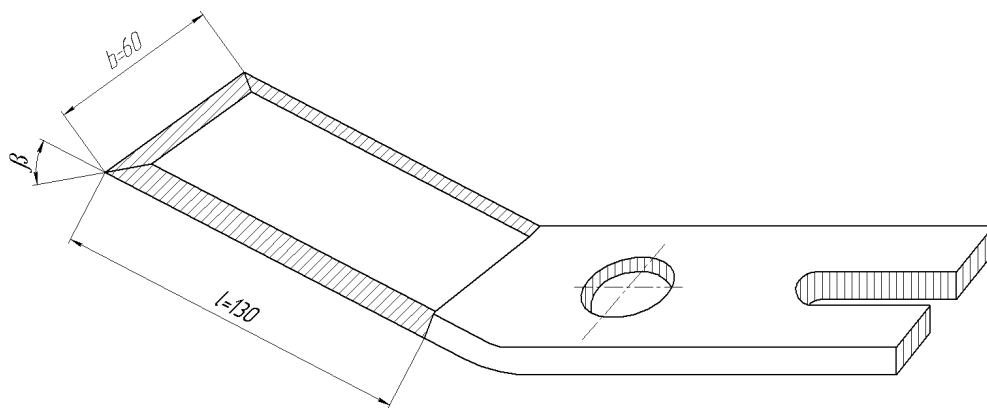


Рисунок 2.6 – Ніж шабельний

Загальний вигляд машини БМ-6 з удосконаленим гичкорізом з шабельними ножами показаний у графічній частині роботи і на рисунках 2.7-2.8.

50

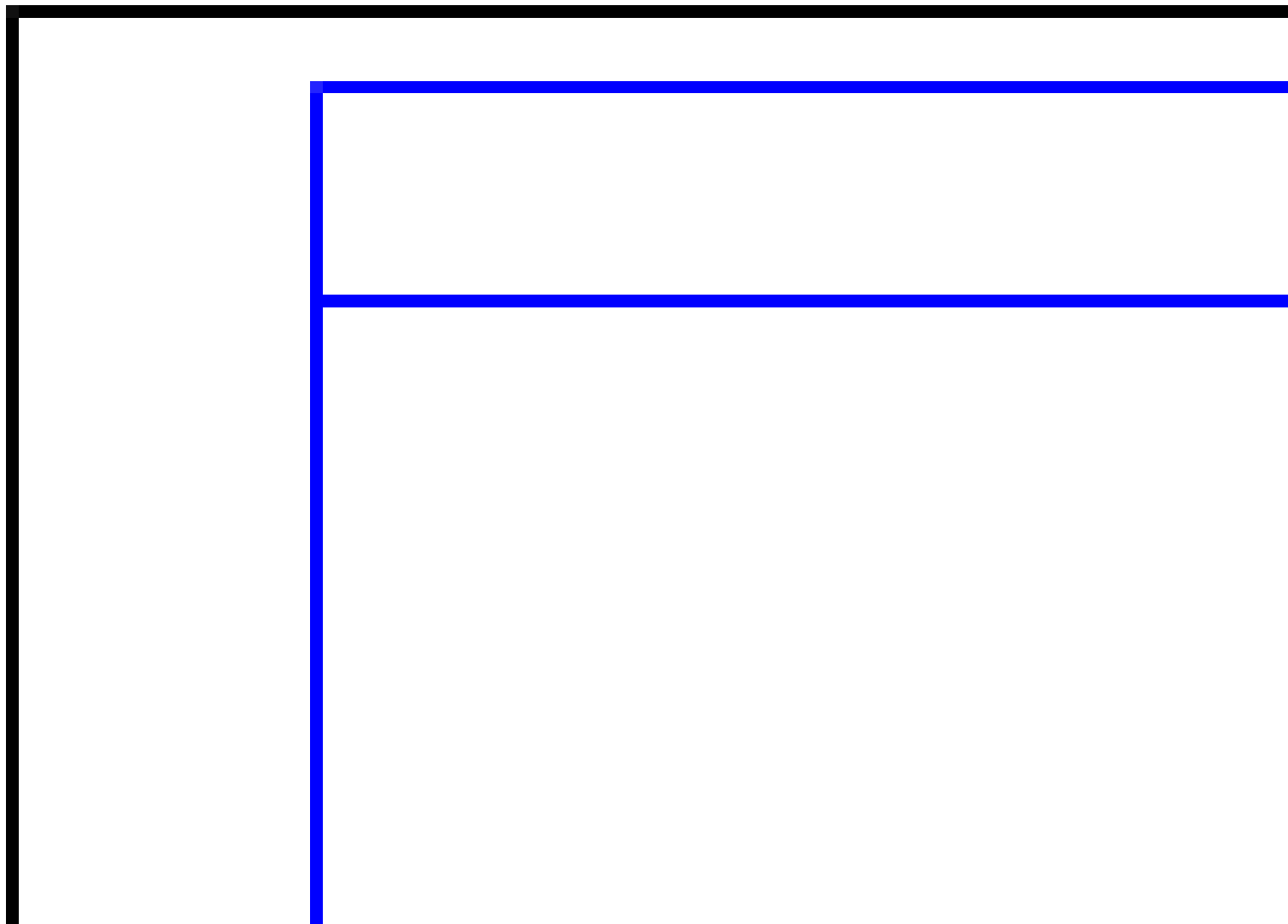


Рисунок 2.7 – Гичкозбиральна машина БМ-6 з шабельними ножами (вид спереду)

51

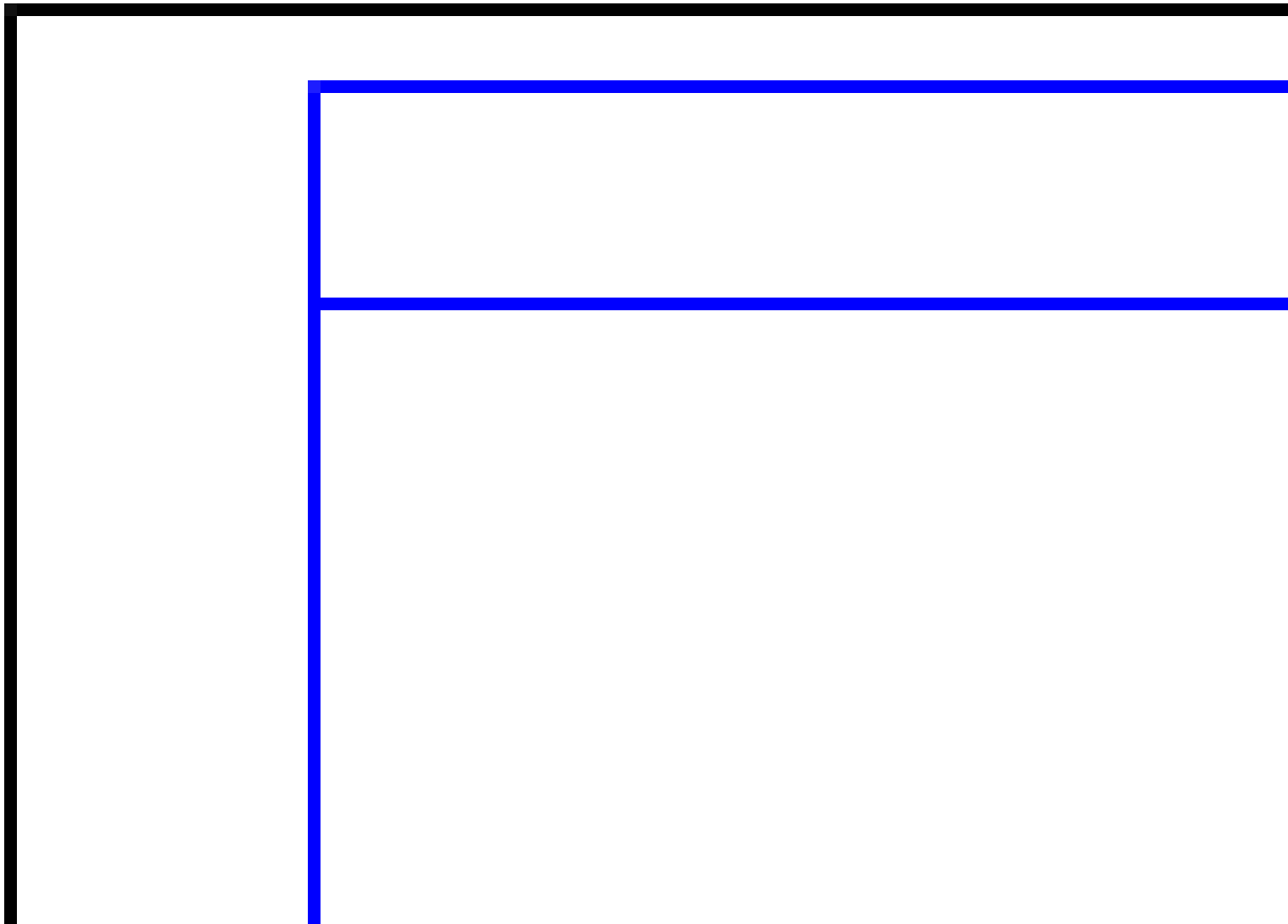


Рисунок 2.8 – Гичкозбиральна машина БМ-6 з шабельними ножами (вид зверху)

2.3. Кінематичний і силовий розрахунок

У сільськогосподарських машинах зв'язок елементів передач і механізмів, що рухаються, є доволі складним. Оскільки такі елементи входять до складу привода для здійснення робочих рухів, то кінематичний зв'язок машини означає структуру цього привода.

Кожний зв'язок складається з однієї або декількох механічних, електричних, гідравлічних та інших кінематичних ланцюгів, через які здійснюються необхідні виконавчі рухи. необхідний також зв'язок між виконавчими ланками машини і зв'язок цих ланок з джерелом руху (приводом).

Кінематична структура машини залежить від геометричної форми, розмірів оброблювальної культури і методу обробки. Чим менше необхідне число виконавчих формоутворюючих рухів, тим менше кінематичних ланцюгів у структурі машини, тим простіша його кінематика і конструкція. Суттєве значення мають інші фактори, наприклад, точність збирання, динаміка різання, умови обслуговування машини, а також економічні фактори [57, 58].

Розробка кінематичної схеми сільськогосподарської машини починається зі складання ескізних варіантів структурних схем, на яких виконують попереднє взаємне пов'язання рухів робочих органів проектованої машини.

За обраним варіантом структурної схеми (рисунок 2.9) і відповідним кінематичним розрахунком ланцюгів, а також, виходячи із загальної компоновки робочих органів машини, складають кінематичну схему. На ній конкретно вказують кожну кінематичну ланку. При цьому можливі різні поєднання і групування проміжних механізмів залежно від конструкції машини.

При складанні кінематичної схеми с.-г. машини необхідно забезпечити:

- а) задану продуктивність машини, встановивши відповідні швидкості руху робочих органів;
- б) оптимальну автоматизацію машини;
- в) високий к.к.д. машини (застосування передач з короткими кінематичними ланками з малим числом кінематичних пар – джерелом втрат на

тертя, повним відключення кінематичних передач, які не беруть участі у даній момент у трансформації руху; використання підшипників кочення; застосування системи примусового змащення);

г) технологічність конструкції;

д) максимальне використання нормалізованих, стандартних і уніфікованих деталей.

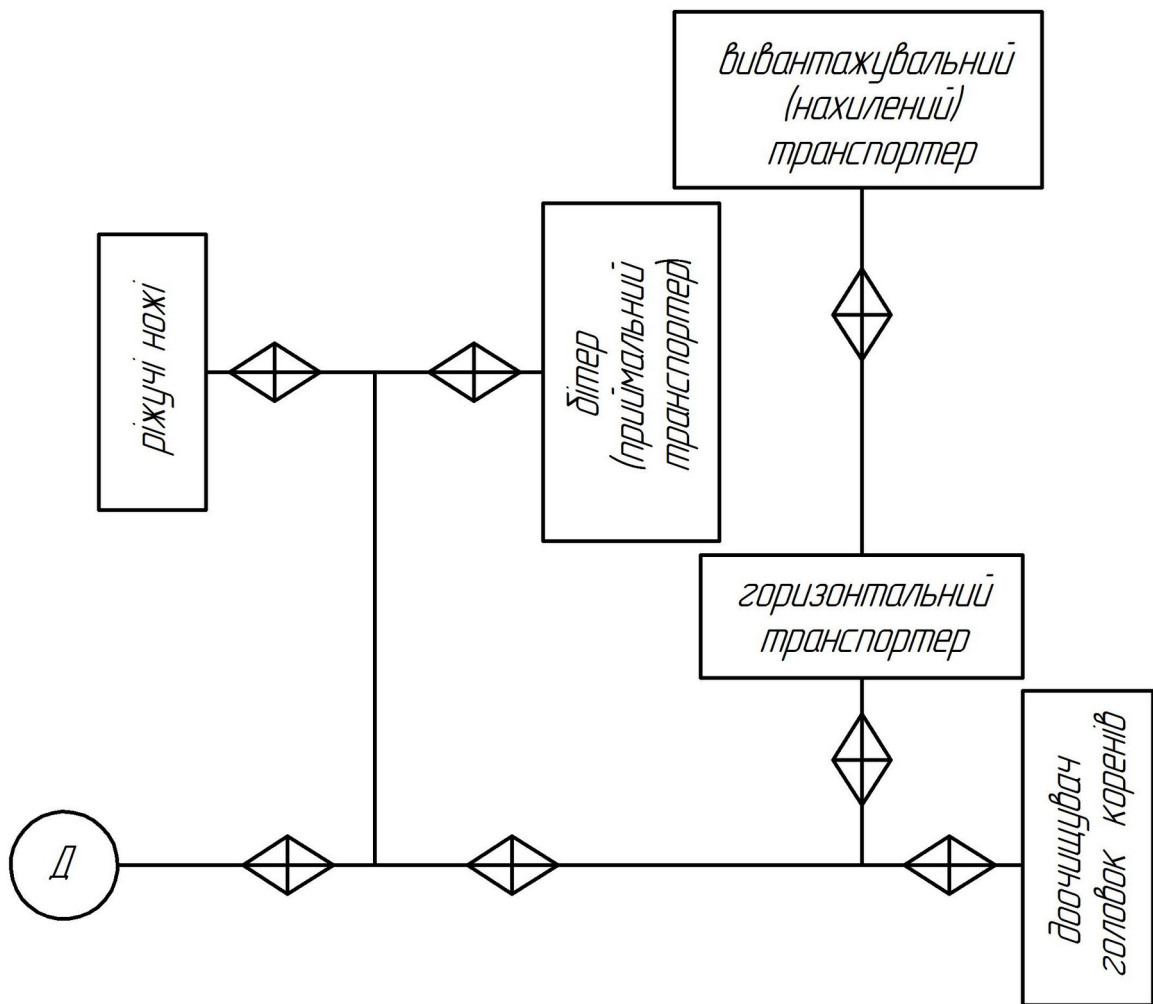


Рисунок 2.9 – Структурна схема гичкозбиральної машини БМ-6

Джерелом руху сучасних с.-г. машин є двигуни внутрішнього згорання, які встановлюють безпосередньо на машині – самохідні комбайни, або на енергетичному засобі – тракторі, тоді с.-г. машина є причіпною. Тепер також почали застосовувати гідродвигуни цільового призначення. У таких випадках спрощуються кінематичні ланцюги, умови управління машиною і переведення її на автоматичну дію. Однак не завжди можливе застосування коротких

кінематичних ланцюгів (гідродвигун – робочий орган) з індивідуальними джерелами енергії, що пов’язане з економічними факторами розвитку підприємств с.-г. машинобудування у країні.

Кінематична схема гичкорізальної машини БМ-6 з щабельними ножами показана у графічній частині дипломної роботи і на рисунку 2.10.

Кінематичний розрахунок удосконаленої у дипломній роботі гичкорізальної машини виконаємо з огляду на те, що рядність гичкозбиральної машини БМ-6 повинна дорівнювати рядності коренезбиральної машини КС-6 (6 рядків) та з розрахунку пропускної здатності всіх її транспортуючих органів.

Гичкорізальний апарат. Діаметр ножів машини БМ-6 $D_H=420$ мм, обумовлений шириною міжрядь посівів цукрових буряків, що дорівнює 450 мм.

За рекомендаціями академіка Василенка П.М. [30] при конструюванні БМ-6, яка застосовується при збиранні цукросировини з доглянутих ланів, задавались швидкістю зрізання $V_{зр}=14$ м/с. Число обертів ножа n_H машини БМ-6 визначимо з формули [4, 8]

$$n_H = \frac{V_{зр} \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot D} \quad (2.5)$$

Підставивши дані, отримаємо

$$n_H = \frac{14 \cdot 60 \cdot 1000}{3,14 \cdot 420} = 636 \text{ об/хв.}$$

За кінематикою від ВВП трактора ($n_T = 540$ об/хв) кінематичне рівняння приводу ріжучого ножа машини-аналога дорівнює

$$540 \cdot \frac{23}{22} \cdot \frac{16}{19} \cdot \frac{28}{20} = 675 \text{ об/хв} = n_{\text{ножа}} .$$

Із збільшенням швидкості різання значно зменшуються зусилля, необхідні для зрізання с.-г. культур. Тому при проектуванні кінематичного ланцюга приводу ГРА машини БМ-6, яка працює на підвищених поступальних швидкостях та на ланах із забур’яненними рядками, підвищуємо і швидкість ножа [30].

55
4

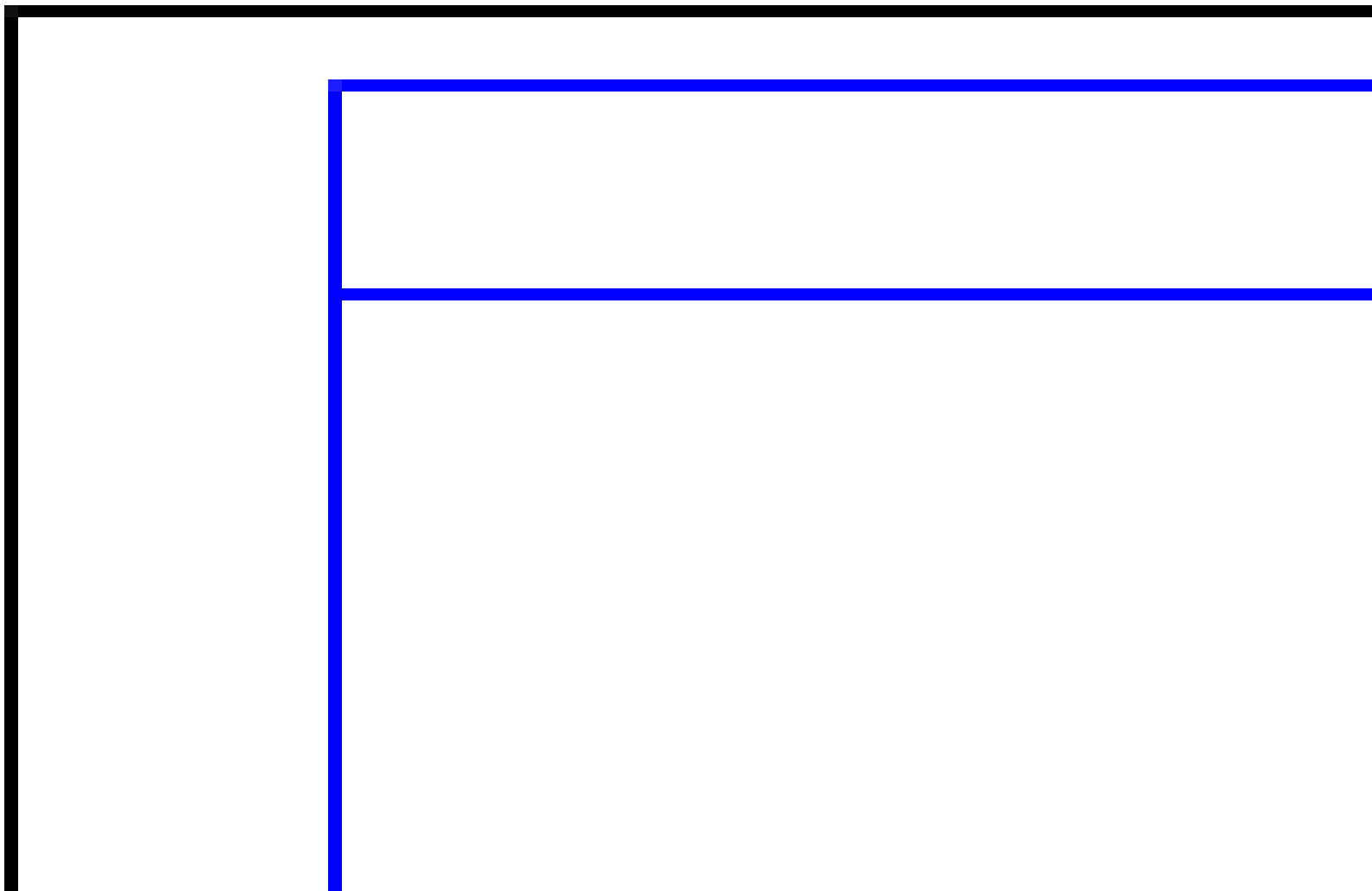


Рисунок 2.10 – Кінематична схема гичкозбиральної машини БМ-6

При застосуванні у ГРА ножів шабельного типу діаметром 530мм з шахматним розташуванням задаємося швидкістю різання $V_{зр}=24$ м/с. За формулою (2.5) знаходимо число обертів ножа

$$n_H = \frac{24 \cdot 60 \cdot 1000}{3,14 \cdot 530} = 800 \text{ об/хв.}$$

Рівняння кінематичного балансу від ВВП трактора ($n_T = 540$ об/хв) буде таким

$$540 \cdot \frac{20}{20} \cdot \frac{17}{17} \cdot \frac{17}{15} \cdot \frac{28}{20} = 875 \text{ об/хв} = n_{\text{ножа}}.$$

Транспортери. При проектуванні транспортерів гичкозбиральної машини їх продуктивність вибираємо, виходячи з експлуатаційних вимог.

Продуктивність за час чистої роботи машини 1,4...2,8 га/год, або при урожайності гички 300 ц/га – 48,6...72 т/га. Об'ємна вага гички 0,3 т/м³.

Пропускна здатність транспортерів при швидкості переміщення гички $V_T=2$ м/с повинна забезпечувати проходження потоку гички.

Кінематичний ланцюг приймального транспортера (бітера):

$$540 \cdot \frac{20}{20} \cdot \frac{15}{17} \cdot \frac{15}{15} \cdot \frac{28}{20} = 477 \text{ об/хв (I вал бітера);}$$

$$540 \cdot \frac{20}{20} \cdot \frac{15}{17} \cdot \frac{28}{20} = 477 \text{ об/хв (II вал);}$$

$$540 \cdot \frac{20}{20} = 540 \text{ об/хв (I вал бітера).}$$

Кінематичний ланцюг транспортерів:

- горизонтального (поперечного) $540 \cdot \frac{17}{25} \cdot \frac{17}{28} \cdot \frac{17}{17} \cdot \frac{28}{20} = 223 \text{ об/хв};$

- вивантажувального $540 \cdot \frac{17}{25} \cdot \frac{17}{28} \cdot \frac{36}{17} \cdot \frac{25}{17} = 694 \text{ об/хв.}$

Кінематичний ланцюг доочисника головок коренів

$$540 \cdot \frac{28}{25} = 660 \text{ об/хв.}$$

2.4. Міцнісні розрахунки

2.4.1. Розрахунок ланцюгової передачі привода редуктора різального апарату (ГРА)

Згідно кінематичної схеми (див. рис. 2.10) на гичкорізі ГРА встановлено дві секції по три різальних апарати (рисунок 2.11), які приводяться у рух ланцюговою втулково-роликовою передачею. Потужність, що передається ланцюгом, визначаємо формулою

$$N=3 \cdot N_{p,a}=3 \cdot 1,12=3,36 \text{ кВт.} \quad (2.6)$$

Кутова швидкість вала редуктора приводу з веденою зірочкою $n_1=612$ об/хв. Ланцюг роликовий, працює в одну зміну, змащення періодичне, регулювання натягування ланцюга зміною осі однієї із зірочок. Лінія центрів зірочок утворює з горизонтом кут $\nu \approx 30^\circ$.

З рівняння кінематичного балансу приводу маємо, що

$$540 \cdot \frac{20}{20} \cdot \frac{17}{17} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{28}{20} = n_{ножа} = 857 \text{ об/хв,}$$

визначаємо, що $n_{де}=540$ об/хв; $n_1=612$ об/хв.

Передаточне число ланцюгової передачі буде

$$u_{лп} = \frac{n_1}{n_{де}} = \frac{612}{540} = 1,133.$$

Попередньо орієнтуючись на роликовий ланцюг за [34], вибираємо кількість зубів меншої зірочки. При $u_{лп}=1 \dots 2$ рекомендується $Z_1=31 \dots 27$, але з конструктивних міркувань за габаритами приводу приймаємо $Z_1=15 > Z_{\min}=13(9)$ – (непарне число).

Визначаємо кількість зубів більшої (ведучої) зірочки

$$Z_2 = u_{лп} \cdot Z_1 = 1,133 \cdot 15 = 17.$$

За даними [34] знаходимо орієнтовне значення кроку ланцюга. Визначаємо значення коефіцієнта навантаження за формулою

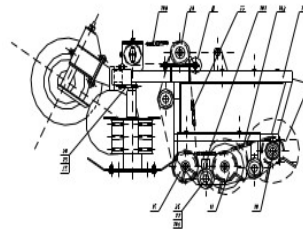
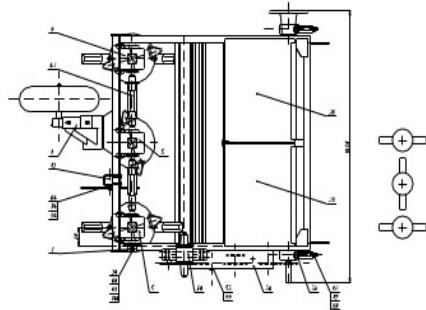


Рисунок 2.11 – Гичкоріз гичкозбиральної машини БМ-6

$$K = K_{\delta} K_A K_n K_{рег} K_{зм} K_p, \quad (2.7)$$

де K_{δ} – коефіцієнт, що враховує динамічність навантаження, $K_{\delta}=1,2$ (змінні навантаження при поштовхах);

K_A – коефіцієнт міжосьової відстані A , $K_A=1,0$ (при $A=(30\dots50) t$);

K_H – коефіцієнт, що враховує нахил передачі, $K_H=1,0$ ($\nu=30^\circ < 60^\circ$);

K_{pez} – коефіцієнт регулювання натягу, $K_{pez}=1,0$ (регулювання осі зірочки);

K_{zm} – коефіцієнт змащення, $K_{zm}=1,5$ (періодичне змащення ланцюга);

K_p – коефіцієнт тривалості роботи, $K_p=1,0$ (1 зміна).

Всі коефіцієнти взяті з [34]. Тоді

$$K=1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1=1,8.$$

Приймаючи однорядний ланцюг, визначимо його крок за формулою [34]

$$t = 600 \cdot \sqrt[3]{\frac{K \cdot N}{Z_1 \cdot n_1 \cdot [p] \cdot m}}, \quad (2.8)$$

де N – потужність, що передається ланцюгом, $N=3,36$ кВт;

Z_1 – число зубів меншої зірочки, $Z_1=15$;

n_1 – число обертів меншої зірочки, $n_1=612$ об/хв;

$[p]$ – допустимий середній тиск у шарнірах ланцюга з передбачуваним кроком $t=19,05 \dots 25,40$ мм при $n_1=600$ об/хв, $[p]=22,9$ Н/мм² [34];

m – число рядів ланцюга, $m=1,0$ (приймаємо).

Отже,

$$t = 600 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,8 \cdot 3,36}{15 \cdot 612 \cdot 22,9 \cdot 1}} = 18,385 \text{ мм.}$$

Найближчі стандартні значення кроку t з [34] $t=19,05$ та $25,4$ мм. З огляду на уніфікацію приводу приймаємо однорядний ланцюг з $t=25,4$ мм.

Характеристика ланцюга [34]: руйнівне навантаження $Q=56700$ Н; маса одного метра ланцюга $q=2,6$ кг/мп; діаметр ролика $d=7,95$ мм; ширина ланцюга $B=22,6$ мм; площа опорної поверхні шарніра $F=180$ мм².

Перевіряємо швидкість ланцюга за формулою

$$V_{л} = \frac{Z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60 \cdot 10^3}, \quad (2.9)$$

підставивши дані, отримаємо

$$V_{\text{Л}} = \frac{15 \cdot 612 \cdot 25,4}{60 \cdot 10^3} = 3,88 \text{ м/с.}$$

Умова з дотримання допустимої швидкості [34] виконується, оскільки

$$V_{\text{Л}} = 3,9 \text{ м/с} \ll [V_{\text{Л}}] = 15 \text{ м/с.}$$

Приймаємо конструктивно міжосьову відстань

$$A = 12,5 \cdot t = 12,5 \cdot 25,4 = 320 \text{ мм.}$$

$$\text{Відношення } \frac{A}{t} = A_t = 12,5 < A_{\text{opt}} = (30..50) t.$$

Число ланок визначимо за формулою [34]

$$L_t = 2A_t + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{\left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi}\right)^2}{A_t}. \quad (2.10)$$

Підставивши дані, отримаємо

$$L_t = 2 \cdot 12,5 + \frac{15 + 17}{2} + \frac{\left(\frac{17 - 15}{6,28}\right)^2}{12,5} = 42.$$

Розрахункові значення $n_{\text{дв}} = 540$ об/хв; $n_1 = 612$ об/хв. Для обраного ланцюга умова $n < [n]_{\text{max}}$ виконується, бо $n_1 = 612$ об/хв $< [n]_{\text{min}} = 1150$ об/хв [9].

Число ударів ланцюга у секунду

$$y_{\text{Л}} = \frac{Z_1 \cdot n_1}{15 \cdot L_t}; \quad (2.11)$$

підставивши дані, отримаємо

$$y_{\text{Л}} = \frac{15 \cdot 612}{15 \cdot 42} = 14,57 \approx 15 \text{ 1/с};$$

$$y_{\text{Л}} = 15 \text{ 1/с} \ll [y_{\text{Л}}] = 30 \text{ 1/с [9].}$$

Колове зусилля визначимо, користуючись формулою [9]

$$P = \frac{N \cdot 10^3}{V_{\text{Л}}}; \quad (2.12)$$

підставивши дані, отримаємо

$$P = \frac{3,36 \cdot 10^3}{3,88} = 866 \text{ Н.}$$

Середній тиск у шарнірах ланцюга

$$p = \frac{P \cdot K}{F} \ll [p] = 22,9 \text{ Н/мм}^2; \quad (2.13)$$

отже

$$p = \frac{866 \cdot 1,8}{180} = 8,7 \text{ Н/мм}^2 \ll [p] = 22,9 \text{ Н/мм}^2.$$

Умова міцності ланцюга виконується.

Зусилля від відцентрових сил визначимо так [9]

$$P_u = q \cdot V_{II}^2. \quad (2.14)$$

Отримаємо, що

$$P_u = 2,57 \cdot 3,88^2 = 38,7 \text{ Н.}$$

Зусилля від провисання ланцюга буде

$$P_f = K_f \cdot q \cdot g \cdot A; \quad (2.15)$$

де K_f – коефіцієнт впливу нахилу передачі, при $\nu = 30^\circ$ $K_f = 3,0$ [9].

Враховуючи прийняті дані, отримаємо

$$P_f = 3 \cdot 2,57 \cdot 9,81 \cdot 0,32 = 24,2 \text{ Н.}$$

Перевіримо ланцюг на розрив і визначимо розрахунковий коефіцієнт запасу міцності $n_{зп}$ ланцюга [9]

$$n_{зп} = \frac{Q}{K_\delta \cdot P + P_u + P_f}, \quad (2.16)$$

з врахуванням отриманих значень, буде

$$n_{зп} = \frac{56700}{1,2 \cdot 866 + 38,7 + 24,2} = 51,5.$$

Умова міцності на розрив виконується, так як $n_{зан}=51,5 \gg [n]=30$ [9].

Зусилля від ланцюгової передачі, що діє на ведучий вал редуктора різального апарату, визначимо так

$$R=P+2P_f; \quad (2.17)$$

згідно отриманих даних

$$R=866+2 \cdot 24,2=914 \text{ Н.}$$

За результатами розрахунків у приводі ГРА БМ-6 з шабельними ножами застосовуємо роликовий однорядний ланцюг ПР-25,4-5670 ГОСТ13568-75.

2.4.2. Розрахунок редуктора різального апарату

Гичкорізальний апарат (рисунок 2.12) призначений для зрізання гички з коренеплодів цукрових буряків і відкидання її на приймальний бітер. ГРА встановлюють на рамі гичкоріза. Кожний ГРА складається з конічного редуктора (рисунок 2.13), стійки, вертикального вала, бітера зі ступицею, на якій закріплені два ножі шабельного типу.

Вихідні дані для проектування конічного редуктора ГРА машини БМ-6 з шабельними ножами: частота обертання швидкісного веденого вала, на якому закріплені ріжучі ножі за дослідними даними [27-29], які визначались при експлуатації БМ-6 на забур'яненних полях, повинна бути 800...900 об/хв; потужність, що споживається ГРА=1,12 кВт.

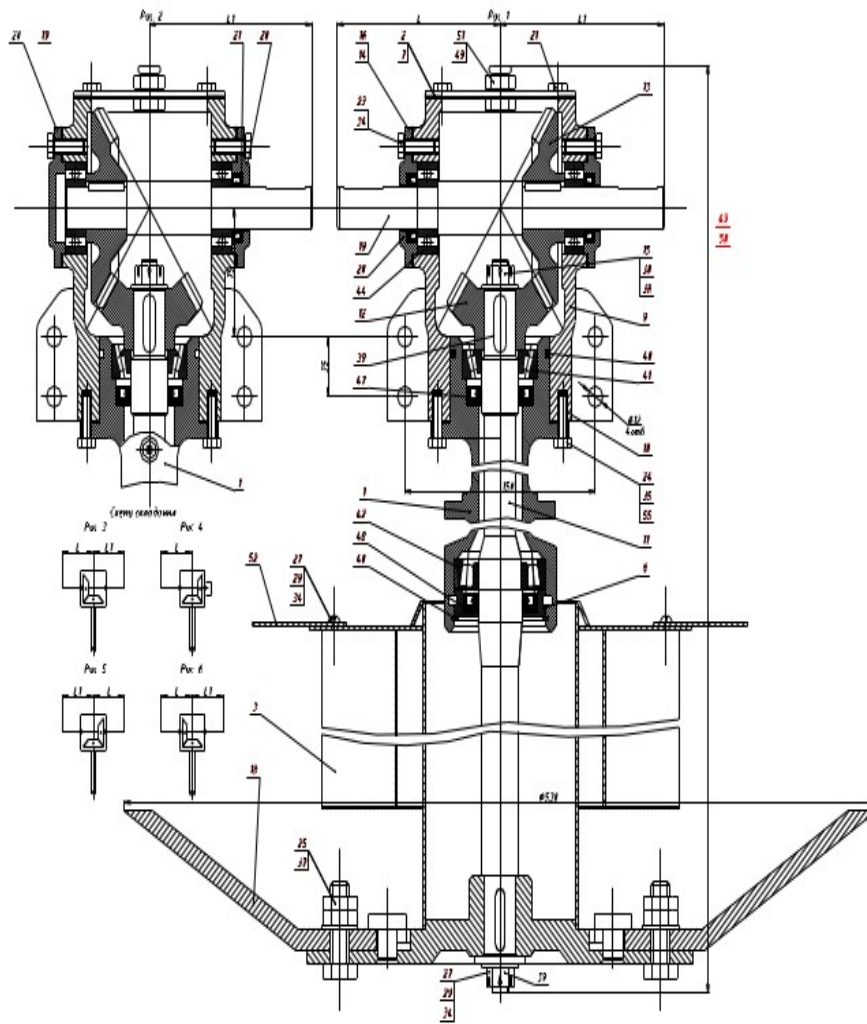
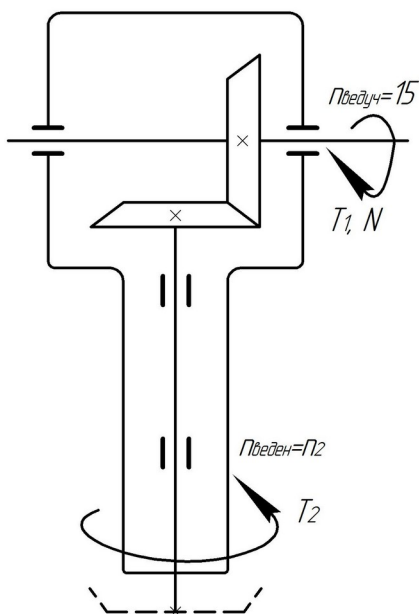


Рисунок 2.12 – Гичкорізальний апарат з шабельними ножами

Кінематичний розрахунок редуктора. Визначимо загальний ККД редуктора за формулою [9]



$$\eta = \eta_1^2 \cdot \eta_2, \quad (2.18)$$

де η_1 – ККД пари підшипників кочення, $\eta_1=0,99$;
 η_2 – ККД зубчатої конічної пари, $\eta_2=0,97$ [9];

Рисунок 2.13 – Схема редуктора ГРА гичкозбиральної машини БМ-6

тоді

$$\eta = 0,99^2 \cdot 0,97 = 0,95.$$

З рівняння кінематичного ланцюга частота обертання валів буде:

$$\text{- ведучого } 540 \cdot \frac{20}{20} \cdot \frac{17}{17} \cdot \frac{17}{15} = n_{\text{ведуч}} = n_1 = 612 \text{ об/хв};$$

$$\text{- веденого } 540 \cdot \frac{20}{20} \cdot \frac{17}{17} \cdot \frac{17}{15} \cdot \frac{28}{20} = n_{\text{ведени}} = n_2 = 857 \text{ об/хв}.$$

Передаточне відношення редуктора визначимо так [9]

$$u_p = \frac{n_2}{n_1} = \frac{857}{612} = 1,4.$$

Крутні моменти на валах редуктора:

$$\text{- ведучого } T_1 = \frac{973,8 \cdot N_{p.a.}}{n_1} = \frac{973,8 \cdot 1,12}{612} = 17,8 \text{ Нм};$$

$$\text{- веденого } T_2 = \frac{T_1}{u_p \cdot \eta} = \frac{17,8}{1,4 \cdot 0,95} = 13,4 \text{ Нм}.$$

Вибір матеріалу і хіміко-термічної обробки зубів редуктора та визначення допустимих напружень виконаємо користуючись рекомендаціями [8].

Призначаємо для виготовлення зубчастих коліс сталь 40Х, термообробка – нормалізація ($HB\ 210\dots 230$) – для колеса, поліпшення ($HB\ 240\dots 280$) – для шестерні [8].

Допустимі напруження на контакту і згинальну витривалість зубів визначимо за [8]:

- для сталі 40Х $HB\ 210\dots 230$ (колесо)

$$\sigma_{HP}^o = 550 \text{ Н/мм}^2; N_{HO} = 10^7; \sigma_{FP}^o = 220 \text{ Н/мм}^2; N_{FO} = 4 \cdot 10^6;$$

- для сталі 40Х $HB\ 240\dots 280$ (шестерня)

$$\sigma_{HP}^o = 650 \text{ Н/мм}^2; N_{HO} = 4 \cdot 10^7; \sigma_{FP}^o = 230 \text{ Н/мм}^2; N_{FO} = 4 \cdot 10^6.$$

Призначаємо ресурс передачі $t_{год} = 2000$ год (рекомендації УкрНДІСГОМ); знаходимо кількість циклів зміни напружень:

$$N_{HE} = N_{FE} = 60 \cdot 875 \cdot 2000 = 10,3 \cdot 10^7.$$

Оскільки $N_{HE} > N_{HO}$ і $N_{FE} > N_{FO}$, то значення коефіцієнтів довговічності [8]:

$$K_{HL} = 1,0; \quad K_{FL} = 1,0.$$

Отже, допустимі напруження

- для колеса:

$$\sigma'_{HP} = \sigma^o_{HP} \cdot K_{HL} = 550 \cdot 1 = 550 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma'_{FP} = \sigma^o_{FP} \cdot K_{FL} = 200 \cdot 1 = 200 \text{ Н/мм}^2;$$

- для шестерні:

$$\sigma'_{HP} = \sigma^o_{HP} \cdot K_{HL} = 650 \cdot 1 = 650 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma'_{FP} = \sigma^o_{FP} \cdot K_{FL} = 230 \cdot 1 = 230 \text{ Н/мм}^2.$$

Визначення основних параметрів конічної передачі. Визначимо значення коефіцієнта [34]:

$$K_{\beta e} = \frac{\beta}{R_c} = 0,285 \text{ (приймаємо);}$$

$$\frac{K_{\beta e} \cdot u_P}{2 - K_{\beta e}} = \frac{0,285 \cdot 1,4}{2 - 0,285} = 0,233 \text{ за [34];}$$

$K_{H\beta} = 1,14$ - для передбачуваних кулькових опор;

$V_H = 0,85$ (для прямозубої конічної передачі) [34].

Отже, для $\sigma_H = \sigma_H^{\max} = \sigma_{HP}^1 = 650 \text{ Н/мм}^2$; з умови опору контактної витривалості зубів визначимо діаметр ділильного кола шестерні [34]

$$d_{e2} \geq 17 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} \cdot u_P \cdot T_2}{V_H \cdot \sigma_{HP}^2}}, \quad (2.19)$$

підставивши дані, отримаємо

$$d_{e2} \geq 17 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,14 \cdot 1,4 \cdot 13,4}{0,85 \cdot (650 \cdot 10^3)^2}} = 66,4 \text{ мм.}$$

За ГОСТ 12289-76 приймаємо $d_{e2} = 80 \text{ мм}$.

Зовнішній ділильний діаметр конічного колеса буде

$$d_{e1} = d_{e2} \cdot u_P = 80 \cdot 1,4 = 112 \text{ мм.}$$

За графіком [15, табл.П29а] при $u_P = 1,4$ і $d_{e1} = 80$ мм, $Z_2^1 = 15$ і при твердості коліс $< HB 350$ знайдемо, що $c = 1,3$; тоді число зубів шестерні буде

$$Z_2 = c \cdot Z_2^1 = 1,3 \cdot 15 = 19,5;$$

приймаємо $Z_2 = 20$.

Кількість зубів колеса буде

$$Z_1 = u \cdot Z_2 = 1,4 \cdot 20 = 28.$$

Визначаємо зовнішній і середній колові модулі конічної передачі [15]:

$$m_e = \frac{d_{e2}}{Z_2} = \frac{80}{20} = 4,0 \text{ мм};$$

приймаючи $K_{\beta e} = 0,285$, отримаємо

$$m_m = m_e (1 - 0,5 \cdot K_{\beta e}) = 4(1 - 0,5 \cdot 0,285) = 3,43 \text{ мм.}$$

Визначаємо кути ділительних конусів при $u = 1,4$:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = u_P = 1,4; \quad \delta_1 = \arctg u_P = \arctg 1,4 = 54,46^\circ = 54^\circ 28';$$

$$\delta_2 = \Sigma - \delta_1 = 90^\circ - 54,46^\circ = 35,54^\circ = 35^\circ 32'.$$

Зовнішня конусна відстань і ширина вінця зуба відповідно

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2} = \frac{80}{2 \sin 35^\circ 32'} = 68,84 \text{ мм};$$

$$v = R_e \cdot K_{\beta e} = 68,84 \cdot 0,285 = 19,62 \text{ мм};$$

приймаємо $v = 20$ мм.

Уточнюємо значення коефіцієнта $K_{\beta e}$ і середнього нормального модуля:

$$K_{\beta e} = \frac{v}{R_e} = \frac{20}{68,84} = 0,2905 < [0,3]_{\max};$$

$$m_m = m_e (1 - 0,5 \cdot K_{\beta e}) = 4(1 - 0,5 \cdot 0,2905) = 3,419 \text{ мм.}$$

Визначаємо колову швидкість і призначаємо ступінь точності передачі:

$$V_m = 3,07 \text{ м/с} < [V_m]_{\max} = 4 \text{ м/с.}$$

За [34] при $V_m < 4,0$ м/с приймаємо 8 ступінь точності конічної передачі.

Перевірний розрахунок зубчастого зачеплення. Визначаємо коефіцієнти $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$, що входять до формул для визначення напружень [34].

За даними [34] при $\frac{u \cdot K_{\beta e}}{2 - K_{\beta e}} = \frac{1,4 \cdot 0,2905}{2 - 0,2905} = 0,2379$ і твердості $< HB 350$ для кулькових опор $K_{H\beta} = 1,08$; $K_{F\beta} = 1,13$.

За даними [34] при 8 ступені точності і $< HB 350$ при $V_m = 3,1$ м/с знайдемо для прямозубих коліс:

$$K_{HV} = 1,08; \quad K_{FV} = 2H_{HV} - 1 = 2 \cdot 1,08 - 1 = 1,16.$$

Підрахуємо еквівалентну кількість зубів

$$\text{- колеса } Z'_{V1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{28}{\cos 54^\circ 28'} = 48,17;$$

$$\text{- шестерні } Z''_{V2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{2}{\cos 35^\circ 32'} = 24,58.$$

За даними [34] знаходимо коефіцієнт форми зуба колеса $\gamma'_{F1} = 3,65$ і шестерні $\gamma''_{F2} = 3,90$.

Оскільки

$$\frac{\sigma_{FP}}{\gamma_F} = \frac{200}{3,65} = 54,8 \text{ Н/мм}^2 < \frac{\sigma''_{FP}}{\gamma''_F} = \frac{230}{3,9} = 58,97 \text{ Н/мм}^2,$$

тому перевірку на витривалість зуба на згин зробимо для зубів колеса.

Визначимо робоче контактне напруження, користуючись формулою [34]

$$\sigma_H = 212 \cdot 10^4 \cdot \sqrt{\frac{K_{H\beta} \cdot u_P \cdot T_1}{V_H \cdot d_{e1}^3}}; \quad (2.20)$$

підставивши дані, отримаємо

$$\sigma_H = 212 \cdot 10^4 \cdot \sqrt{\frac{1,16 \cdot 1,4 \cdot 17,8}{0,85 \cdot (112 \cdot 10^{-3})^3}} = 329,8 \text{ Н/мм}^2.$$

Умова міцності виконується, оскільки $\sigma_H = 330 \text{ Н/мм}^2 \ll \sigma'_{HP} = 550 \text{ Н/мм}^2$.

Визначаємо найбільші напруження згину у небезпечному перерізі зубів колеса за формулою [34]

$$\sigma_F = \frac{2,72 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F \cdot T_1}{V_F \cdot \sigma \cdot d_{e1} \cdot m_e}; \quad (2.21)$$

отримаємо, що

$$\sigma_F = \frac{2,72 \cdot 1,31 \cdot 3,65 \cdot 17,8}{0,85 \cdot 20 \cdot 112 \cdot 4 \cdot 10^{-9}} = 30,4 \text{ Н/мм}^2.$$

Умова міцності виконується, бо $\sigma_F = 30,3 \text{ Н/мм}^2 \ll \sigma'_{FP} = 200 \text{ Н/мм}^2$.

Визначаємо решту параметрів передачі і сили, що діють у зачепленні.

Середня конусна віддаль

$$R_m = R_e - 0,5\sigma = 68,84 - 0,5 \cdot 20 = 58,84 \text{ мм.}$$

Визначимо зовнішні і середні ділильні діаметри вершин і западин зубів шестерні і колеса, користуючись залежностями [34]:

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 4 \cdot 28 = 112 \text{ мм};$$

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1 = 3,1419 \cdot 28 = 95,732 \text{ мм};$$

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 m_e \cdot \cos \delta_1 = 112 + 2 \cdot 4 \cos 54^\circ 28' = 116,65 \text{ мм};$$

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4 m_e \cdot \cos \delta_1 = 112 - 2,4 \cdot 4 \cos 54^\circ 28' = 106,42 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = m_m \cdot z_2 = 3,1419 \cdot 20 = 68,38 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2 = 80 + 2 \cdot 4 \cos 35^\circ 32' = 86,51 \text{ мм};$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,4 m_e \cdot \cos \delta_2 = 80 - 2,4 \cdot 4 \cos 35^\circ 32' = 72,188 \text{ мм.}$$

Колова сила на колі середнього ділильного діаметра

$$F_t = \frac{2T_1}{d \cdot m_1} = \frac{2 \cdot 17,8}{95,732 \cdot 10^{-3}} = 372 \text{ Н.}$$

Осьову силу на шестерні, яка дорівнює радіальній силі на колесі знайдемо за формулою

$$F_{a2} = F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 372 \cdot 0,364 \cdot \sin 54^\circ 28' = 110 \text{ Н.}$$

Радіальну силу на шестерні, яка дорівнює осьовій силі на колесі, визначимо за формулою

$$F_{r2} = F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 372 \cdot 0,364 \cdot \cos 54^\circ 28' = 79 \text{ Н.}$$

Орієнтовний розрахунок валів редуктора.

Конструктивні розміри зубчастої пари приймаємо залежно від діаметра вихідного кінця вала. Цей розмір визначаємо орієнтовним розрахунком на міцність при крученні за заниженим допустимим напруженням $[\tau_k] = 15 \dots 30 \text{ Н/мм}^2$. Приймаємо для валів $[\tau_k] = 20 \text{ Н/мм}^2$.

Ведений (тихохідний) вал. З умови міцності [34] визначаємо діаметр вихідного кінця вала

$$\tau_k = \frac{T_1}{W_p} = \frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot d_{e1}^3}; \quad (2.22)$$

підставивши дані, отримаємо

$$d_{e1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 13,4 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 15,1 \text{ мм};$$

приймаємо $d_{e2} = 25 \text{ мм}$.

Перевірка міцності валів. Міцність валів перевіряємо за гіпотезою найбільших дотичних напружень. Для матеріалу валів – сталь 60С2 (приймаємо), границя витривалості при симетричному циклі навантажень [55]

$$\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_s = 0,43 \cdot 1050 = 452 \text{ Н/мм}^2;$$

приймаючи коефіцієнт запасу $[n]_{zn} = 2,2$; $K_\sigma = 2,2$; $K_{p.3z} = 1$, обчислюємо допустимі напруження згину при симетричному циклі

$$[\sigma_{3z}]_{-1} = \frac{\sigma_{-1} \cdot K_{p.3z}}{[n] \cdot K_\sigma} = \frac{452 \cdot 1}{2,2 \cdot 2,2} = 93 \text{ Н/мм}^2.$$

Ведучий вал. Вал навантажений силами: колова $F_t = 372 \text{ Н}$; радіальна $F_{r1} = 110 \text{ Н}$; осьова $F_{a1} = 79 \text{ Н}$; навантаження ланцюгової передачі $R = 914 \text{ Н}$; крутний момент $T_1 = 17,8 \text{ Нм}$. Ділильний діаметр зубчастого колеса $d_{m1} = 95,732 \text{ мм}$. Виконаємо розрахунок ведучого вала. Вирисуємо схему навантажень вала (рисунок 2.14), будуємо епюри згинальних і крутних моментів.

Визначаємо реакції опор у вертикальній площині zOy :

$$\sum M_A = F_{r1} \cdot 90 + F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} + Y_B \cdot 115 - R \cdot 190 = 0;$$

$$Y_B = \frac{R \cdot 190 - F_{r1} \cdot 90 - F_{a1} \cdot d_{m1} / 2}{115} = \frac{914 \cdot 190 - 110 \cdot 90 - 79 \cdot 47,9}{115} = 1391 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = R \cdot 75 - F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} + F_{r1} \cdot 25 - Y_A \cdot 115 = 0;$$

$$Y_A = \frac{914 \cdot 75 - 79 \cdot 47,9 + 110 \cdot 25}{115} = 587 \text{ Н}.$$

$$\text{Перевірка } \sum Y = 0; -Y_A + Y_B + F_{r1} - R = -587 + 1391 + 110 - 914 = 0.$$

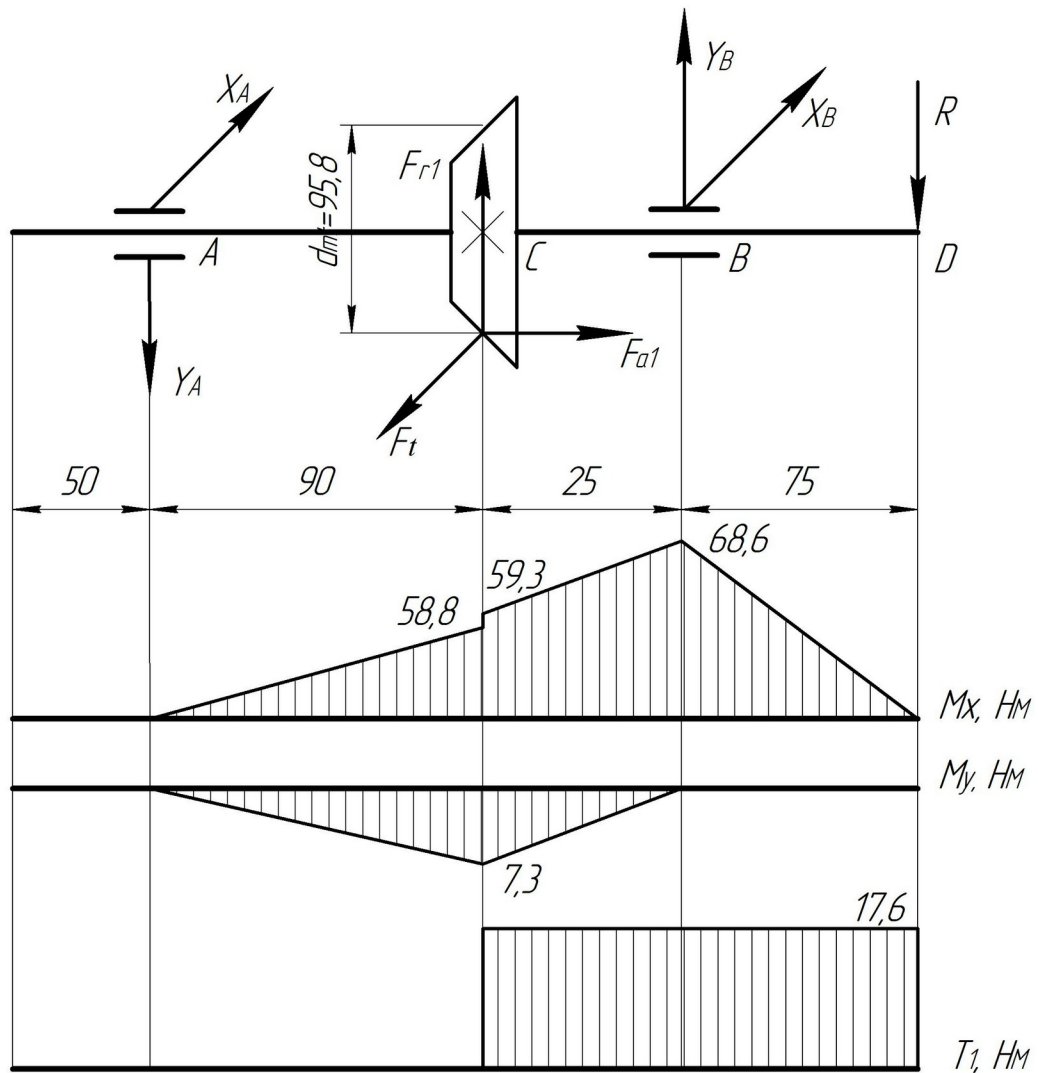


Рисунок 2.14 – Розрахункова схема і епюри моментів ведучого вала ГРА

Визначаємо реакції опор у горизонтальній площині xOz :

$$\sum M_A = F_t \cdot 90 - X_B \cdot 115 = 0; \quad X_B = \frac{F_t \cdot 90}{115} = \frac{372 \cdot 90}{115} = 291 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = F_t \cdot 25 - X_A \cdot 115 = 0; \quad X_A = \frac{F_t \cdot 25}{115} = \frac{372 \cdot 25}{115} = 81 \text{ Н}.$$

Перевірка $\sum X = 0$; $X_A + X_B - F_t = 291 + 81 - 372 = 0$.

Визначаємо згинальні моменти у характерних перетинах – у т. A, B, C, D :

- у площині zOy :

$$M_A = 0; \quad M_B = R \cdot 0,075 = 914 \cdot 0,075 = 68,6 \text{ Нм};$$

$$M_C^{ліс} = Y_A \cdot 0,090 = 587 \cdot 0,090 = 52,8 \text{ Нм};$$

$$M_C^{прав} = R \cdot 0,1 - Y_B \cdot 0,025 = 914 \cdot 0,1 - 1391 \cdot 0,025 = 59,3 \text{ Нм};$$

- у площині xOy :

$$M_A=0; \quad M_B=0; \quad M_C=X_A \cdot 0,09=81 \cdot 0,09=7,3 \text{ Н.}$$

Визначаємо сумарний згинальний момент і нормальні напруження згину у небезпечному перетині – перетин C (місце посадки колеса, перетин ослаблений наявністю шпонкової канавки) при $d=25$ мм.

$$M_{\text{сум}} = M_{3z} = \sqrt{M_y^2 + M_x^2} = \sqrt{59,3^2 + 7,3^2} = 59,8 \text{ Нм.}$$

$$\sigma_{3z} = \frac{M_{3z}}{W_x} = \frac{32 \cdot M_{3z}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 59,8 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25^3} = 39 \text{ Н/мм}^2.$$

Визначаємо напруження кручення у перетині C [55]

$$\tau_k = \frac{T_1}{W_k} = \frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 17,8 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25^3} = 5,8 \text{ Н/мм}^2.$$

За гіпотезою найбільших дотичних напружень знаходимо еквівалентне напруження [19, 55] і порівнюємо з допустимим

$$\sigma_{eIII} = \sqrt{\sigma_{3z}^2 + 4\tau_k^2} = \sqrt{39^2 + 4 \cdot 5,8^2} = 40,7 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{eIII} = 40,7 \text{ Н/мм}^2 \ll [\sigma_{3z}]_{-1} = 93 \text{ Н/мм}^2.$$

Оскільки розрахункові напруження виявились істотно нижчими від допустимих, то коефіцієнт міцності валу буде високим і, отже, перевірка на жорсткість валу непотрібна.

Ведений вал. Вал навантажений силами $F_t=372$ Н; $F_{a2}=110$ Н; $F_{r2}=79$ Н; $R=453$ Н (навантаження від ріжучих ножів); крутний момент $T_2=13,4$ Нм; ділительний діаметр зубчастого колеса $d_{m2}=68,38$ мм. Викреслимо схему навантажень веденого вала і будемо епюри згинних і крутних моментів (рисунок 2.15).

Реакції опор у вертикальній площині zOy визначимо з рівнянь:

$$\sum M_A = F_{r2} \cdot 260 - F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + R \cdot 250 - Z_B \cdot 220 = 0;$$

$$Z_B = \frac{79 \cdot 260 - 110 \cdot 34,2 + 453 \cdot 250}{220} = 591 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = R \cdot 470 - Z_A \cdot 220 - F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + F_{r2} \cdot 40 = 0;$$

$$Z_A = \frac{453 \cdot 470 - 110 \cdot 34,2 + 79 \cdot 40}{220} = 965 \text{ Н}.$$

Перевірка $\sum Z = 0$; $-Z_A + Z_B - F_{r2} + R = -965 + 591 - 79 + 453 = 0$.

Визначаємо реакції опор у горизонтальній площині xOz :

$$\sum M_A = F_t \cdot 260 - X_B \cdot 220 = 0; \quad X_B = \frac{372 \cdot 260}{220} = 440 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = F_t \cdot 40 - X_A \cdot 220 = 0; \quad X_A = \frac{372 \cdot 40}{220} = 68 \text{ Н}.$$

Перевірка $\sum Z = 0$; $-X_A + X_B - F_{r2} = -68 + 440 - 372 = 0$.

Згинальні моменти у характерних перерізах вала – у т. A, B, C, D :

- у площині zOy :

$$M_C = -F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} = -110 \cdot 34,2 = -3,8 \text{ Нм};$$

$$M_B = -F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + F_{r2} \cdot 40 = -110 \cdot 34,2 + 79 \cdot 40 = -0,6 \text{ Нм};$$

$$M_D = 0; \quad M_A = -R \cdot 0,25 = -453 \cdot 0,25 = -113,3 \text{ Нм};$$

- у площині xOz :

$$M_C = 0; \quad M_{BII} = -F_t \cdot 0,040 = -372 \cdot 0,040 = -15 \text{ Нм};$$

$$M_{BЛ} = -X_A \cdot 0,22 = -68 \cdot 0,022 = -15 \text{ Нм}; \quad M_A = M_D = 0.$$

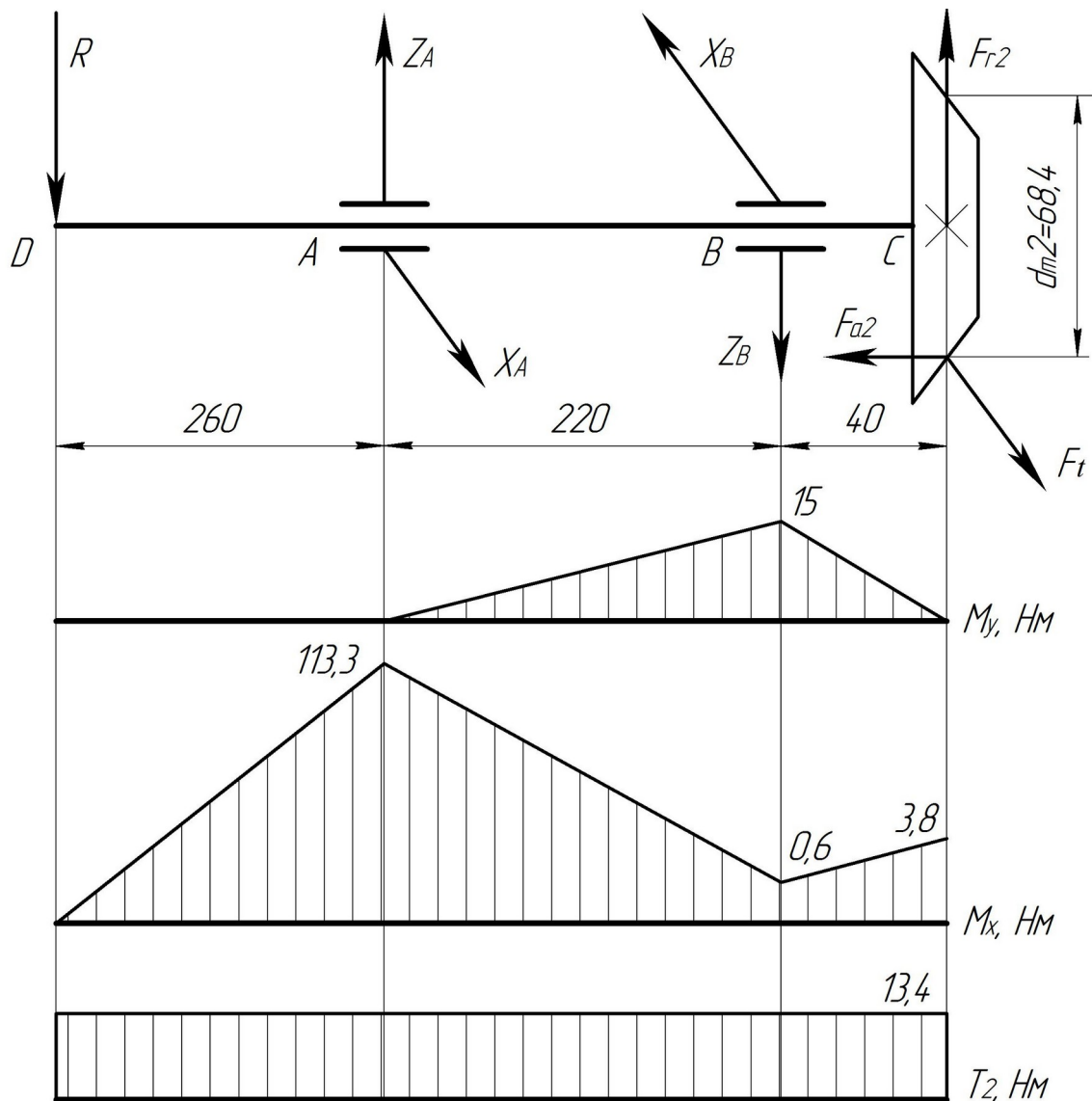


Рисунок 2.15 – Розрахункова схема і епюри моментів веденого вала ГРА

Сумарний згинальний момент і нормальні напруження згину у небезпечному перетині A з $d=25$ мм (місце посадки підшипника) $M_{\text{сум}}=M_{z2}=113,3$ Нм, нормальні напруження визначимо за формулою [19, 55]

$$\sigma_{z2} = \frac{M_{z2}}{W_x} = \frac{32 \cdot M_{z2}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 113,3 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25^3} = 73,9 \text{ Н/мм}^2.$$

Напруження кручення у перетині A визначимо за формулою [19]:

$$\tau_k = \frac{T_2}{W_k} = \frac{16 \cdot T_2}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 13,4 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25^3} = 4,4 \text{ Н/мм}^2.$$

Еквівалентне напруження за третьою теорією міцності [19, 55]

$$\sigma_{eIII} = \sqrt{\sigma_{3z}^2 + 4\tau_k^2} = \sqrt{73,9^2 + 4 \cdot 4,4^2} = 74,4 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{eIII1} = 74,4 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{3z}]_{-1} = 93 \text{ Н/мм}^2.$$

Розрахункове напруження майже наближене до допустимого, тому необхідно провести розрахунок вала на жорсткість.

Розрахунок веденого вала ГРА на жорсткість. Для ефективної роботи зубчастої передачі і підшипників вал повинен бути достатньо жорстким. Жорсткість вала забезпечує рівномірний розподіл тиску на довжині контактних ліній зубів передачі, рівномірний розподіл тиску на довжині поверхонь підшипників кочення, відсутність недопустимого перекосу кілець підшипників і ступиці різального ножа ГРА.

Для забезпечення жорсткості вала необхідно, щоб дійсні значення кута нахилу θ поперечного перетину вала та найбільший прогин вала y не перевищували допустимих значень $[\theta]$ та $[y]$. Схема до розрахунку веденого вала ГРА показана на рисунку 2.16.

При розрахунку знехтуємо навантаженням вала від зубчастого зачеплення, так як воно прикладене на невеликій віддалі вліво від опори A ($a=40$ мм) і компенсується реакцією опори A .

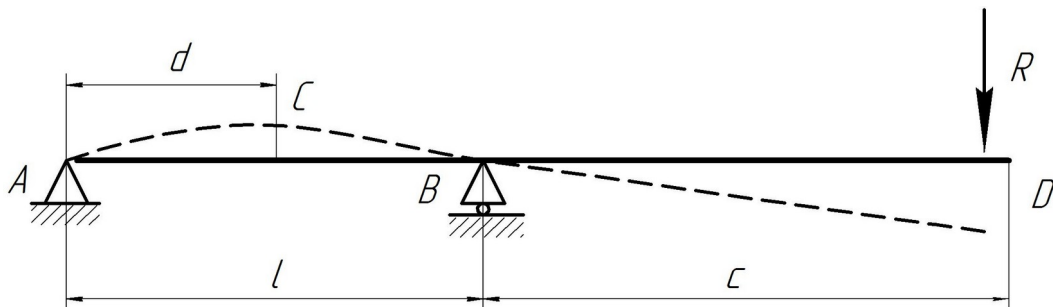


Рисунок 2.16 – Розрахункова схема двохопорного веденого вала ГРА

Для розрахунків відповідно до схеми маємо такі значення:
навантаження від ріжучих ножів $R=453$ Н; $l=220$ мм, $c=250$ мм; $d=100$ мм
(приймаємо).

Максимальний прогин у т. D визначимо за формулою [5]

$$[y]_D \leq (0,0002 \dots 0,0003) \cdot l, \quad (2.23)$$

де l – віддаль між опорами вала (подшипниками), $l=220$ мм.

Підставивши дані, отримаємо

$$[y]_D = (0,0002 \dots 0,0003) \cdot 220 = 4,410^{-2} \dots 6,6 \cdot 10^{-2} \text{ мм.}$$

Кут нахилу $[\theta] = 5,47 \cdot 10^{-2}$ рад [5] для шестерень.

Прогин у т. D визначимо за формулою [5]

$$y_D = \frac{R \cdot c^2 \cdot (l + c)}{3 \cdot E \cdot I}, \quad (2.24)$$

де E – модуль пружності, для сталі $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа;

I – приведений момент інерції поперечного перетину вала, який
визначимо

за формулою [5]

$$I_D = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 25^4}{64} = 3,976 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

Тоді

$$y_D = \frac{453 \cdot 250^2 \cdot (220 + 250)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,976 \cdot 10^4} = 5,3 \cdot 10^{-2} \text{ мм.}$$

Умова виконується, бо $y_D = 5,3 \cdot 10^{-2}$ мм $<$ $[y]_D = 6,6 \cdot 10^{-2}$ мм.

Визначимо прогин у т. C (між опорами, див. рис. 2.14). Для цього
скористаємося формулою

$$y_c = \frac{R \cdot c \cdot d \cdot (l^2 - d^2)}{6 \cdot E \cdot I} = \frac{453 \cdot 250 \cdot 100 \cdot (220^2 - 100^2)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,976 \cdot 10^4 \cdot 220} = 3,94 \cdot 10^{-2} \text{ мм.}$$

Умова виконується, оскільки

$$y_C = 3,94 \cdot 10^{-2} \text{ мм} < [y_C] = 6,6 \cdot 10^{-2} \text{ мм.}$$

Кут нахилу поперечного перетину у т. D визначимо за формулою [5]

$$\theta_D = \frac{R \cdot c \cdot (2l + 3c)}{6 \cdot E \cdot I}; \quad (2.25)$$

підставивши дані, отримаємо

$$\theta_D = \frac{453 \cdot 250 \cdot 100 \cdot (2 \cdot 220 + 3 \cdot 250)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,976 \cdot 10^4} = 3,18 \cdot 10^{-2} \text{ рад.}$$

Умова витримується, так як $\theta_D = 3,18 \cdot 10^{-2} \text{ рад} < [\theta_D] = 5,47 \cdot 10^{-2} \text{ рад}$.

Після перевірки визначаємо, що спроектований вал відповідає вимогам ефективної роботи при експлуатації ГРА.

Підбір шпонок і перевірний розрахунок шпонкових з'єднань валів редуктора ГРА.

Шпонки підбираємо за таблицею стандарту залежно від діаметра вала і перевіряємо з'єднання на зминання за [34]

$$\sigma_{зм} = \frac{4,4 T_1}{d_1 \cdot h (l - b)} < [\sigma]_{зм}. \quad (2.26)$$

Для вихідного кінця ведучого вала та встановлення конічного зубчатого колеса на діаметрах $d=25$ мм за рекомендаціями [34] підбираємо призматичну шпонку розмірами $b \times h = 8 \text{ мм} \times 7 \text{ мм}$ при $t_1 = 4 \text{ мм}$; довжина шпонки $l = 32 \text{ мм}$.

Допустиме напруження зминання приймаємо для чавунних маточин з $[\sigma]_{зм} = 60 \dots 90 \text{ Н/мм}^2$ (зірочка приводу двигуна). Тоді

$$\sigma_{зм} = \frac{4,4 \cdot 17,8 \cdot 10^3}{25 \cdot 7 (32 - 8)} = 32,6 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{зм}.$$

Для встановлення конічної шестерні і маточини ріжучих ножів на веденому валу на діаметрі $d=25$ мм застосовуємо таку ж шпонку $8 \text{ мм} \times 7 \text{ мм} \times 32 \text{ мм}$ згідно ГОСТ 23360-78.

Перевіримо міцність з'єднання

$$\sigma_{3M} = \frac{4,4T_2}{d_2 \cdot h (l - b)} = \frac{4,413,4 \cdot 10^3}{25 \cdot 7 (32 - 8)} = 24,6 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{3M}.$$

$\sigma_{3M} = 25 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{3M} = 100 \dots 130 \text{ Н/мм}^2$ для сталевих маточин.

Отже, умови міцності виконуються.

Підбір підшипників валів.

Ведучий вал. Число обертів вала $n_1 = 612$ об/хв. Необхідна довговічність підшипників $L_{10h} = 100000$ год. Діаметр посадочної поверхні вала $d = 25$ мм.

На опори вала діють сили (див. рис. 2.12):

$$R_A = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2} = \sqrt{81^2 + 587^2} = 597 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{X_B^2 + Y_B^2} = \sqrt{291^2 + 1391^2} = 1421 \text{ Н},$$

і осьова сила $F = 79$ Н.

Попередньо приймаємо для встановлення на валу кулькові радіальні підшипники № 205 ГОСТ 8338-75 легкої серії з розмірами $d \times D \times B = 25 \text{ мм} \times 52 \text{ мм} \times 15 \text{ мм}$, для яких вантажопідйомність $C_q = 11$ кН; $C_{oc} = 7,1$ кН.

Так як підшипники радіальні, то осьові складові $R_{SA} = R_{SB} = 0$. З умови рівноваги вала

$$R_{aB} = F_a = F_{a1} = 79 \text{ Н}; \quad R_{aA} = 0.$$

Підшипник в опорі B більш навантажений.

Відношення $\frac{R_{aB}}{C_{or}} = \frac{79}{7100} = 0,011$, з [8] приймаємо $X = 0,56$; $Y = 2,4$; $e = 0,19$.

Відношення $\frac{R_{aB}}{V \cdot R_B} = \frac{79}{1 \cdot 1421} = 0,05$ і $e = 0,22$.

Кінцево приймаємо $X = 1$; $Y = 0$.

Еквівалентне динамічне навантаження [8]

$$R_E = (V \cdot X \cdot R_B + Y \cdot R_a) \cdot K_\sigma \cdot K_m. \quad (2.27)$$

Підставивши дані, отримаємо

$$R_E = (1 \cdot 1 \cdot 1421 + 0 \cdot 79) \cdot 1,2 \cdot 1 = 2130 \text{ Н.}$$

Необхідну динамічну вантажопідйомність визначимо за формулою [8]

$$C_H = R \cdot \sqrt[3]{573 \cdot \frac{\pi \cdot n_1}{30} \cdot L_{10h} \cdot 10^{-6}}. \quad (2.28)$$

у числовому вигляді матимемо

$$C_H = 2130 \cdot \sqrt[3]{573 \cdot \frac{3 \cdot 14 \cdot 612}{30} \cdot 10 \cdot 10^{-6}} = 10500 \text{ Н} = 10,5 \text{ кН.}$$

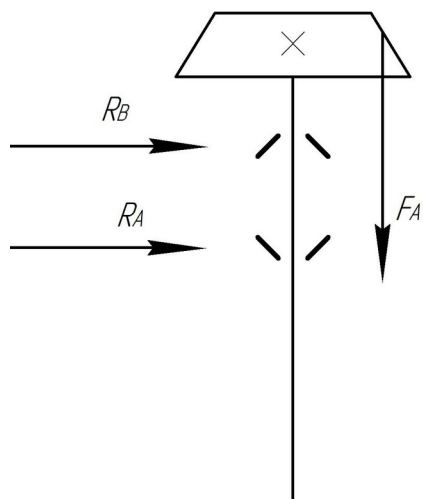
Так як $C_H = 10,5 \text{ кН} < C_r = 11 \text{ кН}$, то підшипник підібрано правильно.

Ведений вал (рисунок 2.17). Число обертів вала $n_2 = 857 \text{ об/хв.}$

Необхідна довговічність $L_{10h} = 100000 \text{ год.}$

Діаметр посадки підшипників $d = 30 \text{ мм.}$

На опори діють сили (див. рис. 2.15):



$$R_A = \sqrt{Z_A^2 + X_A^2} = \sqrt{970^2 + 68^2} = 972 \text{ Н;}$$

$$R_B = \sqrt{Z_B^2 + X_B^2} = \sqrt{591^2 + 440^2} = 737 \text{ Н,}$$

та осьова сила $F_a = F_{a2} = 110$.

Рисунок 2.17 – Схема веденого вала

Попередньо приймаємо конічний ролик підшипника № 7206 з $d \times D \times T = 30 \text{ мм} \times 62 \text{ мм} \times 15,5 \text{ мм}$, $C_r = 29,3 \text{ кН}$; $C_{or} = 22,3 \text{ кН}$; $e = 0,36$; $Y = 1,65$.

Осьові складові від радіальних навантажень:

$$R_{SB} = 0,83 \cdot e \cdot R_B = 0,83 \cdot 0,36 \cdot 737 = 220 \text{ Н;}$$

$$R_{SA} = 0,58 \cdot e \cdot R_A = 0,83 \cdot 0,36 \cdot 972 = 290 \text{ Н.}$$

Осьові сили $R_{SA} > R_{SB}$; $F_a > 0$.

Відповідно до [8] $R_{aB} = R_{SB} = 220 \text{ Н}$; $R_{aA} = R_{SA} + F_a = 290 + 110 = 400 \text{ Н.}$

Відношення $\frac{R_{aB}}{V \cdot R_B} = \frac{220}{1 \cdot 737} = 0,3$, що менше $e=0,36$. Тоді для опори B $X=1$; $Y=0$.

Відношення $\frac{R_{aA}}{V \cdot R_A} = \frac{400}{1 \cdot 972} = 0,41 > e = 0,36$, тоді для опори A $X=0,4$; $Y=1,65$.

Еквівалентне динамічне навантаження:

$$R_{EB} = (V \cdot X \cdot R_B) \cdot K_\sigma \cdot K_m = (1 \cdot 1 \cdot 737 \cdot 1,2) = 1149 \text{ Н};$$

$$R_{EA} = (V \cdot X \cdot R_A + Y \cdot R_{aA}) \cdot K_\sigma \cdot K_m = (0,4 \cdot 1 \cdot 972 + 1,65 \cdot 400) \cdot 1,2 \cdot 1 = 1624 \text{ Н}.$$

Необхідна динамічна вантажопідйомність для опори B

$$C_{HB} = R_{EB} \cdot \sqrt[3]{573 \cdot \frac{\pi \cdot L_{10h} \cdot 10^{-6}}{30}} =$$

$$= 1149 \cdot \sqrt[3]{573 \cdot \frac{3,14 \cdot 857}{30} \cdot 20000 \cdot 10^{-6}} = 19200 \text{ Н}.$$

Так як в опорі B $C_H = 19,2 \text{ кН} < C_r = 22,3 \text{ кН}$, то підшипник підібрано правильно.

Необхідна динамічна вантажопідйомність для опори A

$$C_{HA} = 1624 \cdot \sqrt[3]{573 \cdot \frac{3,14 \cdot 857}{30} \cdot 20000 \cdot 10^{-6}} = 28500 \text{ Н}.$$

$C_{HA} = 28,5 \text{ кН} \approx C_u = 29,3 \text{ кН}$, тому із конструктивних міркувань приймаємо для опори A конічний роликпідшипник № 7207 з розмірами $d \times D \times T = 35 \text{ мм} \times 72 \text{ мм} \times 18,5 \text{ мм}$, для якого $C_r = 35,2 \text{ кН}$; $C_{or} = 26,3 \text{ кН}$. Цей підшипник підходить більше, тому що $C_{HA} = 28,5 \text{ кН} < C_r = 35,2 \text{ кН}$.

2.4.3. Розрахунок болтового з'єднання шабельного ріжучого ножа

У процесі різання гички ГРА на шабельний ніж діє сила різання P_P , яка виникає завдяки крутному моменту T_1 на валу ГРА (рисунок 2.18). Визначимо цю силу можна із залежності

$$T_1 = P_P \cdot \frac{D}{2}, \quad (2.29)$$

де D – зовнішній діаметр передньої кромки шабельного ножа, $D=580$ мм.

Звідки

$$P_P = \frac{2T_1}{D} = \frac{2 \cdot 13,4 \cdot 10^3}{580} = 50,6 \text{ Н.}$$

Одночасно на лезо діє сила “набігання” гички, яка за багаторічним спостереженням і заміром [27-29] складає $Q=340$ Н.

Враховуючи випадкове потрапляння на ніж твердостеблових бур’янів (лобода, щирець, тощо) для розрахунку приймаємо $Q=450$ Н.

Результуюча сила, що діє на ніж буде

$$R_H = \sqrt{Q^2 + P^2} = \sqrt{450^2 + 50,6^2} = 453 \text{ Н.}$$

Ця сила R_H намагається зсунути ніж до осі обертання апарату. Цьому запобігає сила тертя, що утворюються між ножем і ступицею ГРА, яка повинна зрівноважувати силу R_H , тобто має виконуватися умова

$$Z_H \cdot F_1 \cdot f_T \geq R_H \quad (2.30)$$

де Z_H – число кріпильних болтів, так як при кріпленні ножа використовується фіксуєчий штир-грибок і один болт для кріплення, приймаємо $Z_H=1$;

f_T – коефіцієнт тертя ковзання, для умов сталь по сталі на сухо $f_T=0,2$ [34].

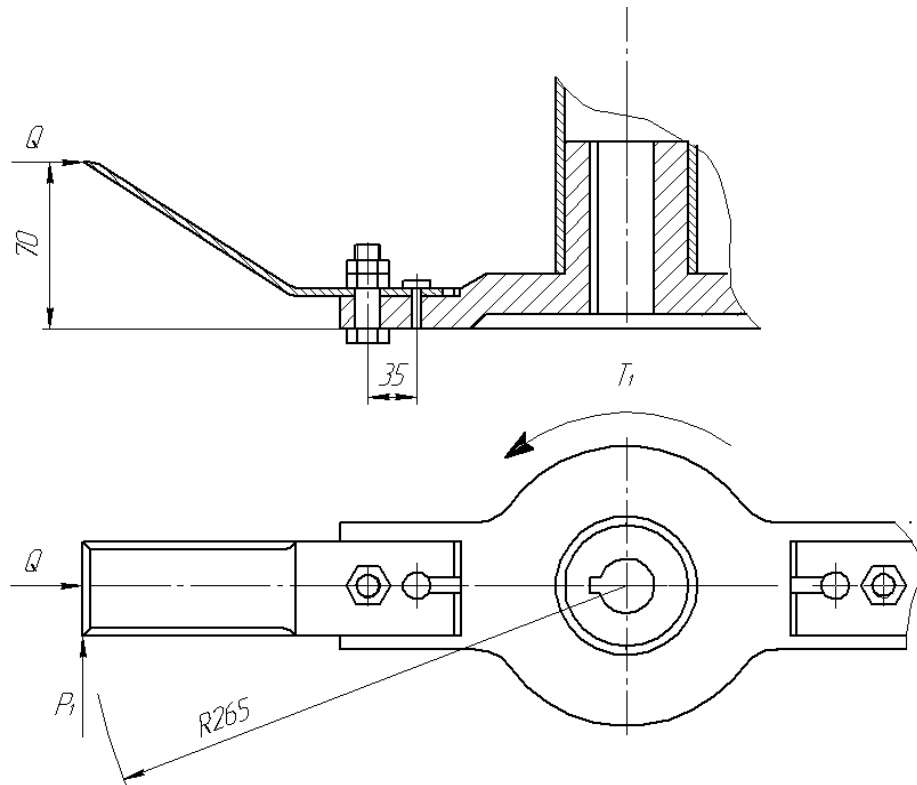


Рисунок 2.18 – Схема навантаження болтового з'єднання шабельного ножа

З врахуванням 20 % запасу на зсув, приймаємо коефіцієнт запасу розкриття з'єднання і визначаємо силу затяжки болта за формулою [5]

$$F_1 = \frac{1,2R_H}{Z_H \cdot f_T} \quad (2.31)$$

На ніж діє також і вивертаючий момент від сили R_H :

$$R_H \cdot h = F_2 \cdot l; \quad F_2 = \frac{R_H \cdot h}{l},$$

де h та l – відповідно плечі сил R_H та F_2 відносно умовної лінії, що проходить через вісь штиря-грибка.

Отже, повну осьову зовнішню силу F , що припадає на навантажений болт кріплення ножа, можна визначати з формули

$$F = F_1 + F_2 = \frac{1,2R_H}{Z_H \cdot f_T} + \frac{R_H \cdot h}{l} \quad (2.32)$$

Підставивши числові дані, отримаємо

$$F = 453 \cdot \left(\frac{1,2}{1 \cdot 0,2} + \frac{70}{38} \right) = 3624 \text{ Н.}$$

У конструкції кріплення ножа використано болт, поставлений в отвір із зазором. Цей болт навантажений поперечною силою, перпендикулярною до осі болта і працює на розтяг і кручення.

Для забезпечення міцності з'єднання має виконуватися умова [5]

$$\sigma_{екв.} = \frac{K_{зам} \cdot F}{Z_H \cdot S_P} = \frac{4K_{зам} \cdot F \cdot k}{\pi \cdot d_0^2 \cdot Z_H} \leq [\sigma]_p \quad (2.33)$$

де $K_{зам}$ – коефіцієнт затяжки, приймаємо $K_{зам}=1,3$;

S_P – площа поперечного перетину болта, $S_P = \pi \cdot d_0^2 / 4$;

$[\sigma]_p$ – допустиме напруження на розтяг, для матеріалу болта

$$[\sigma]_p = 130 \text{ Н/мм}^2.$$

Із виразу (2.33) визначимо діаметр болта

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot K_{зам} \cdot F \cdot k}{\pi \cdot [\sigma]_p \cdot z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 1,2 \cdot 3624}{3,14 \cdot 130 \cdot 1}} = 8,95 \text{ мм.}$$

Враховуючи, що з'єднання працює під дією перемінних навантажень та у динаміці, для з'єднання застосовуємо розвантажувальний елемент (розташування ножа у пазу ступиці) і використовуємо кріпильний болт з різцю М16.

Виконані розрахунки підтверджують доцільність запропонованого удосконалення конструкції гичкозбиральної машини.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

3.1. Схеми взаємодії еластичних гичковидаляючих робочих органів з коренеплодом

Для зниження енергоємності робочих процесів сільськогосподарських машин, в тому числі і бурякозбиральних, необхідним є удосконалення їх робочих органів.

Визначення профілю робочої поверхні копіра гичкозрізувального апарата для зниження енергоємності процесу копіювання головок коренеплодів цукрових буряків, що призвело б до зменшення ймовірності їх травмування і вивертання з ґрунту, – одна задач, для вирішення якої, були розроблені математичні моделі процесу взаємодії робочої поверхні копіра з коренеплодом цукрових буряків.

Ряд робіт, як теоретичного так і експериментального характеру, присвячено визначенню оптимальних профілів робочих органів з точки зору мінімізації енергоємності їх робочих процесів стосовно ґрунтообробних машин [6, 18]. Дослідження, представлені в цих роботах, базуються на застосуванні методів варіаційного числення. Результатом є визначення профілів мінімальної енергоємності стрільчастої лапи культиватора, леміша плоскорізальної лапи та інших.

Процес копіювання копіром коренеплодів цукрових буряків також розглянуто в багатьох роботах, наприклад [6, 36]. В цих роботах зокрема висвітлено питання силової взаємодії копіра з коренеплодом і визначено умови, при яких зусилля, що діє з боку копіра на коренеплід, не перевищує допустимих значень з точки зору непошкодження коренеплодів і невивертання їх з ґрунту. Але мало є досліджень, в яких було б розглянуто вплив профілю робочої поверхні копіра на енергетичні показники процесу копіювання коренеплодів цукрових буряків, зокрема на величину роботи, яку

необхідно виконати при переміщенні копювального пристрою під час копювання копіром головок коренеплодів. Тому актуальним є питання удосконалення існуючих і створення нових робочих органів гичкозбиральних машин.

Гичкозрізувальні апарати сучасних вітчизняних гичкозбиральних машин, наприклад, базова модель гичкозбиральної машини БМ-6Б, обладнана пасивним гребінчастим копіром.

У даній дипломній роботі пропонується гичкорізальний апарат з активними ножами шабельного типу. Відсутнє застосування копіїв, тому виконується відносно високе зрізування гички, а рештки гички зачищає очисник головок коренів з капроновими щітками гвинтового типу. Його використання забезпечить високу зносостійкість, меншу енергоємність і високу якість роботи машини. Такий ГРА доцільно використовувати на полях з високою забур'яненістю і добре розвиненою високоврожайною гичкою.

Ступінь очищення коренеплодів від гички пропорційна кількості та інтенсивності взаємодій робочих елементів з коренеплодом. Ці параметри залежать від технологічних, кінематичних та геометричних характеристик агрегату. Отримання аналітичних залежностей ступеня очищення від параметрів пристроїв та умов роботи доволі проблематичне, тому на практиці ступінь очищення визначають експериментально, застосовуючи різні методики та обладнання.

Якість виконання технологічного процесу очисником можна виконувати згідно методики, запропонованої М.А. Мішиним [23]. Визначають величину E_N переходу нормально зрізаних неочищених головок коренеплодів у нормально очищені. Цей показник визначають при відсутності пошкоджень і вибивання коренеплодів із ґрунту. Кращу якість очищення можна забезпечити роторним очисником з еластичними робочими елементами, виготовленими з поліуретану, гіршу – очисником такої ж конструкції з капроновими еластичними елементами діаметром 3,5...4 мм.

Технологічний процес видалення залишків гички еластичними робочими органами теоретично обґрунтований М.О. Огуречниковим [24]. Він оцінив енергомісткість очисника залишків гички, обладнаного еластичними робочими елементами; дослідив вплив конструктивних і технологічних параметрів на енергетичні показники процесу; довів, що лопатеві очисники з еластичними робочими органами мають значну питому енергомісткість, яка у 2...3 рази перевищує очисники, обладнані жорсткими робочими елементами (кільцями).

Гурченко О.П. обґрунтував параметри лопатевого очисника головок буряків від залишків гички, у його роботах [25, 26] наведено теоретичне обґрунтування методики розрахунку очисників головок коренеплодів з вертикальною віссю обертання.

Мартиненком В.Я. запропонована схема взаємодії еластичного робочого елемента з коренеплодом (рисунок 3.1) на основі законів класичної механіки та опору матеріалів [12].

При визначенні сили тертя P , що виникає під час взаємодії еластичного робочого елемента з коренеплодом, на основі рівняння плоского згину ним отримано залежність [12]

$$P = \frac{\pi^2 f \cdot E \cdot b \cdot h^3 \sqrt{1,5 \cdot l \cdot \Delta}}{48 \cdot (l - \Delta)^2 \left[\sqrt{1,5 \cdot l \cdot \Delta + f \cdot (l - \Delta)} \right]}, \quad (3.1)$$

де f – коефіцієнт тертя;

E – модуль пружності матеріалу робочого органу;

b, h – розміри поперечного перетину робочого органу;

Δ – натяг (перекриття робочого органу з коренеплодом);

L – довжина робочого органу.

На основі цієї залежності запропоновано проводити аналіз впливу конструктивних та кінематичних параметрів на значення сили, а також оптимізувати процес очищення згідно умови

$$P \leq P_B, \quad (3.2)$$

де P_B – сила, необхідна для завалювання коренеплоду.

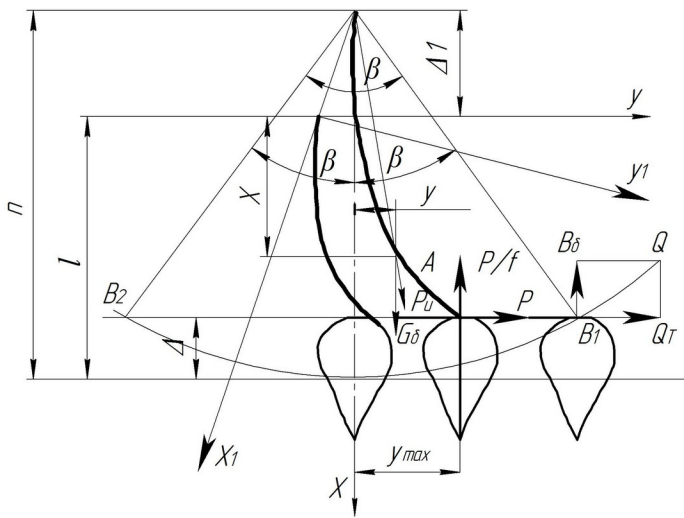


Рисунок 3.1 – Схема взаємодії еластичного робочого органу з коренеплодом (за В.Я. Мартиненком) [12]

Аналітичні залежності процесу взаємодії еластичного робочого органу з коренеплодом будують на моделі пружної балки

з використанням методу Рітца-Тимошенко. При цьому не враховано процесів, що проходять у самому еластичному робочому органі. Не враховано, наприклад, того, що при взаємодії еластичного робочого органу з коренеплодом, відбуваються складні процеси згину та розтягу, які залежать від геометричних та кінематичних параметрів. Тому одержані за такою методикою результати значно відрізняються від експериментальних даних.

Значний внесок у розробку теорії процесу очистки головок коренеплодів еластичними робочими органами зроблено Булгаковим В.М. [39, 40]. Ним запропоновано теорію взаємодії з головою коренеплоду гнучкої лопаті, встановленої на приводному валу з горизонтальною віссю обертання для випадку, коли площина обертання розташована вздовж осі обертання і для випадку коли вона розташована під деяким кутом до рядка коренеплодів.

Для випадку, коли площина обертання бичів очисника розміщена чітко вздовж рядка коренеплодів (умовна вісь бича збігається з віссю коренеплоду), схема швидкостей і силової взаємодії бича з головою коренеплоду буде плоскою, показана на рисунку 3.2.

Для нерухомої системи координат $xOyz$, початок якої проходить через вісь обертання бича, тобто вісь x збігається з горизонтальною віссю приводного вала. Вісь Oy направлена вздовж осі рядка коренеплодів, вісь Z

– вертикально вгору. Під дією поступального руху очисника вздовж рядка коренеплодів та обертального руху бича навколо осі Ox відбувається ударний контакт бича з головкою. Процес очищення головки коренеплоду від залишків гички умовно можна поділити на дві фази [40]:

- 1 – фаза зустрічі бича з головкою коренеплоду;
- 2 – фаза подальшого руху бича по головці коренеплоду.

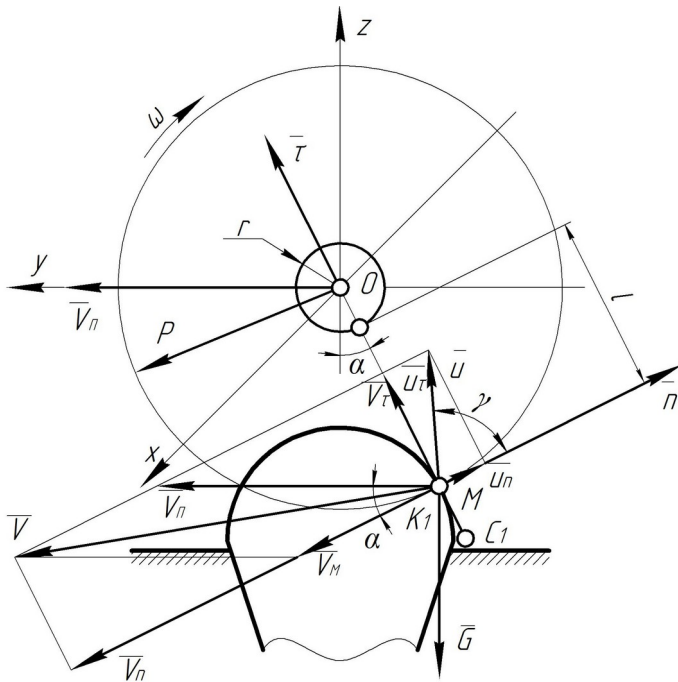


Рисунок 3.2 – Схема швидкостей при ударному контакті гнучкої очисної лопаті (бича) з головкою коренеплоду

Під час зустрічі бича з головкою коренеплоду спочатку відбувається удар по певній частині головки. Вважають, що ударний імпульс \bar{S} буде напрямлений вздовж нормалі \bar{n} до головки коренеплоду, проведеної через точку контакту K_1 (точка контакту бича з головкою коренеплоду). Швидкість \bar{V} точки M бича до удару визначають за формулою

$$\bar{V} = \bar{V}_n + \bar{V}_M, \quad (3.3)$$

де \bar{V}_n – швидкість поступального руху очисника вздовж рядка коренеплодів (переносна швидкість бича);

\bar{V}_M – колова швидкість точки M бича при обертанні навколо осі Ox (відносна швидкість точки M), напрямлена по дотичній до кола радіусом ρ і визначають її за формулою

$$V_M = w\rho = w(r+l). \quad (3.4)$$

Удар відбувається по спільній нормалі \bar{n} до сферичної головки коренеплоду та бича, а спільною нормаллю є дотична до кола радіуса ρ , то

вектор \vec{V}_M буде напрямлений вздовж нормалі \vec{n} (по радіусу сферичної головки коренеплоду).

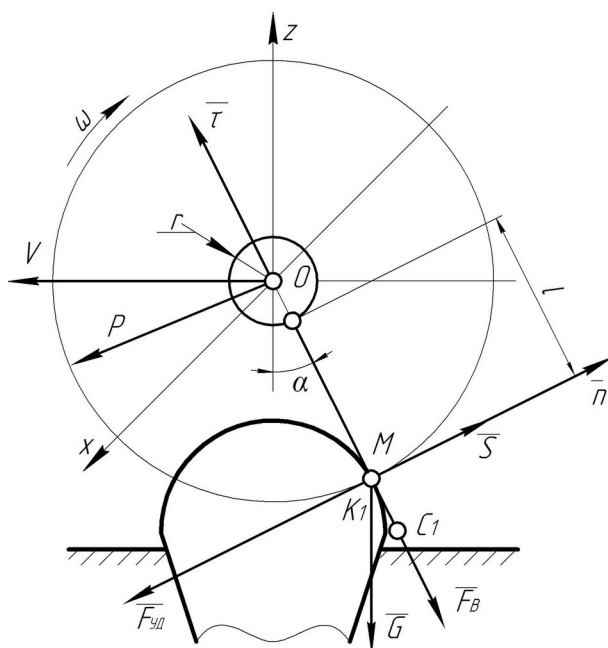


Схема сил, що діють на головку коренеплоду під час удару у точці контакту K_1 , показана на рисунку 3.3.

Рисунок 3.3 – Схема сил, що діють у точці контакту бича з головою коренеплоду

Це такі сили: $\vec{F}_{уд}$ – ударна сила, яка виникає у процесі удару і спрямована вздовж нормалі \vec{n} до поверхні головки коренеплоду; \vec{G} – сила ваги бича; \vec{F}_B – відцентрова сила інерції, що виникає при обертанні бича навколо осі Ox (напрявлена вздовж бича і сприяє випрямленню бича).

Абсолютну швидкість \vec{u} точки M після удару, кут відхилення γ вектора \vec{u} від нормалі \vec{n} та ударний імпульс \vec{S} можна визначати за такими залежностями [40]:

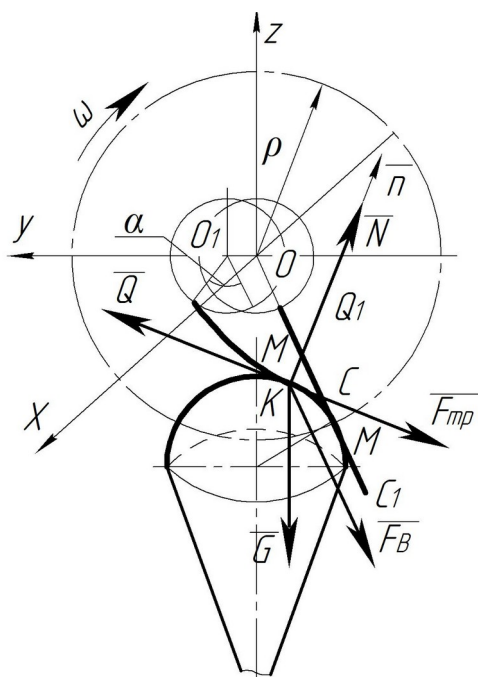
$$\gamma = \arctg \left[\frac{(V_{\Pi} \cdot \cos \alpha + w \cdot \rho) \cdot \varepsilon}{V_{\Pi} \cdot \sin \alpha} \right]; \quad (3.5)$$

$$u = \sqrt{V_{\Pi}^2 \cdot \sin^2 \alpha + (V_{\Pi} \cdot \cos \alpha + w \cdot \rho)^2 \cdot \varepsilon^2}; \quad (3.6)$$

$$S = m(1 + \varepsilon) \cdot (V_{\Pi} \cdot \cos \alpha + w \cdot \rho). \quad (3.7)$$

Під час фази руху бича по головці коренеплоду відбувається основний процес зчисування залишків гички з його головки. Для аналітичного описання цього процесу потрібно скласти диференціальні рівняння руху точки K (ця точка належить коренеплоду) контакту бича з поверхнею головки коренеплоду.

Схема силової взаємодії бича з головкою коренеплоду при виконанні основного процесу зчісування залишків гички, тобто під час руху бича по поверхні головки коренеплоду показана на рисунку 3.4. У точці контакту K діятимуть такі сили: \overline{F}_B – відцентрова сили інерції, напрямлена вздовж радіуса OK обертання бича навколо осі O ; \overline{G} – сила ваги бича, спрямована вертикально вниз; \overline{N} – нормальна реакція взаємодії бича з головкою коренеплоду, напрямлена вздовж нормалі \overline{n} до головки коренеплоду, яка проведена через дане положення точки контакту; \overline{F}_{TP} – сила тертя, що виникає під час руху бича по головці коренеплоду і направлена в бік,



протилежний напрямку вектора абсолютної швидкості точки M бича, яка збігається з точкою контакту; \overline{Q} – сила зчісування залишків гички з поверхні головки коренеплоду, спрямована в бік вектора абсолютної швидкості точки M бича [40].

Рисунок 3.4 – Схема силової взаємодії еластичної лопаті (бича) з головкою коренеплоду в процесі зчісування залишків гички (за В.М. Булгаковим) [40]

Знайдемо значення цих сил.

Відцентрова сила інерції \overline{F}_B у кожній точці контакту K наближено залишається сталою за значенням та напрямом і становить [41]

$$F_B \approx m\omega^2 \rho. \quad (3.8)$$

Масу бича m вважають зосередженою на робочій частині бича. Відцентрова сила інерції, яка виникає від обертання маси бича ближче до осі підвісу O_1 , зумовлює натяг бича і зрівноважується реакцією у шарнірі O_1 .

Деформація згину бича виникає внаслідок притискання бича у точці контакту K силами інерції \overline{F}_B і ваги бича \overline{G} під дією тягової сили \overline{P} поступального руху очисника та обертального моменту бича M_{OB} .

Сила деформації згину дорівнюватиме силі зчісування \bar{Q} . Отже, сила \bar{P} поступального руху очисника та обертальний момент бича M_{OB} є складовими сили \bar{Q} , тому вони на рис. 3.4 не показані.

Сила тертя визначається за відомою залежністю

$$F_{TP} = f \cdot N, \quad (3.9)$$

де f – коефіцієнт тертя поверхні бича по поверхні головки коренеплоду;

N – нормальна реакція у точці контакту K бича з головкою коренеплоду.

Диференціальне рівняння руху точки контакту K по головці коренеплоду у векторній формі матиме вигляд [40]

$$m\bar{a} = \bar{F}_B + \bar{G} + \bar{N} + \bar{F}_{TP} + \bar{Q}, \quad (3.10)$$

де \bar{a} – абсолютне прискорення руху точки контакту K по головці коренеплоду.

Оскільки у даному випадку схема сил є плоскою і розміщена у площині yOz , то диференціальне рівняння руху зводиться до системи двох диференціальних рівнянь другого порядку такого вигляду [40]:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} &= F_{BY} + G_Y + N_Y + F_{TPY} + Q_Y; \\ m\ddot{z} &= F_{BZ} + G_Z + N_Z + F_{TPZ} + Q_Z; \end{aligned} \right\} \quad (3.11)$$

де $F_{BY}, G_Y, N_Y, F_{TPY}, Q_Y$ – проекції векторів відповідно сил $\bar{F}_B, \bar{G}, \bar{N}, \bar{F}_{TP}, \bar{Q}$, на вісь Oy ;

$F_{BZ}, G_Z, N_Z, F_{TPZ}, Q_Z$ – проекції відповідно векторів тих же сил на вісь Oz .

При розв'язку рівнянь (3.11) необхідно прийняти рівняння в'язі (тобто поверхні, по якій рухається матеріальна точка). Оскільки було прийнято, що головка коренеплоду має сферичну форму, а система прикладання сил є плоскою, то у площині yOz рівняння сфери перейде у рівняння кола

$$f(y, z) = y^2 + z^2 - R^2 = 0, \quad (3.12)$$

де R – радіус сферичної головки коренеплоду.

Після відповідних перетворень з врахуванням попередніх виразів, можна записати систему диференціальних рівнянь руху у вигляді [40]:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} &= -mw^2 \rho \sin \alpha + \frac{y}{R} N - fN \frac{\dot{y}}{V} + Q \frac{\dot{y}}{V}; \\ m\ddot{z} &= -mw^2 \rho \cos \alpha - mg + \frac{z}{R} N - fN \frac{\dot{z}}{V} + Q \frac{\dot{z}}{V}; \\ y^2 + z^2 - R^2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3.13)$$

Система (3.13) є системою трьох рівнянь з трьома невідомими y, z, N , тому є визначеною і має єдиний розв'язок.

При аналізі кінематики взаємодії з головкою коренеплоду еластичної лопаті остання розглядається як суцільний нерозтяжний стержень. Ці припущення можуть привести до значних похибок при чисельному вирішенні параметрів взаємодії еластичної лопаті з головкою коренеплоду.

Отже, розроблені на даний час методики розрахунку процесу взаємодії еластичних робочих органів з коренеплодом недостатньо точно враховують особливості цього процесу, в зв'язку з чим є потреба в розробці та апробації досконаліших математичних моделей.

3.2. Умови роботи гичковидаляючого механізму

Очищення коренеплодів від гички є однією з відповідальних операцій при збиранні коренеплодів цукрових та кормових буряків. На даний час найбільш перспективною є технологія збирання гички з одночасним подрібненням її за допомогою еластичних робочих органів. Для обґрунтування процесу доочищення коренеплодів від залишків гички еластичними робочими органами (билами, щітками) аналізують складові та систему в цілому, яка складається з елементів: «грунт - коренеплід - гичка - робочий орган». Грунт є базовою складовою системи. Крім вирішального значення для формування врожаю, різновид та фізичні характеристики

грунту впливають на можливість якісного проведення збирання коренеплодів загалом та гички зокрема.

Вплив характеристик фізичного стану ґрунту на процес роботи викопуючих пристроїв достатньо вивчено і проаналізовано [30, 39, 40].

Оптимальними вважають такі значення показників фізичного стану ґрунту: вологість $W = 14...22 \%$; твердість $P = 0,8...2$ МПа; щільність $\rho = 0,9...1,4$ г/см³. Фізичні характеристики ґрунту значно коливаються у досить широких межах у зв'язку з дією на нього кліматичних, погодних, господарчих та інших факторів. Згідно результатів статистичної обробки даних, що характеризують стан ґрунту, в період збирання цукрових буряків (вересень-жовтень) спостерігається часта зміна його характеристик [30].

Біологічні та фізико-механічні характеристики коренеплодів цукрових буряків, як елемента системи, необхідно враховувати як сукупність біологічних характеристик, механічних властивостей та параметрів, які визначають можливі механічні дії робочих органів на коренеплід, а також граничний рівень навантажень та оптимальний діапазон геометричних і кінематичних параметрів робочих органів. Важливими характеристиками коренеплодів є міцнісні параметри, фрикційні та пружні властивості, особливо при динамічному навантаженні, а також сили зв'язку коренеплодів з ґрунтом, які характеризуються значенням сили, необхідної для завалювання коренеплодів у горизонтальній площині (у сторону рядка і міжряддя), та сили прикладеної у вертикальній площині, необхідної для витягування коренеплоду з ґрунту.

Значний вплив на механізоване збирання гички має положення головок коренеплодів відносно поверхні ґрунту та відхилення головок коренеплодів від осьової лінії рядка.

Щодо механізованого процесу видалення гички з коренеплодів найбільше значення матимуть сили, що діють у горизонтальній площині на коренеплід. Коренеплоди цукрових буряків характеризуються досить високими силами зв'язку з ґрунтом.

До міцнісних характеристик коренеплодів відносять критичні навантаження, що викликають пошкодження коренеплодів, а саме, питомі зусилля руйнування, модуль пружності, коефіцієнт відновлення. Різні частини коренеплоду (головка, тіло і хвостова частина) мають різні показники міцнісних характеристик.

Значення сили руйнування коренеплодів при динамічному навантаженні суттєво залежить від характеристик матеріалу робочого органу. При використанні матеріалу з меншими значеннями модуля пружності значення допустимих навантажень збільшується.

Гичка є однією з найбільш важливих частин цукрових буряків. Саме у гичці проходять процеси синтезу органічних речовин, які накопичуються у коренеплодах під час розвитку рослини [42].

Механічні властивості гички цукрових буряків визначають характер взаємодії робочих органів з гичкою і основні параметри цього процесу.

Оскільки міцнісні характеристики коренеплодів та гички, визначені при статичних навантаженнях, значно відрізняються від тих же показників, але визначених при динамічних навантаженнях, тому при створенні та оптимізації робочих органів необхідно враховувати міцнісні показники, що визначені для динамічних навантажень.

При пізніх строках збирання, гичка буряків піддається дії заморозків, які значно змінюють властивості гички, тобто вона втрачає стійкість через зміну механічних властивостей у бік пластичності, що призводить до звисання її у межах 30...40 % на головки коренеплодів і полягання на поверхню ґрунту [12]. Тобто механічні властивості гички від дії мінусових температур змінюються у сторону зменшення показників. Цю властивість необхідно враховувати при створенні гичковидаляючих робочих органів.

Одним з найбільш важливих показників, з точки зору механізованого збирання гички, є сили зв'язку черешків гички з головою коренеплоду. Ці сили перевищують міцність черешків на розтяг. При дотичному напрямку

прикладання навантаження, опір черешків відокремленню їх від головок коренеплодів знижується у 2...2,5 рази [30].

Отже, раціональним є процес видалення гички з використанням деформацій зсуву та згину, при яких дотичні навантаження на коренеплід будуть достатні для видалення гички без травмування головки коренеплоду і його вибивання з ґрунту.

При взаємодії еластичних робочих елементів з коренеплодом відбувається деформація робочої частини била та відхилення його траєкторії руху від класичної. При цьому головка коренеплоду піддається ударній та очісуючій дії робочої частини еластичного елемента, за рахунок цього і відбувається видалення гички. Оптимізація цього процесу можлива тільки на основі аналізу навантажень і деформацій, що виникають підчас взаємодії еластичного елемента з коренеплодом.

3.3. Аналіз напружено-деформівного стану при взаємодії еластичного робочого органу з коренеплодом

Процес взаємодії робочого органу з коренеплодом характеризується, суттєвою зміною швидкості руху робочих елементів за достатньо короткий проміжок часу, тому і підпадає під визначення удару.

Для аналізу сил та деформацій, що виникають при взаємодії еластичного робочого органу з коренеплодом можна застосувати дискретну модель удару, тобто замість однорідного стержня, яким є еластичний робочий орган (било) приймати дискретну систему [43], яка передбачає розгляд тіл, що контактують, у вигляді окремих елементарних дискретних мас, зв'язаних між собою пружними елементами (рисунок 3.5). При цьому кількість елементарних мас і пружних елементів, що моделюють тіло, залежить від того, які задачі ставлять при моделюванні, а також від конфігурації контактуючих тіл.

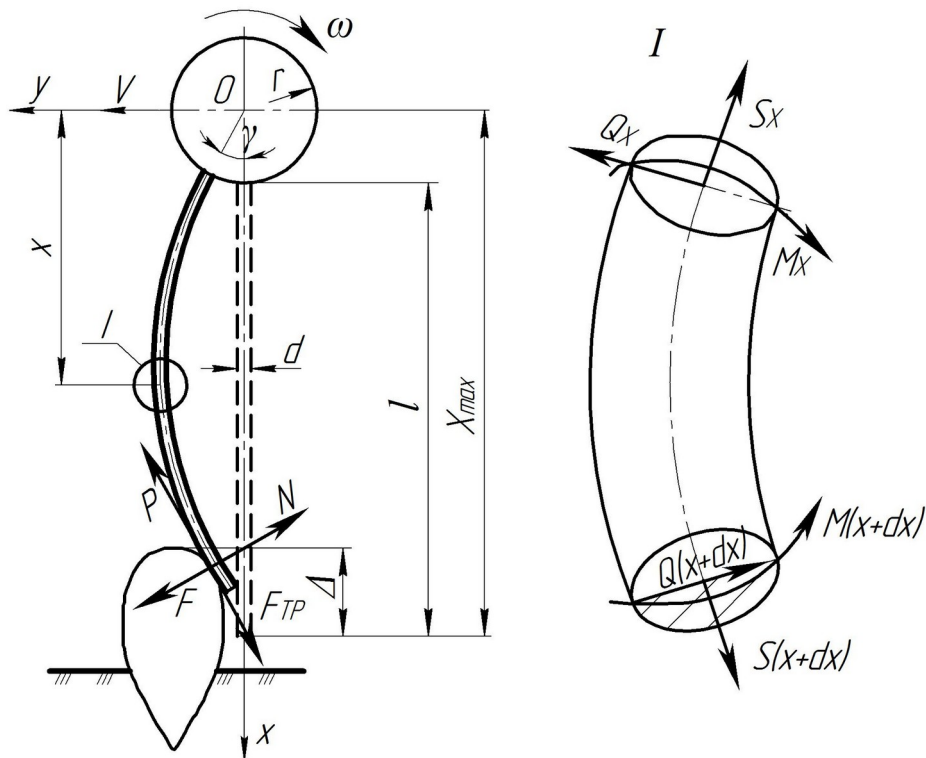


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема системи «било – коренеплід»

Дискретна модель удару дає задовільні результати, якщо контактуючі тіла розбити на достатньо велику кількість елементарних дискретних мас, які з'єднані між собою пружними елементами. Таку модель у вигляді диференціальних рівнянь можна розв'язати з використанням ПК.

При дослідженні процесів, що проходять під час взаємодії робочого елемента з коренеплодом розглядають прямий центральний удар, який характеризується тим, що загальна нормаль до поверхонь тіл у точці дотику проходить через їх центри мас і швидкості центрів мас направлені по цій нормалі. Косий удар передбачає введення коефіцієнта миттєвого тертя, тому цей випадок не розглядають, так як визначення цього коефіцієнта складне і неоднозначне.

Сили, які діють при контакті еластичного робочого органу з коренеплодом [44]:

F - ударна сила; P - сила зчісування черешків;

F_{TP} - сила тертя робочого органу до коренеплоду;

N - нормальна реакція взаємодії била з коренеплодом.

Система «біло-коренеплід» характеризується такими еометричними та кінематичними параметрами [18]:

r - радіус обертання точки кріплення біла до ротора;

l - вільна довжина біла; Δ - перекриття біла з коренеплодом;

ω - кутова швидкість біла;

V - вектор швидкості поступального переміщення.

При розгляді дискретної системи біло розбивають на n елементів довжиною dx . У перетині з координатою x на елементарну ділянку біла будуть діяти поздовжня сила S , поперечна сила Q , та згинальний момент M (див. рис. 3.5).

Вирази, що зв'язують сили і моменти з переміщенням, будуть мати вигляд [43]:

- поздовжня сила у перетині x

$$S(x) = E \cdot A \cdot \frac{du}{dx}; \quad (3.14)$$

де E – модуль пружності;

A – площа поперечного перетину біла;

u – поздовжнє переміщення;

- поперечна сила

$$Q(x) = \beta \cdot G \cdot A \cdot \gamma(x); \quad (3.15)$$

де β – коефіцієнт, що залежить від форми поперечного перетину;

G – модуль пружності другого роду (модуль зсуву);

γ – кут зміщення вектора поперечної сил Q відносно площини перетину.

Якщо кут повертання перетину біла позначити φ , поперечне переміщення – V , то кут повороту між осями елемента dx і Ox можна визначити як

$$\frac{dV}{dx} = \varphi + \gamma. \quad (3.16)$$

Тоді для Q [45]

$$Q(x) = \beta \cdot G \cdot A \cdot \left(\frac{dV(x)}{dx} - \varphi(x) \right). \quad (3.17)$$

Згинальний момент визначатиметься за формулою [44]

$$M(x) = - E \cdot I \cdot \frac{d\varphi(x)}{dx}, \quad (3.18)$$

де I – осьовий момент інерції перетину біла.

Якщо біло розділити на k частин, то для достатнього великого значення k сила між елементом k і елементом $k+1$ може біти розрахована за формулою [44]

$$S_{K+1} = E \cdot A \cdot \frac{\Delta u}{\Delta x} = \frac{E \cdot A}{\Delta x} \cdot (u_{K+1} - u_K), \quad (3.19)$$

де u_{K+1}, u_K – переміщення відповідних елементів;

Δx – відстань між центрами елементів, яка за довжиною дорівнює кожному з них.

Позначивши поздовжню жорсткість частини біла довжиною Δx через C_U , замість виразу (3.19) біде

$$S_{K+1} = C_U \cdot (u_{K+1} - u_K), \quad (3.20)$$

де $C_U = \frac{E \cdot A}{\Delta x}$.

Аналогічно, для поперечної сили між цими ж елементами можна записати [44]

$$Q_{K+1} = C_V \cdot (V_{K+1} - V_K) - \Delta x \cdot C_V \cdot \left(\frac{\varphi_{K+1} + \varphi_K}{2} \right), \quad (3.21)$$

де C_V – поперечна жорсткість, $C_V = \frac{\beta \cdot G \cdot F}{\Delta x}$.

Згинальний момент у цьому перетині біде

$$M_{K+1} = - C_\varphi \cdot (\varphi_{K+1} - \varphi_K), \quad (3.22)$$

де C_φ – згинальна жорсткість, $C_\varphi = \frac{E \cdot I}{\Delta x}$.

За формулами (3.20-3.22) визначають середні значення S , Q , M на відповідній частині била. Чим більше число частин k , тим точніше вони будуть співпадати з виразами одержаними за формулами (3.14, 3.17, 3.18).

Під час роботи била частина його елементів взаємодіє з коренеплодом і сприймає робоче навантаження, причому k -тий елемент навантажується силою F_K , яка може бути визначена у першому наближенні за формулою [44]

$$F_K = C_K \cdot V_K, \quad (3.23)$$

де C_K – коефіцієнт контактної жорсткості.

Силу тертя, що виникає під час удару при ковзанні k -того елемента по коренеплоду визначають з виразу

$$F_{K.TP} = f \cdot C_K \cdot V_K, \quad (3.24)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання матеріалів «било-коренеплід».

Виходячи з дискретної моделі удару введені основні припущення, які дозволяють провести теоретичне обґрунтування процесу взаємодії еластичного робочого органу з коренеплодом з достатньою точністю опису процесів, що проходять при цій взаємодії [44]:

- маса елементів, на які розбивають било, зосереджена у центрі мас кожного з них;
- осьові моменти інерції визначають для недеформованих елементів, у процесі взаємодії била з коренеплодом їх вважають незмінними;
- у першому наближенні розсіяння енергії не враховують, матеріал била пружний і взаємодія з коренеплодом пружна;
- коефіцієнт контактної жорсткості C_K беруть як еквівалентний для двох послідовно з'єднаних: C_B і коренеплоду C_K , причому в першому наближенні коефіцієнт C_K приймають зосередженим і постійним при взаємодії;
- на початку удару всі елементи мають однакову кутову швидкість, а било має прямолінійну форму;

- кутова швидкість обертання вала, на якому закріплено било, у процесі роботи не змінюється;
- усі деформації і переміщення кожної маси відбуваються у площині xOy (див. рис. 3.5), тобто кожний елемент била виконує плоскопаралельний рух.

3.4. Експериментальні дослідження механізму видалення гички

Фізико-механічні властивості гички і коренеплодів, як елементів у системі «робочий орган-гичка-коренеплід-грунт», необхідно враховувати при проектуванні відповідних машин як сукупність різних механічних властивостей і параметрів, які визначають набір можливих механічних взаємодій на матеріал, що збирається.

Важливими механічними характеристиками розглядуваних складових є фрикційні властивості, пошкоджувальність, а також сили зв'язку коренеплодів з ґрунтом, їх міцнісні властивості, особливо при динамічному навантаженні, момент інерції, координата центру ваги, власні частоти коливань при затисканні і т.д.

Для виготовлення еластичних робочих органів, які використовуються для видалення залишків гички на сучасних гичкозбиральних машинах широко використовують прогумовану стрічку, гуму, поліуретан. Загальний недолік робочих органів, виготовлених з цих матеріалів, – їх недовговічність, як правило, наробіток не перевищує 20...30 га [12]. Крім того, робочі органи, які виготовлено з гуми, досить чутливі до абразивного зносу, що спостерігається при контакті робочих елементів з ґрунтом.

Жорсткість матеріалу била при розтягу визначають за формулою [19]

$$C_U = E \cdot F/l; \quad (3.25)$$

де C_U – жорсткість при розтягу;

E – модуль пружності матеріалу робочого органу;

F – площа поперечного перетину робочого органу;

l – довжина елемента робочого органу, яка знаходиться з умови

$$l = l_{3AG} / n; \quad (3.26)$$

де l_{3AG} – загальна довжина робочого органу;

n – кількість елементарних відрізків робочого органу.

Жорсткість при зсуві елементів робочого органу один відносно одного визначають залежністю [19]

$$C_V = \beta \cdot G \cdot F / l, \quad (3.27)$$

де C_V – жорсткість при зсуві елементів робочого органу один відносно одного;

β – коефіцієнт, що залежить від форми і розмірів поперечного перетину робочого органу; для круглого поперечного перетину, $\beta = 10/9$ [19];

G – модуль зсуву, $G = 1,3$ МПа.

Жорсткість при згині елемента робочого органу визначають за формулою [19]

$$C_\varphi = E \cdot I / l; \quad (3.28)$$

де C_φ – жорсткість при згині елемента робочого органу;

I – осьовий момент інерції, для круглого поперечного перетину

$$I = \pi \cdot d^4 / 64. \quad (3.29)$$

Осьовий момент інерції відносно поздовжньої осі елемента робочого органу, що є циліндром, визначають за формулою [19]

$$I_X = m \cdot \left(\frac{R^2}{4} + \frac{l^2}{4} \right), \quad (3.30)$$

де R – радіус елемента;

m – маса елемента робочого органу, яку знаходять з умови

$$m = \pi \cdot R \cdot l \cdot \rho. \quad (3.31)$$

Контактну жорсткість матеріалу робочого органу визначають експериментальним шляхом (рисунок 3.6) з використанням випробувальної машини FP-100 за існуючими методиками [46].

Коефіцієнт тертя по гумі і модуль пружності гички та коренеплоду приймають згідно [47]. Вихідні дані для проведення розрахунків параметрів системи «било-гичка-коренеплід» наведені у таблиці 3.1.

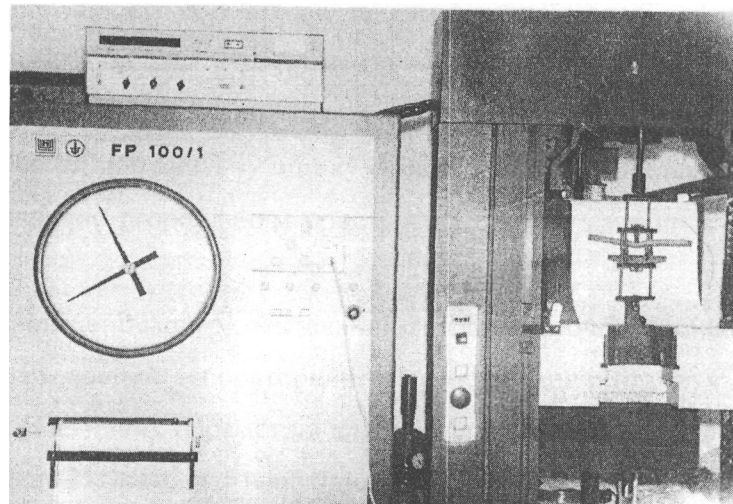


Рисунок 3.6 – Визначення контактної жорсткості матеріалу робочого органу на випробувальній машині FP-100

Таблиця 3.1 – Таблиця вихідних даних для розрахунку

Елемент системи «било-гичка- коренеплід»	Показник	Значення	
Било	Шнур круглого поперечного перетину ГОСТ 6467-79. Матеріал	Гума 51-1562 ГОСТ 7338-77	
	Густина, г/см ³	1,48	
	Геометричні параметри:	діаметр, d , мм	10
		довжина, l , м	0,2...0,3
	Модуль пружності, E , МПа	21	
	Модуль зсуву, G , МПа	2,72	
	Коефіцієнт Пуасона, μ	0,47	
		контактна, C_B , Н/м	$3,1 \cdot 10^4$
		поздовжня, C_U , Н/м	$3,4 \cdot 10^4$
		поперечна, C_V , Н/м	$1,32 \cdot 10^4$
		згинальна, C_φ , Н/м	0,22
	Осьовий момент інерції перетину била, I , м ⁴	$7 \cdot 10^{-8}$	
Кутова швидкість, ω , с ⁻¹	30...50		
Гичка	Модуль пружності, E_G , МПа	8,5	
	Коефіцієнт тертя по гумі, f_G	0,86	
	Контактна жорсткість, C_G , Н/м	$1,15 \cdot 10^4$	
Коренеплід	Модуль пружності, E_K , МПа	18,4	
	Коефіцієнт тертя по гумі, f_K	0,73	
	Контактна жорсткість, C_K , Н/м	$2,56 \cdot 10^4$	

Закріплення била на валу може бути жорстким та шарнірним, загальна кількість мас в обох випадках приймають рівною 10.

Характер закріплення била на розглянутому проміжку часу на його напружено-деформований стан не впливає. Використавши вихідні дані можна провести розрахунки, які дозволяють чисельно встановити осьові, поперечні та поворотні переміщення та відповідні швидкості окремих точок

ударного робочого органу в будь-який момент його роботи, а також осьову S , поперечну Q сили та згинальний момент M у будь-якому перетині біла. Крім цього можна встановити силу взаємодії біла з коренеплодом.

Міцнісні характеристики гички визначають також на випробувальній машині FP-100. Для закріплення зразків гички використовують спеціальні пристосування – затискачі (рисунок 3.7а).

Дослідження проводять для визначення опору гички на розтягування та на згин. При цьому із типового листка гички виділяють черешок довжиною $2/3$ листка. Зразок закріплюють з допомогою пристосувань так, щоб довжина ділянки, що навантажується, була 100 ± 5 мм. Зразок навантажують плавно, без ривків, до розриву зразка. Після цього у місці розриву зразка визначають площу поперечного перетину черешка гички з використанням міліметрового паперу.

Пружні характеристики гички визначають за допомогою маятникового копра КМ-4 (рисунок 3.7б).

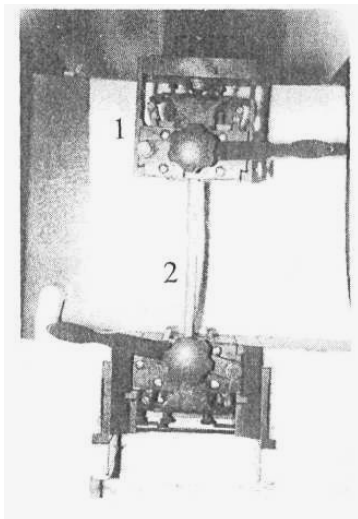
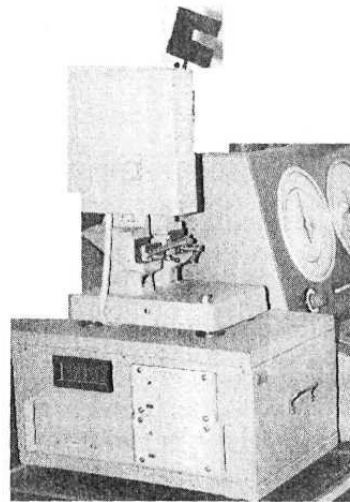


Рисунок 3.7

а) визначення міцності черешка гички кормового буряку на розтяг:
1 – затискач; 2 – черешок гички;



б) визначення ударної в'язкості черешка гички.

Під час цих досліджень визначають ударну в'язкість черешків гички. Досліди проводять на свіжо зрізаних зразках гички з наступним визначенням вологості зразків.

При проведенні досліджень змінними параметрами є матеріал робочої поверхні плунжера (гума, метал) і вологість черешка гички.

Вологість гички визначають методом гарячого сушіння [48].

Кількість повторюваностей у всіх випадках вибирають так, щоб похибка не перевищували 5 %.

Лабораторні дослідження проводять для визначення параметрів еластичних гичковидаляючих робочих органів і оптимальних режимів їх роботи. У зв'язку з тим, що натуральні коренеплоди з гичкою не придатні для багатократної дії на них робочих органів, а також враховуючи швидку втрату тургору свіжою гичкою, для лабораторних досліджень доцільно використовувати модель коренеплоду, яка за своїми розмірними і масовими характеристиками близька до натурального коренеплоду. Дослідження проводять на лабораторному стенді (рисунок 3.8), в основу роботи якого покладено принцип «рухомого поля» [44].

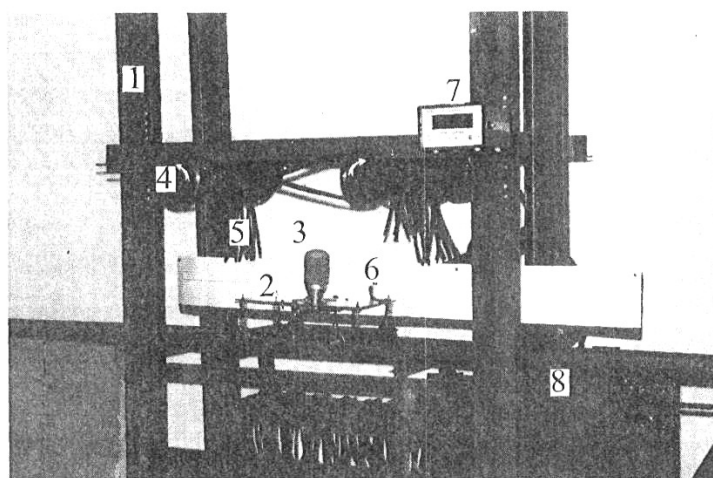


Рисунок 3.8 – Лабораторний стенд для дослідження гичковидаляючих робочих органів:
1 – рама, 2 – рухома платформа, 3 – модель коренеплоду, 4 – привод робочих органів, 5 – робочі органи, 6 – реєструючий пристрій, 7 – тахометр, 8 – пульт керування.

Лабораторний стенд для дослідження гичковидаляючих робочих органів складається з рами 1 з пристроєм для закріплення робочих органів 5, що досліджуються, рухомого поля, виконаного у вигляді ланцюга, який рухається по направляючих зірочках. Рухоме поле та робочі органи, що досліджуються, приводяться в рух від електродвигунів з можливістю зміни режимів роботи. До ланцюга кріпиться рухома платформа 2, на якій у кулькових фіксаторах встановлено модель коренеплоду 3. Модель коренеплоду має два ступені вільності у поздовжньо-вертикальній і

поперечно-вертикальній площинах. Під час роботи стенду обертальний рух від електродвигунів через редуктор і варіатор передається ланцюгу привода платформи та робочим органам 5, що досліджуються. Завдяки взаємодії нижньої платформи з ланцюгом модель коренеплоду із заданою швидкістю підводиться до робочих органів, що обертаються із заданою частотою обертів. При дії робочих органів на модель коренеплоду, останній отримує певні навантаження, які реєструються у процесі проведення досліджень. Для реєстрації цих навантажень верхню рухоми платформу обладнують пишучим пристроєм, за допомогою якого записують всі коливання моделі коренеплоду у процесі дії на неї робочих органів з врахуванням поступального руху.

Для визначення кількості взаємодій робочих елементів з моделлю коренеплоду, а також глибини проникнення деформації можна використати методику, запропоновану О.Б. Павелчак [49, 58]. Для цього модель коренеплоду покривають почергово звичайним і копіювальним папером із зовнішнім покриттям із тонкої еластичної гуми. Після взаємодії робочих органів з моделлю коренеплоду по плямах контакту на папері визначають місце контакту, кількість взаємодій, а також характер і глибину деформації. Залежно від товщини паперу і матеріалу робочого органу проводять тарування для можливості визначення фактичних навантажень, що діють на коренеплід.

Найбільш повне вивчення процесу взаємодії робочого органу з моделлю коренеплоду можливе тільки при дослідженні процесу в динаміці. Для цього можна використовувати швидкісний відеозапис процесу взаємодії робочого органу з моделлю коренеплоду з наступною обробкою матеріалу на ПК. При цьому за моделлю коренеплоду встановлюють координатну сітку для можливості обробки відеоматеріалів.

Фактори, що впливають на процес взаємодії еластичних робочих органів з коренеплодом: поступальна швидкість руху робочих органів – V ; кутова швидкість робочих органів – ω ; кількість робочих елементів – k ; висота розташування осі обертання робочих елементів над поверхнею ґрунту

– H ; вільна довжина робочого елемента – l ; перекриття робочим елементом головки коренеплоду – Δh ; висота розташування головки коренеплоду над поверхнею ґрунту – $h_{г}$. До факторів, що впливають на досліджуваний процес, ставлять такі вимоги [48]:

- між факторами не повинно бути зв'язку;
- фактори повинні бути сумісні при проведенні експериментальних досліджень;
- фактори повинні достатньо точно вимірюватися і бути стабільними на визначеному рівні.

Проаналізуємо визначені фактори виходячи з вимог, які ставлять до них, а також з можливості реалізувати зміну факторів при проведенні експериментальних досліджень.

Поступальна швидкість руху робочих органів V є одним з найважливіших технологічних параметрів і визначається якісними показниками виконання процесу при максимально можливій продуктивності. Згідно ДСТУ 2258-93 «Машини бурякозбиральні. Загальні технічні умови».

Враховуючи конструктивні особливості лабораторного стенду для дослідження гичковидаляючих робочих органів (принцип рухомого поля), при проведенні експериментальних досліджень фактично цей фактор – це швидкість руху моделі коренеплоду.

Конструкцією лабораторного стенду передбачено зміну швидкості руху моделі коренеплоду від 0,8 до 2,5 м/с.

Кутова швидкість робочих елементів ω визначає інтенсивність дії на коренеплід робочих органів, яка, в свою чергу, визначає якісні показники процесу. При використанні еластичних робочих органів для видалення залишків гички цукрових буряків, оптимальне значення цього показника знаходиться в межах $70...75\text{с}^{-1}$. Кількість робочих елементів k на робочому органі теж є фактором, який визначає характер дії на коренеплід.

Висота розташування осі обертання робочих елементів над поверхнею ґрунту H , разом з вільною довжиною робочого елемента l і висотою

розташування головок коренеплодів над поверхнею ґрунту $h_{Г}$, визначають перекриття робочим елементом головки коренеплоду Δh (рисунок 3.9).

Отже, вище перераховані параметри взаємозалежні і їх зв'язок можна визначити так

$$\Delta h = h_{Г} + l + r - H, \quad (3.32)$$

де r – радіус кола, на якому закріплено робочі елементи (див. рис. 3.9).

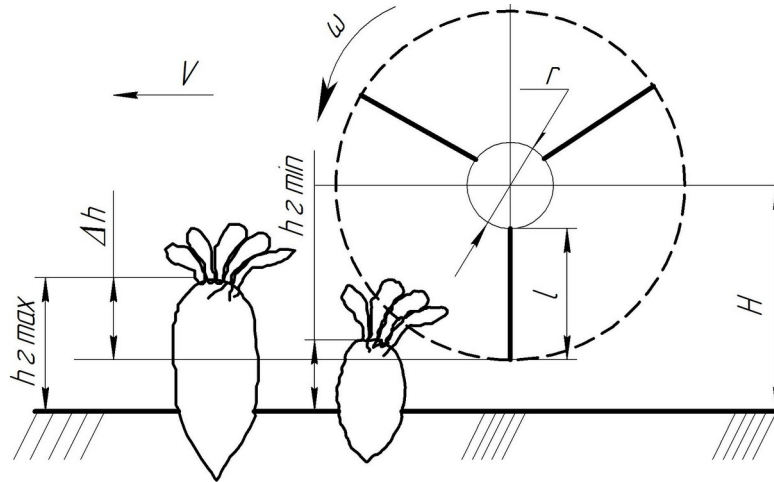


Рисунок 3.9 – Схема до визначення факторів, що впливають на процес взаємодії еластичних робочих органів з коренеплодом

Перекриття робочим елементом головки коренеплоду Δh повинно забезпечувати видалення гички як з найвище ($h_{Г.MAX}$), так і з найнижче ($h_{Г.MIN}$) розташованих головок коренеплодів.

Виходячи з оптимізації конструктивних параметрів, діаметр вала, на якому закріплюються еластичні елементи, має бути в межах 120...150мм [45].

Невизначеними факторами, що будуть впливати на процес взаємодії еластичних робочих органів з коренеплодом є висота розташування осі обертання над поверхнею ґрунту H і вільна довжина l робочих елементів.

Згідно з рекомендаціями [45] вільна довжина робочого елемента повинна становити $l = 250...350$ мм. Враховуючи це, визначимо висоту розташування осі обертання робочих елементів над поверхнею ґрунту у відповідності до залежності (3.32)

$$H = h_{Г.СР} - \Delta h + l + r.$$

Кінцево можна прийняти фіксованими при проведенні експериментальних досліджень такі фактори, враховуючи їх взаємозалежність:

- висота розташування осі обертання робочих елементів над поверхнею поля $H = 500$ мм;
- висота розташування головки коренеплоду над поверхнею ґрунту $h_{Г.СР} = 110$ мм;
- перекриття робочими елементами головки коренеплоду $\Delta h = 100$ мм;
- вільна довжина робочого елемента $l = 260$ мм.

Характер закріплення (жорсткий або шарнірний) еластичного робочого органу не впливає на його напружено-деформівний стан.

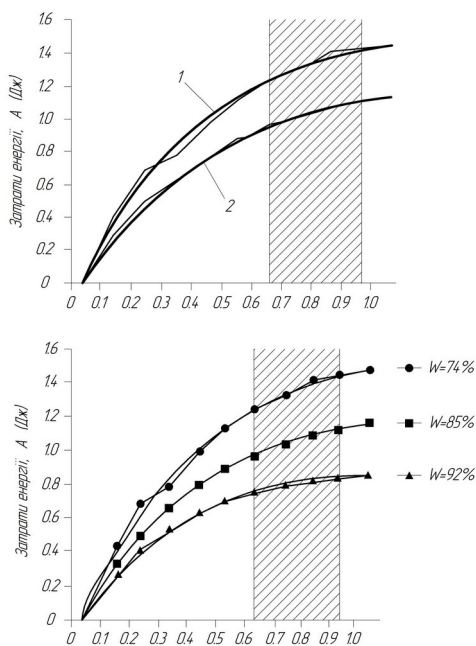
Сила взаємодії еластичного робочого органу з коренеплодом залежить в основному від кутової швидкості біла та модуля пружності матеріалу робочого органу.

Конструктивно-кінематичні параметри гичковидаляючого пристрою з еластичними робочими органами слід визначати з урахуванням ударного характеру процесу дії біла на коренеплід (час контакту 0,0004с) при значних деформаціях.

Аналіз результатів досліджень свідчить про те, що затрати енергії на руйнування черешка листка ударним навантаженням тіла, що виконано із гуми на 25...28 % вище порівняно з аналогічним показником для тіла виконаного із сталі (рисунок 3.10а). Це пояснюється тим, що частина енергії удару в першому випадку витрачається на пружну деформацію гуми. Таке співвідношення показників затрати енергії характерно для зони, в якій знаходяться 70...75 % листків (по масі). На рисунку 3.10 ця зона виділена штриховкою. Результати досліджень підтверджують, що значний вплив на затрати енергії для руйнування зразка гички має вологість [44]. Графічні

залежності затрат енергії на руйнування зразків від вмісту води в черешку представлені на рисунку 3.10б.

Аналіз графічних залежностей свідчить про те, що в робочій зоні (див. рис. 3.10б, заштрихована ділянка) затрати енергії на руйнування зростають із зменшенням вмісту води у зразку. При зменшенні вмісту води у зразку з 96 до 74 % затрати енергії на руйнування збільшуються з 0,8...0,85 до 1,4...1,5 Дж, тобто у 1,7...1,8 рази [44]. Це пояснюється тим, що при втраті тургору черешки листків гички набувають пластичних властивостей,



втрачаючи крихкість. Тому можна прогнозувати збільшення затрат енергії на процес видалення гички буряків при більш пізніх термінах збирання або ж після дії на плантації буряків заморозків.

Рисунок 3.10 – Затрати енергії A на руйнування черешка залежно від площі поперечного перетину S_c :
 а) 1 – гума, 2 – сталь;
 б) ударом при різних значеннях вологості зразка W .

Після видалення гички на головках коренеплодів можуть залишатися ниткоподібні волокнисто-судинні тканини, міцність яких значно вища порівняно з середньою міцністю черешка листка гички. Крім того, з коренеплодів погано видаляються відмерлі черешки, вологість яких менша 40 %. Залишки черешків листків гички, на головках коренеплодів, на процес механізованого збирання і наступного зберігання практично не впливають.

Отже, найбільш оптимальним робочим органом для доочищення від залишків гички цукрових буряків і очищення головок коренеплодів кормових буряків є еластичні робочі органи – бичі або біла, виготовлені з прогумованої стрічки, поліуретану та інших еластичних матеріалів, стійких до стирання.

СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

4. САПР СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

4.1. Методи САПР

Якщо питання про необхідність впровадження у виробництво CAD/CAM систем не викликає сумнівів, то вибір базової системи (чи систем) автоматизованого проектування і технологічної підготовки виробництва заслуговує на особливу увагу, адже від цього залежить ефективність виробництва продукції в цілому.

Відразу слід зазначити: ідеальної у всіх відношеннях системи не існує. Поняття «краще» та «гірше» є суто суб'єктивними, і в значній мірі, залежать від уподобань конкретної особи, що проводить аналіз системи. Але якщо система незадовільно вирішує задачу хоча б на одному з етапів наскрізного проектування, то її ефективність знижується в цілому, незалежно від інших переваг, якщо такі існують.

Ще більш складнішим є вибір модулів системи, які б найбільш повно забезпечували вирішення проблем, що стоять перед підприємством, при мінімальних фінансових затратах.

Впровадження у виробництво таких систем вимагає значних інтелектуальних та організаційних затрат і тісної взаємодії спеціалістів підприємства та фірм – постачальників програмного забезпечення.

Перш ніж приступити до вибору конкретної системи, варто більш детально ознайомитися з існуючими системами автоматизованого проектування (САПР) та їх можливостями. Іноді ці системи називають CAD/CAM/CAE системами (CAD – Computer-Aided Design, CAM – Computer-Aided Manufacturing, CAE – Computer-Aided Engineering).

Такі системи передбачають наскрізну автоматизацію всього процесу створення нового виробу – від формування конструкторської ідеї до його виготовлення.

На сучасному ринку систем автоматизованого проектування налічується значна кількість (більше сотні) найрізноманітніших продуктів, більш менш вартих уваги.

Існуючі на ринку системи САПР можна умовно розділити на три класи:

- 1) системи вищого («важкого») класу;
- 2) системи середнього класу;
- 3) системи легкого («нижчого») класу.

До класу «важких» систем слід віднести інтегровані (повнофункціональні) системи, такі як Unigraphics, EUCLID, ProEngineer, CATIA та деякі інші.

Ці системи дозволяють отримати повний цикл автоматизації виробництва, який охоплює всі етапи від конструкторських розробок до випуску готової продукції. Вони чудово підходять для моделювання виробів довільної складності, для створення збірних конструкцій. До складу цих систем, в тій чи іншій мірі повноти, входять модулі: моделювання; підготовки конструкторської документації; створення фотореалістичних зображень просторових моделей; розрахунку напружено-деформованого стану моделі; кінематичного та динамічного аналізу механізмів; теплового розрахунку; технологічної підготовки виробництва; імітації процесу обробки деталей; створення прес-форм та штампів; управління проектом виробу; інтерфейси до інших систем та ін.

Такі системи підтримують параметричне моделювання, що дозволяє отримувати кілька варіантів створюваного виробу шляхом зміни параметрів (розмірів). Більшість систем цього класу зберігають повну асоціативність між модулями системи, тобто креслення отримані в рамках системи повністю асоціативні з просторовою моделлю, і довільні зміни в моделі автоматично змінюються в кресленні і навпаки. Модульність таких систем дозволяє

впроваджувати їх поетапно або ж створювати робочі місця, орієнтовані на цілком визначений клас або напрямок задач проектування. В більшості випадків, «важкі» системи є відкритими і дозволяють створювати свої власні прикладні програми. Зазначений факт грає не останню роль, якщо підприємство, що впроваджує таку систему, уже володіє своїми власними розробками, які успішно використовувались раніше.

Системи середнього класу були створені для більш економного вирішення завдань проектування нових зразків продукції. Вони відносно дешеві, спроможні оптимізувати співвідношення «ціна-якість». Цей клас представлений групою функціонально-незалежних продуктів, які дозволяють вирішити одну окремо взятую задачу підприємства.

Системи цього класу здебільшого випускаються розробниками базової системи моделювання або їх промисловими партнерами. До цього класу слід віднести Solid Edge, Mechanical Desktop, Pro/Junior, PRELUDE, GENIUS Desktop, Design-Space, Dynamic Designer Motion, Mold flow, Solid Works, SURF CAM, hyperMill, PowerMILL та інші. Технічним забезпеченням для функціонування систем середнього класу, як правило, є обчислювальні машини з процесорами класу Pentium під керуванням операційних систем Windows NT або Windows 98.

До класу «легких» систем можна віднести системи, що призначені насамперед для випуску конструкторської документації. Такі системи, в більшості випадків, працюють в режимі електронного кульмана і дозволяють створювати хороші креслення. Безумовно, маючи в своєму розпорядженні засоби, які дозволяють використовувати фрагменти раніше створених креслень, ці системи дозволяють прискорити випуск конструкторської документації. Такі системи інколи постачаються з засобами 3-вимірної геометричної моделювання, а також мають цілий ряд прикладних модулів, розроблених на їх базі. Працюють такі системи на ПК. До цього класу можна віднести такі системи як AutoCAD, CADDY, CAD key, Top CAD, КОМПАС та багато інших.

Звичайно, що такий поділ систем автоматизованого проектування на класи чисто умовний. Так, наприклад, до середнього класу програм можна віднести Компас-3D та SolidWorks разом з його прикладними модулями для поверхневого моделювання, фотореалістичного зображення і т.д.

4.2. Розробка моделі об'єкту проектування

Проведемо аналіз напружено-деформованого стану (НДС) вала гичкоріза від крутного моменту, що діє на нього.

За допомогою системи тривимірного моделювання SolidWorks створюємо твердотільну модель вала гичкоріза (рисунок 4.1).

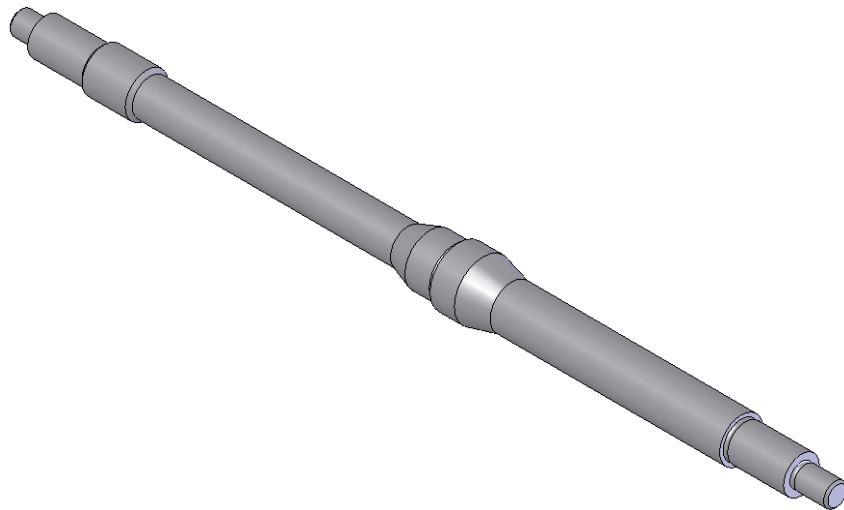
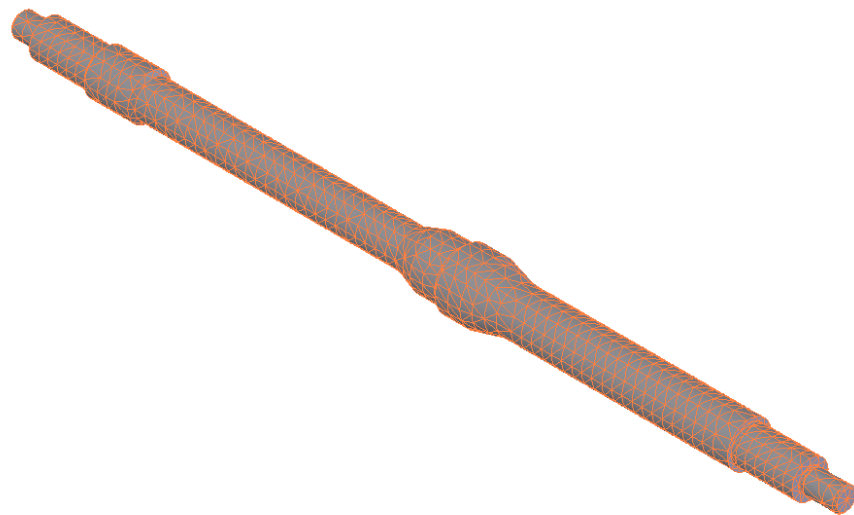


Рисунок 4.1 – Твердотільна модель вала гичкоріза

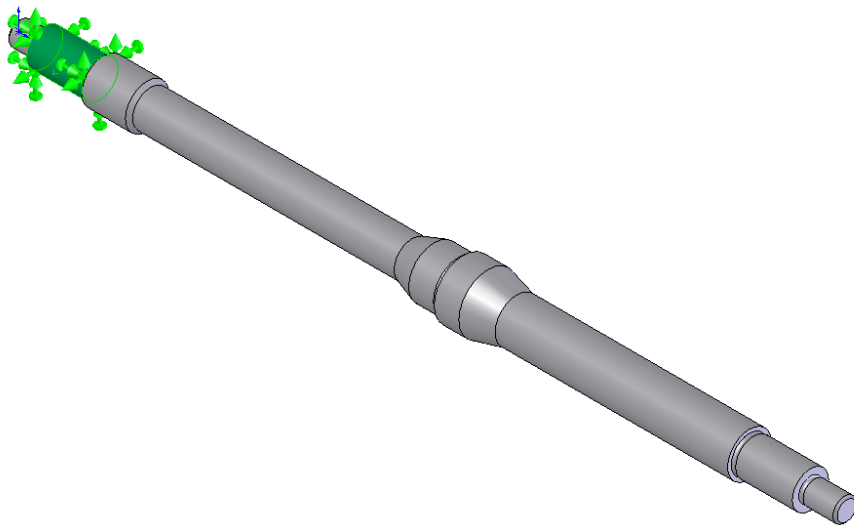
За допомогою модуля кінцевоелементного аналізу Simulation системи тривимірного моделювання SolidWorks проводимо аналіз напружено-деформівного стану вала гичкоріза у наступній послідовності (рисунок 4.2).

Створюємо сітку кінцевих елементів на 3D-моделі вала (рисунок 4.2а).

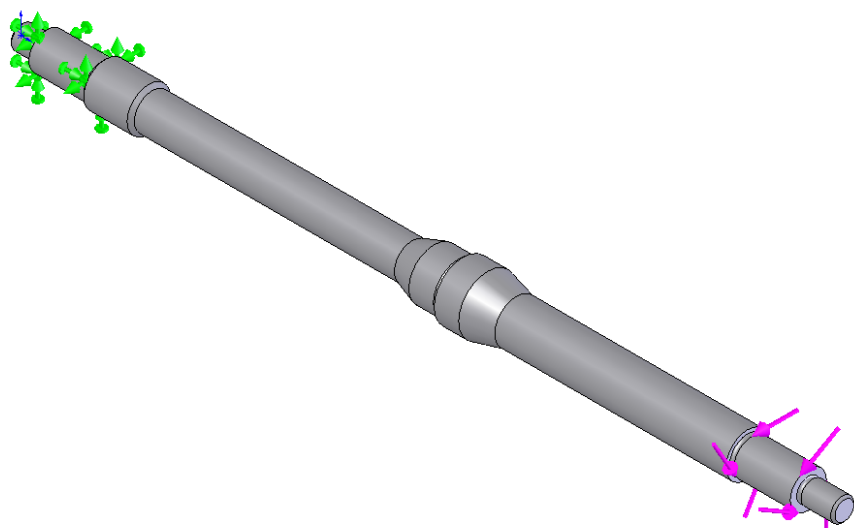
Задаємо умови закріплення вала гичкоріза (рисунок 4.2б) – защемлення на одному з кінців вала.



a)



б)



в)

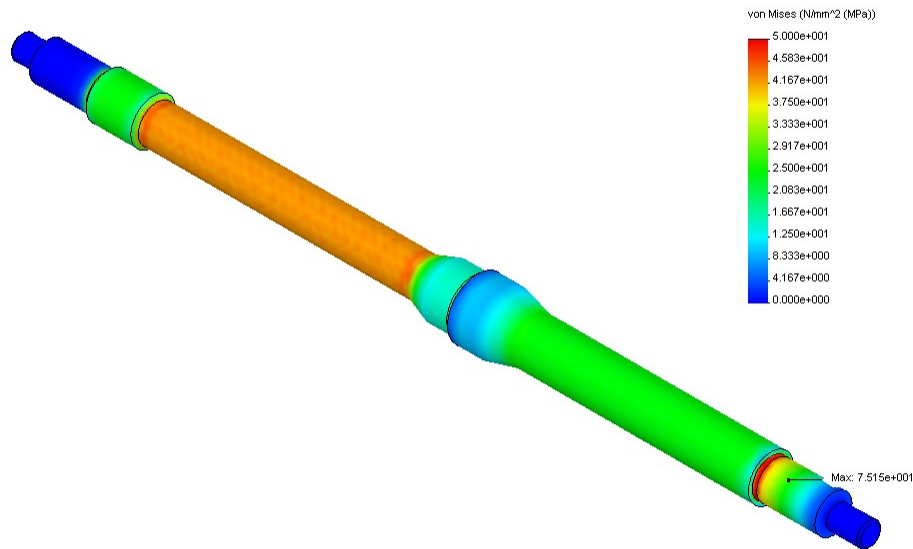
Рисунок 4.2 – Моделювання вала гичкоріза

Задаємо навантаження на кінцеву вала (рисунок 4.2 в) – $M_{кр}=75$ Н

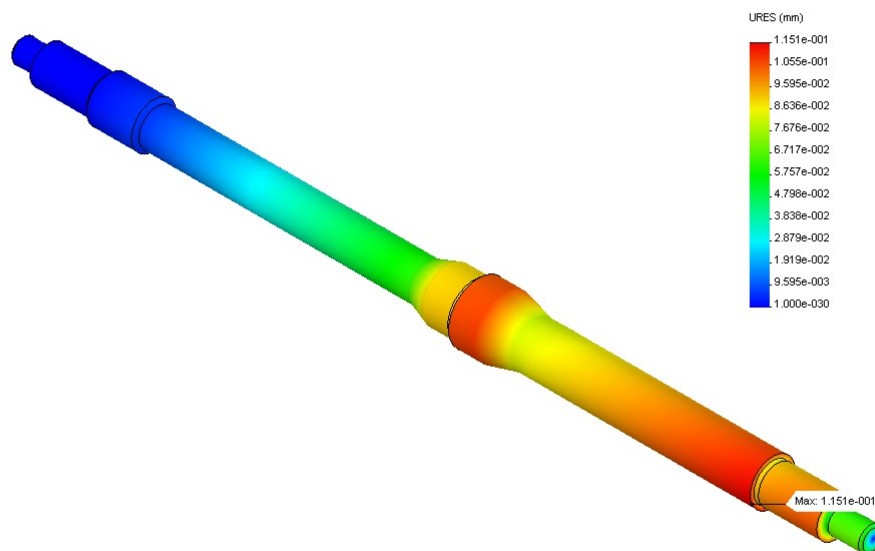
мм.

4.3. Обробка даних, побудова діаграм за результатами моделювання

Результати розрахунку напружено-деформованого стану вала гичкоріза за допомогою модуля кінцевоелементного аналізу Simulation системи тривимірного моделювання SolidWorks подано на рисунку 4.3.



a)



б)

Рисунок 4.3 – Результати розрахунку НДС вала гичкоріза:

a – напруження, МПа (за теорією Фон Мізеса); *б* – деформація вала, мм.

Максимальні напруження від крутного моменту в поперечному перетині вала становлять ≈ 75 МПа. Максимальні деформації вала $\approx 0,12$ мм.

5. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛІ

5.1. Аналіз конструктивних особливостей і технологічність деталі

Опис призначення та конструкції деталі маточина. Деталь – маточина БМ-48.613 (рисунок 5.1) є елементом кріплення шліцьового валу гичкозбиральної машини БМ-6.



Рисунок 5.1 – Основні поверхні деталі – маточина БМ-48.613

До основних поверхонь деталі відносять такі:

Поверхня (Г) – є установочною і призначена для кріплення маточини до диска.

Поверхня (В) – чотири отвори призначені для кріплення маточини за допомогою пальців.

Поверхня (Д, К) – є шліцьовим отвором, що призначений для встановлення маточини на шліцьовому валу.

Поверхня (А) – є торцевою поверхнею і призначена для забезпечення щільності при спряженні з іншими деталями у вузлі.

Поверхня (Б, Л) – фаски, призначені для центрування шліцьового вала у шліцьовому отворі.

Інші поверхні деталі є другорядними і принципового значення не мають.

Для виготовлення заготовки цієї деталі необхідно застосовувати матеріал, який має високу міцність поряд з добрими кувальними властивостями і оброблюваністю.

Враховуючи конструктивні особливості деталі, її форму, а також те, що деталі не йдуть на зварювання, застосовують сталь 35 ГОСТ 1050-74 з відповідними характеристиками (таблиці 5.1 і 5.2).

Таблиця 5.1 – Хімічний склад сталі 35

C, %	Si, %	S, %	P, %
0,32-0,4	0,17	0,04	0,03

Таблиця 5.2 – Механічні властивості сталі 35

σ_B , Н/мм ²	σ_0 , Н/мм ²	δ , %	ψ , %
540	320	20	45

На основі аналізу робочого креслення деталі і технічних вимог визначимо методи і засоби, за допомогою яких можна виконати відповідні вимоги, а також методи їх контролю в умовах даного виробництва. Ці дані зведемо у таблицю 5.3.

Технологічний контроль креслення деталі. На робочому кресленні деталь зображена у двох проекціях, що дає змогу уявити деталь у просторі і розташування її основних поверхонь.

На кресленні є достатня кількість перерізів, які відображають необхідну інформацію про деталь, щоб її можна було виготовити.

Таблиця 5.3 – Аналіз технічних умов

Поверхня	Технічна умова або вимога	Метод виконання	Метод контролю
В	Забезпечити задану точність та взаємне розміщення чотирьох отворів	Однчасне свердління	Калібр 8150-5061
Д, К	Забезпечити точність і шорсткість поверхні	Протягування шліцьового отвору	Калібр-пробка шліцьова 8341-4154
А, Г	Забезпечити точність і шорсткість поверхні	Підрізання торця різцем	Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89
Л, Б	Забезпечити точність і шорсткість поверхні	Розточування різцем	Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89

Для розмірів загального призначення встановлений загальний допуск і квалітет точності. Для поверхонь загального призначення показник шорсткості поверхонь визначають способом отримання заготовки.

На робочі розміри і відповідальні поверхні встановлено допуск і квалітет точності згідно діючих стандартів. На відповідальні поверхні встановлено спеціальні показники шорсткості. Також вказано основні базові поверхні, відносно яких визначають поверхні відхилення: співвісності чотирьох отворів (поверхня В) відносно шліцьового отвору.

Отже, креслення деталі виконано згідно діючих стандартів, що в повній мірі відображає всю необхідну інформацію, що необхідна для виготовлення даної деталі.

Аналіз технологічності конструкції деталі. Деталь – маточина БМ-48.613 є поковкою другого класу точності, другої групи складності, а тому отримання заготовки не складає значних труднощів. Конфігурація деталі дозволяє отримати заготовку куванням.

Щодо механічної обробки, конфігурація деталі дозволяє обробку всіх поверхонь на прохід.

Розміщення чотирьох отворів $\varnothing 17$ дозволяє застосовувати чотирьох-

шпиндельну свердлильну головку і витримати всі конструктивні вимоги.

Деталь має добрі базові поверхні для першочергових операцій, достатньо жорстка по конструкції і при механічній обробці дозволяє застосовувати пристрої і кондуктори з пневматичним затиском.

До всіх оброблюваних поверхонь маточини є вільний доступ інструменту.

Отже деталь є достатньо технологічною за конструкцією.

Аналіз існуючого технологічного процесу виготовлення деталі. Базовий технологічний процес механічної обробки деталі є задовільним і забезпечує поставлені вимоги до якості, точності і шорсткості поверхонь отримуваної деталі.

Щодо методу отримання заготовки (кування), то для даних умов виробництва, цей метод є доцільним. Хоча, заготовку можна отримати відливанням, наприклад у земляні форми.

Реальна заготовка досить точно відповідає кресленню деталі.

Щодо баз, то вони вибрані правильно, з дотриманням принципів єдності і суміщення баз.

Операції технологічного процесу механічної обробки маточини БМ-48.613 встановлено правильно, що дозволяє досягнути задану точність.

Як видно із технологічного процесу, режими різання відповідають прогресивним.

Щодо обладнання, яке використовується, то воно повністю задовольняє всі вимоги.

Щодо ріжучого інструменту, то використовують стандартизований.

З приводу зауважень, то для операції 050 Вертикально-свердлильна, на якій послідовно свердлиться чотири отвори $\varnothing 17$ є змога використати чотириох-шпиндельну свердлильну головку, що значно скоротить затрати як основного, так і допоміжного часу для даної операції.

Для операції 005, 010, 015 Вертикально-свердлильних у базовому

технологічному процесі застосовують верстати мод. 2170. Оскільки вони не повністю завантажені за потужністю, то для виконання даних операцій можна використати дешевші верстати мод. 2Н150.

5.2. Проектування технологічного процесу виготовлення

Визначення типу та організаційної форми виробництва. Тип виробництва характеризується коефіцієнтом закріплення операцій. Його значення приймають для планового періоду, який дорівнює одному місяцю і визначають за формулою:

$$K_{30} = \frac{O}{P}, \quad (5.1)$$

де O – число різних операцій;

P – число робочих місць з різними операціями.

Число операцій, закріплених за одним робочим місцем, знаходимо згідно формули

$$O = \frac{60 \cdot F_M \cdot k_B \cdot \eta_H}{T_{ш-к} \cdot N_M}, \quad (5.2)$$

де F_M – місячний фонд часу роботи обладнання при однозмінному режимі,

$$F_M = 2030 \div 12 = 169,2 \text{ год.}$$

$k_B = 1,3$ – середній коефіцієнт виконання норм часу;

$\eta_H = 0,8$ – коефіцієнт завантаження верстатів;

$T_{ш-к}$ – штучно-калькуляційний час виконання операцій на даному верстаті

N_M – місячна програма випуску деталей, відповідно

$$N_M = \frac{N}{12} = \frac{42000}{12} = 3500 \text{ шт.}$$

де N – річна програма випуску деталей.

Введемо коефіцієнт k для спрощення розрахунків:

$$k = \frac{60 \cdot F_m \cdot k_6 \cdot \eta_n}{N_m} = \frac{60 \cdot 169,2 \cdot 1,3 \cdot 0,8}{3500} = 3,016.$$

1. Вертикально-свердлильна операція:

$$O_1 = \frac{3,016}{0,364 \cdot 1,72} = 4,8.$$

2. Вертикально-свердлильна операція:

$$O_2 = \frac{3,016}{0,401 \cdot 1,72} = 4,37.$$

3. Вертикально-свердлильна операція:

$$O_3 = \frac{3,016}{0,294 \cdot 1,72} = 5,96.$$

4. Горизонтально-протяжна операція:

$$O_4 = \frac{3,016}{0,04 \cdot 1,73} = 43,58.$$

5. Токарно-гвинторізна операція:

$$O_5 = \frac{3,016}{0,295 \cdot 2,14} = 4,78.$$

6. Токарно-гвинторізна операція:

$$O_6 = \frac{3,016}{0,058 \cdot 2,14} = 24,3.$$

7. Вертикально-свердлильна операція:

$$O_7 = \frac{3,016}{0,088 \cdot 1,72} = 19,93.$$

Тоді:

$$K_{30} = \frac{4,8 + 4,37 + 5,96 + 43,58 + 4,78 + 24,3 + 19,93}{3} = 35,9.$$

Отже, тип виробництва – дрібносерійний, так як $20 < K_{30} < 40$.

Згідно ГОСТ 14312-74 приймаємо потокову форму організації виробництва, яка характеризується узгодженим і ритмічним виконанням всіх

операцій технологічного процесу на основі постійного такту випуску, розміщенням робочих місць у послідовності згідно технологічного процесу.

Величина такту випуску:

$$t_g = \frac{F_{\partial} \cdot 60}{N} = \frac{2030 \cdot 60}{42000} = 2.9 \text{ хв/шт.}, \quad (5.3)$$

де F_{∂} – дійсний річний фонд часу роботи обладнання. $F_{\partial} = 2030$ год.

Скоректована партія

$$n = \frac{N \cdot a}{F} = \frac{42000 \cdot 10}{253} = 1660 \text{ шт.}, \quad (5.4)$$

де a – число днів, на яке необхідно мати запас деталей. $a = 10$;

F – число робочих днів у році, $F = 253$.

Техніко-економічне обґрунтування вибору заготовки. Заготовками для даної деталі можуть бути поковки, а також відливки. В даному випадку її отримують методом кування на ГKM із сталі 35 ГОСТ 1050-74, що забезпечує вимоги міцності і шорсткості необроблюваних поверхонь.

Дану заготовку можна отримати і литвом у земляні форми. При цьому технологічний процес механічної обробки не змінюється.

Для того, щоб вибрати метод отримання заготовки, визначимо собівартість заготовки отриманої куванням на ГKM і литвом у земляні форми.

Деталь – поковка із сталі 35; II класу точності; 2-ої групи складності, маса деталі 0,8 кг; маса заготовки 1,85 кг.

Вартість заготовки отриманої куванням на ГKM і литвом, з достатньою для курсового проектування точністю визначаємо згідно формули []:

$$S_{заг} = \left(\frac{C_i}{1000} Q k_T k_C k_{\epsilon} k_M k_{II} \right) - (Q - q) \frac{S_{відх}}{1000}, \quad (5.5)$$

де C – базова вартість однієї тони заготовок;

$k_T, k_C, k_{\epsilon}, k_M, k_{II}$ – відповідно, коефіцієнти, які залежать від класу

точності, групи складності, маси, марки матеріалу, об'єму випуску заготовок.

1 варіант Кування на ГKM

$C = 1575$ грн; $k_T = 1$; $k_C = 0,84$; $k_g = 1,14$ $k_m = 1$; $k_{II} = 1$; $S_{відх} = 149$ грн.

$$S_{заг1} = \left(\frac{1575}{1000} 0,84 \cdot 1,14 \cdot 1,85 \right) - (1,85 - 0,8) \frac{149}{1000} = 2,63 \text{ грн.}$$

2 варіант Литво у земляні форми

$C = 1450$ грн; $k_T = 1,03$; $k_C = 0,83$; $k_g = 1$; $k_m = 1,21$; $k_{II} = 1$; $S_{відх} = 149$ грн.

$$S_{заг2} = \left(\frac{1450}{1000} 1,85 \cdot 1,03 \cdot 1,21 \cdot 0,83 \right) - (1,85 - 0,8) \frac{149}{1000} = 2,61 \text{ грн.}$$

Економічний ефект від застосування прогресивнішого способу одержання заготовки розрахуємо згідно формули :

$$\Sigma = (S_{заг2} - S_{заг1}) \cdot N = (2,63 - 2,61) \cdot 42000 = 8,4 \text{ грн.} \quad (5.6)$$

Отже, одержання заготовок для деталі маточина БМ-48.613 литвом у земляні форми є доцільнішим.

Економічний ефект від застосування литва у земляні форми складає 8,4 гривень на рік порівнянно з куванням на ГKM.

Вибір технологічних баз. Вихідними даними для вибору баз є: робоче креслення деталі; технічні умови на виготовлення деталі; вид заготовки та якість її поверхонь.

При виборі технологічних баз важливою умовою є те, щоб при першій операції було вибрано базою такі поверхні, які в подальшому не оброблюють. На наступні операції необхідно вибирати такі бази, які б служили базами для багатьох операцій.

Від правильності вибору технологічних баз в значній мірі залежать:

- фактична точність виконання лінійних розмірів, заданих конструктором;
- правильність розміщення оброблюваних поверхонь;

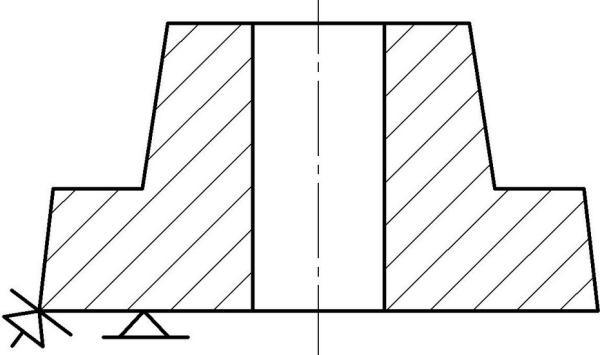
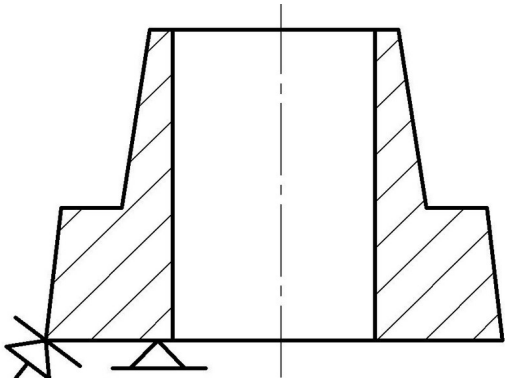
- точність обробки, яку повинен витримати робітник при виконанні запроектованої технологічної операції;

- ступінь складності і конструкція необхідних пристроїв, ріжучих і вимірювальних інструментів;

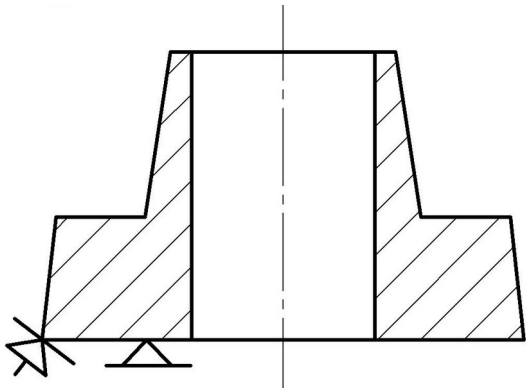
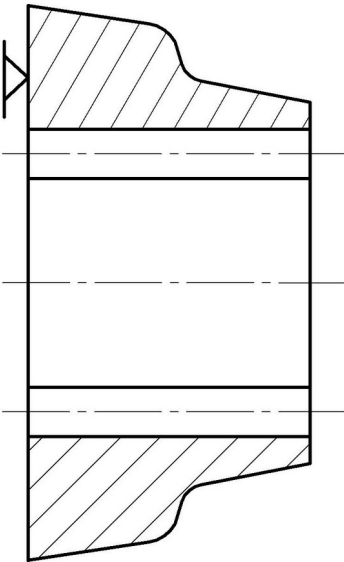
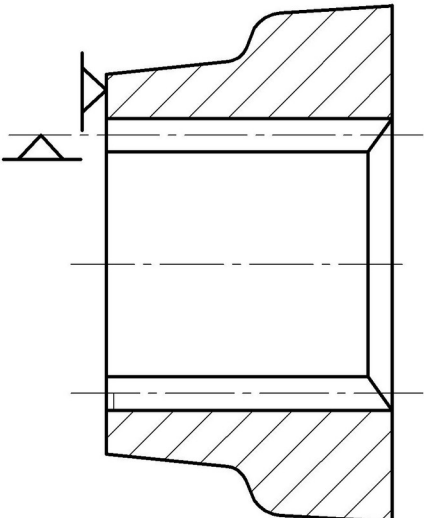
- загальна продуктивність обробки заготовок.

Вибір технологічних баз виконаємо у вигляді таблиці, в якій покажемо схеми базування деталі на кожній операції (таблиця 5.4).

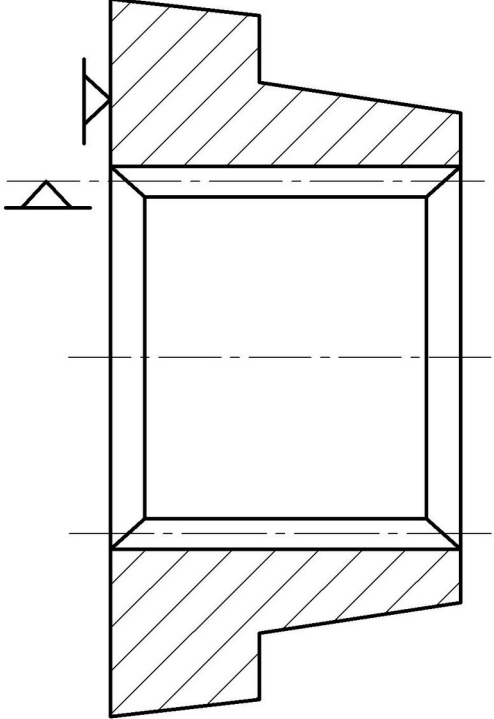
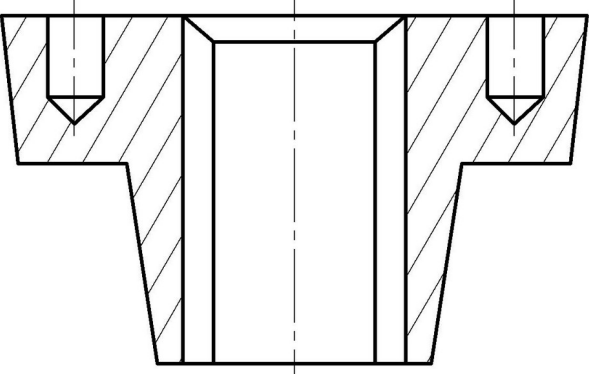
Таблиця 5.4 – Вибір технологічних баз

№ операції	Назва операції	Схема базування
1	2	3
005	Вертикально-свердлильна	
010	Вертикально-свердлильна	

Продовження таблиці 5.4

1	2	3
015	Вертикально-свердлильна	
020	Горизонтально-протяжна	
025	Токарно-гвинторізна	

Кінець таблиці 5.4

1	2	3
030	Токарно-гвинторізна	
035	Вертикально-свердлильна	

Вибір варіанту технологічного маршруту механічної обробки. Для визначення доцільності вибраного технологічного маршруту механічної обробки необхідно провести техніко-економічні порівняння двох варіантів обробки (таблиці 5.5 5.6).

Складаємо два варіанти технологічного маршруту механічної обробки деталі маточина БМ-48.613.

Таблиця 5.5 – Маршрут обробки 1-го варіанту (базовий)

№ опер.	Назва операції, зміст переходу	Оброблювана поверхня	Базова поверхня	Обладнання
005	Вертикально-свердлильна 1. Свердлити отвір в розмір 1.	К	Н, Г	2170
010	Вертикально-свердлильна 1. Розсвердлити отвір в розмір 1.	К	Н, Г	2170
015	Вертикально-свердлильна 1. Зенкерувати отвір в розмір 1.	К	Н, Г	2170
020	Горизонтально-протяжна 1. Протягнути шліци в розмір 1, 2, 3.	Д, К	Г	7Б55
025	Токарно-гвинторізна 1. Підрізати торець в розмір 2. 2. Розточити фаску в розмір 1.	Г Л	А, Д	16К20
030	Токарно-гвинторізна 1. Підрізати торець в розмір 1. 2. Розточити фаску в розмір 2.	А Б	Г, Д	16К20
035	Вертикально-свердлильна 1. Свердлити послідовно чотири отвори в розмір 1, 2, 3.	В	А, Д	2Н150

Таблиця 5.6 – Маршрут обробки 2-го варіанту (проектний)

№ опер.	Назва операції, зміст переходу	Оброблювана поверхня	Базова поверхня	Обладнання
1	2	3	4	5
005	Вертикально-свердлильна 1. Свердлити отвір в розмір 1.	К	Н, Г	2170
010	Вертикально-свердлильна 1. Розсвердлити отвір в розмір 1.	К	Н, Г	2170
015	Вертикально-свердлильна 1. Зенкерувати отвір в розмір 1.	К	Н, Г	2170
020	Горизонтально-протяжна 1. Протягнути шліци в розмір 1, 2, 3.	Д, К	Г	7Б55

Кінець таблиці 5.4

1	2	3	4	5
025	Токарно-гвинторізна 1. Підрізати торець в розмір 2. 2. Розточити фаску в розмір 1.	Г Л	А, Д	16К20
030	Токарно-гвинторізна 1. Підрізати торець в розмір 1. 2. Розточити фаску в розмір 2.	А Б	Г, Д	16К20
035	Вертикально-свердлильна 1. Свердлити одночасно чотири отвори в розмір 1, 2, 3.	В	А, Д	2Н150

Для того, щоб вибрати із двох варіантів обробки кращий, необхідно провести їх техніко-економічне порівняння. Для цього необхідно знайти вартість механічної обробки на відмінних операціях.

Величина годинних приведених витрат:

$$C_{ПЗ} = \frac{C_3}{M} + C_{ГЗ} + E_H (K_C + K_3) , \text{ коп/год} , \quad (5.7)$$

де C_3 – основна і додаткова заробітна плата, а також перерахування на соц. страх;

M – коефіцієнт багатостатності;

$C_{ГЗ}$ – годинні затрати на експлуатацію робочого місця;

E_H – нормативний коефіцієнт економічної ефективності капіталовкладень. $E_H=0,2$;

K_C – питомі годинні капітальні вкладення у верстат;

K_3 – питомі годинні капітальні вкладення у будівлі.

$$C_3 = C_{Т.Ф.} \cdot 1,53 \cdot k , \text{ коп/год} , \quad (5.8)$$

де $C_{Т.Ф.}$ – годинна тарифна ставка верстатника відповідного розряду;

k – коефіцієнт, що враховує заробітну плату наладчика. $k=1,0$.

$$C_{ГЗ} = C_{ГЗ}^{б.у.} \cdot k_M , \text{ коп/год} , \quad (5.9)$$

де $C_{ГЗ}^{б.у.}$ – практично скоректовані годинні затрати на базовому робочому

місці;

k_M – машино-коефіцієнт, який показує у скільки разів затрати, пов'язані з роботою даного верстату більші за економічні затрати у базового верстату.

$$K_C = \frac{Ц \cdot 100}{3200}, \text{ коп/год;} \quad (5.10)$$

$$K_3 = \frac{F \cdot 75 \cdot 100}{3200}, \text{ коп/год,} \quad (5.11)$$

де $Ц$ – балансова вартість верстату, грн.;

F – виробнича площа, яку займає верстат з врахуванням проходів

$$F = f \cdot k_f, \text{ м}^2, \quad (5.12)$$

де f – виробнича площа, яку займає верстат;

k_f – коефіцієнт, що враховує додаткову виробничу площу.

Вартість механічної обробки на розглядуваній операції :

$$C_O = \frac{C_{ПЗ} \cdot T_{ум}}{60}, \text{ коп,} \quad (5.13)$$

де $T_{ум}$ – штучний час по операціях.

I варіант. Вертикально-свердильний верстат мод. 2170

$Ц = 16400 \cdot 1,1 = 18040$ грн. $f = 1,63 \cdot 1,22 = 1,99$ м². $k_f = 4,0$. $M=2$; розряд

роботи 2. $T_{ум} = 5,21$ хв. $C_3 = 42,6 \cdot 1,53 \cdot 5 = 325,89$ коп/год.

$C_{ГЗ} = 36,3 \cdot 5 \cdot 1,2 = 217,8$ коп/год, де $k_M = 1,2$.

$$K_C = \frac{18040 \cdot 100}{3200} = 563,75 \text{ коп/год.} \quad K_3 = \frac{1,99 \cdot 4 \cdot 75 \cdot 100}{3200} = 18,66 \text{ коп/год.}$$

$$C_{ПЗ} = \frac{325,89}{2} + 217,8 + 0,2563,75(563,75 + 18,66) = 497,23 \text{ коп/год.}$$

$$C_{O1}^I = \frac{497,23 \cdot 5,21}{60} = 43,17 \text{ коп.}$$

Вертикально-свердильний верстат мод. 2Н150

$$Ц = 16000 \cdot 1,1 = 17600 \text{ грн. } f = 1,29 \cdot 0,88 = 1,14 \text{ м}^2. k_f = 4,0. M=2;$$

$$\text{розряд роботи 2. } T_{ум} = 2,61 \text{ хв. } C_3 = 42,6 \cdot 1,53 \cdot 5 = 325,89 \text{ коп/год.}$$

$$C_{ГЗ} = 36,3 \cdot 5 \cdot 1,2 = 217,8 \text{ коп/год, де } k_M = 1,2.$$

$$K_C = \frac{17600 \cdot 100}{3200} = 550 \text{ коп/год. } K_3 = \frac{1,14 \cdot 4 \cdot 75 \cdot 100}{3200} = 10,69 \text{ коп/год.}$$

$$C_{ПЗ} = \frac{325,89}{2} + 217,8 + 0,2(550 + 10,69) = 492,88 \text{ коп/год.}$$

$$C_{O2}^I = \frac{492,88 \cdot 2,61}{60} = 21,44 \text{ коп.}$$

II варіант. Вертикально-свердильний верстат мод. 2Н150

$$Ц = 16000 \cdot 1,1 = 17600 \text{ грн. } f = 1,29 \cdot 0,88 = 1,14 \text{ м}^2. k_f = 4,0. M=2; \text{ розряд}$$

$$\text{роботи 2. } T_{ум} = 5,86 \text{ хв. } C_3 = 42,6 \cdot 1,53 \cdot 5 = 325,89 \text{ коп/год.}$$

$$C_{ГЗ} = 36,3 \cdot 5 \cdot 1,2 = 217,8 \text{ коп/год, де } k_M = 1,2.$$

$$K_C = \frac{17600 \cdot 100}{3200} = 550 \text{ коп/год. } K_3 = \frac{1,14 \cdot 4 \cdot 75 \cdot 100}{3200} = 10,69 \text{ коп/год.}$$

$$C_{ПЗ} = \frac{325,89}{2} + 217,8 + 0,2(550 + 10,69) = 492,88 \text{ коп/год.}$$

$$C_{O2}^I = \frac{492,88 \cdot 5,86}{60} = 48,14 \text{ коп.}$$

Річний економічний ефект при застосуванні проектного варіанту технологічного маршруту виготовлення деталі порівняно з базовим складає:

$$\Sigma = [(C_{01}^1 + C_{02}^1) - C_{01-2}^2] \cdot N = (43,17 + 21,44 - 48,14) \cdot 42000 = 6917,40 \text{ грн.} \quad (5.14)$$

Виконані розрахунки свідчать про те, що проектний маршрут виготовлення деталі маточина БМ-48.613 економічно доцільніший.

Визначення припусків та міжопераційних розмірів, проектування заготовки. Припуски на поверхні, які підлягають механічній обробці (рисунок 5.2) визначаємо табличним методом з використанням ГОСТ 1855-85

із довідника. Припуски і допуски на оброблювані поверхні зводимо у таблицю 5.7.

Таблиця 5.7 – Припуски і допуски на оброблювані поверхні деталі маточина БМ-48.613

Поверхня	Розмір	Припуск	Допуск
А	35	3	+0,6
Б	1×45	1	±0,1
В	∅17Н14	8,5	+0,43
Г	18	3	-0,4
Д	∅44,57	2×2	+0,07
К	∅40Н11	2×20	+0,16
Л	4×45	4	±0,1

Рисунок 5.2 – Заготовка маточини з призначеними припусками і допусками

Вибір різального і допоміжного інструменту, методів та засобів технічного контролю. Вибираючи тип і конструкцію різального інструменту враховують характер виробництва, метод обробки, тип верстатів, конфігурацію і матеріал оброблюваної заготовки, необхідну якість поверхні і точність обробки. При виборі ріжучого інструменту потрібно по можливості більш повно використовувати стандартний інструмент.

Для перевірки розмірів оброблюваних поверхонь, їх шорсткості, окремих пунктів технічних вимог, потрібно використовувати засоби технологічного контролю, стандартизованих, нормалізованих або спеціальних.

Виберемо ріжучий і вимірювальний інструмент для кожної операції, дані зводимо у таблицю 5.8.

Таблиця 5.8 – Вибір ріжучого та вимірювального інструменту

№ опер.	Назва операції, зміст переходу	Ріжучий інструмент	Вимірювальний інструмент
005	Вертикально-свердлильна 1. Свердлити отвір в розмір 1.	Свердло (Ø20) 2301-0069 ГОСТ 10903-77	Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89
010	Вертикально-свердлильна 1. Розсвердлити отвір в розмір 1.	Свердло (Ø37) 2301-0128 ГОСТ 10903-77	Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89
015	Вертикально-свердлильна 1. Зенкерувати отвір в розмір 1.	Зенкер (Ø40) 2320-0136 ГОСТ 12489-71	Пробка (Ø40) 8133-0954Н11 ГОСТ 14810-69
020	Горизонтально-протяжна 1. Протягнути шліци в розмір 1, 2, 3.	Протяжка (45×2,5×Н7-9Н) 8311-4124 ГОСТ 25158-82	Калібр-пробка шліцьова 8311-4124
025	Токарно-гвинторізна 1. Підрізати торець в розмір 2. 2. Розточити фаску в розмір 1.	Різець Т15К6 2102-0055 ГОСТ 18877-73	Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89
030	Токарно-гвинторізна 1. Підрізати торець в розмір 1. 2. Розточити фаску в розмір 2.	Різець Т15К6 2102-0055 ГОСТ 18877-73	Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89
035	Вертикально-свердлильна 1. Свердлити одночасно чотири отвори в розмір 1, 2, 3.	Свердло (Ø17) 2301-0057 ГОСТ 10903-77	Пробка (Ø17) 8133-0931Н14 ГОСТ 14810-69

Розрахунок режимів різання по операціях. Розрахуємо режими різання для операції 035 – Вертикально-свердлильна. Операцію виконують на вертикально-свердлильному верстаті 2Н150, складається із одного переходу – одночасного свердління чотирьох отворів в розмір $\varnothing 17$.

Із довідника вибираємо свердло ($\varnothing 17$) 2301-0057 ГОСТ 10903-77 із робочою частиною із швидкорізальної сталі Р6М5. Геометричні елементи: форма заточки – подвійна з підточуванням поперечної кромки; кути свердла: $2\varphi=118^\circ$, $2\varphi_0=70^\circ$; $\psi=40^\circ$; $\alpha=11^\circ$; $\omega=24^\circ$.

1. Визначаємо подачу:

Для свердління сталі 34 із $\sigma_B=540$ МПа при діаметрі свердла 17 мм приймаємо подачу $s_0=0,21$ мм/об.

Коректуємо подачу за паспортними даними верстату 2Н150: $s_0=0,2$ мм/об.

2. Призначаємо період стійкості свердла.

Для свердла $\varnothing 17$ із швидкорізальної сталі рекомендується період стійкості $T=60$ хв.

3. Швидкість різання.

Швидкість різання, що допускається різальними властивостями свердла:

$$V = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot s^y} \cdot K_v \quad (5.15)$$

Згідно [] с. 261-281 : $C=7$; $q=0,4$; $y=0,7$; $m=0,2$;

$K_v = K_{mv} \cdot K_{iv} \cdot K_{lv}$. $K_{mv}=0,74$; $K_{iv}=1$; $K_{lv}=1$.

Тоді

$$V = \frac{7 \cdot 17^{0,4}}{60^{0,2} \cdot 0,2^{0,7}} \cdot 0,74 = 21,9 \text{ м/хв.}$$

4. Визначаємо частоту обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 21,9}{3,14 \cdot 17} = 410 \text{ об/хв.} \quad (5.16)$$

Коректуємо частоту за паспортом верстата: $n=420$ б/хв.

5. Визначаємо дійсну швидкість різання:

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 17 \cdot 420}{1000} = 22,4 \text{ м/хв.}$$

6. Визначаємо крутний момент від сил опору різанню при свердлінні:

$$M_{кр} = 10 C_m \cdot D^q \cdot s^y \cdot K_p. \quad (5.17)$$

Згідно [] с. 276-281: $C_m=0,0345$; $q=2,0$; $y=0,8$; $K_p=0,78$.

$$M_{кр} = 10 \cdot 0,0345 \cdot 17^2 \cdot 0,2^{0,8} \cdot 0,78 = 21,5 \text{ Нм.}$$

7. Визначаємо потужність різання:

$$N = \frac{M_{кр} \cdot n}{9750} = \frac{21,5 \cdot 420}{9750} = 0,92 \text{ кВт.} \quad (5.18)$$

Перевіряємо чи достатня потужність приводу верстата:

$$N_{риз} \leq N_{ун},$$

$$N_{ун} = N_{\partial} \cdot \eta = 7,5 \cdot 0,8 = 6 \text{ кВт,}$$

де $\eta = 0,8$ – ККД верстату. Відповідно $3,68 \leq 6$.

Отже, обробка на даному верстаті можлива.

8. Визначаємо основний технологічний час:

$$T_o = \frac{L}{n \cdot s_o}. \quad (5.19)$$

При подвійному заточуванні свердла різання $y = 0,4D$, тобто $y = 0,4 \cdot 17 = 6,8$ мм. Перебіг свердла $\Delta = 2$ мм, тоді

$$L = 10 + 6,8 + 2 = 19 \text{ мм;}$$

$$T_o = \frac{19}{420 \cdot 0,2} = 0,23 \text{ хв.}$$

Отримані розрахунки зводимо в таблицю 5.9.

Для всіх інших операцій режими різання вибираємо із довідника.

Таблиця 5.9 – Зведена таблиця режимів різання

№ опер.	Назва операції, зміст переходу	L , мм	t , мм	i , шт	s , мм/об	n , об/ хв	V , м/хв	T_o , хв	N_p кВт
005	Вертикально-свердлильна 1. Свердлити отвір в розмір 1.	50	10	1	0,23	250	15,7	0,87	2,1
010	Вертикально-свердлильна 1. Розсвердлити отвір в розмір 1.	50	8,5	1	0,23	125	14,5	1,74	2,4
015	Вертикально-свердлильна 1. Зенкерувати отвір в розмір 1.	50	1,5	1	0,48	250	31,4	0,42	1,8
020	Горизонтально-протяжна 1. Протягнути шліци в розмір 1, 2, 3.	919	-	1	-	-	5	0,18	4,3
025	Токарно-гвинторізна 1. Підрізати торець в розмір 2. 2. Розточити фаску в розмір 1.	35 7	3 4	1 1	0,2 руч н	250 250	78,5 31,4	0,7 0,28	3,2 1,2
030	Токарно-гвинторізна 1. Підрізати торець в розмір 1. 2. Розточити фаску в розмір 2.	15 4	3 1	1 1	0,2 руч н	250 250	47,1 31,4	1,7 0,16	3,1 1,2
035	Вертикально-свердлильна 1. Свердлити одночасно чотири отвори в розмір 1, 2, 3.	19	8,5	4	0,2	420	22,4	0,23	3,68

Вибір обладнання та визначення його кількості. Побудова графіків завантаження та використання обладнання. Для процесу механічної обробки застосуємо наступне обладнання з такими технічними характеристиками:

Токарно-гвинторізний 16K20

Найбільший діаметр оброблюваної заготовки, мм:

над станиною – 400; над супортом – 220.

Найбільша довжина оброблюваного виробу, мм – 2000

Висота різця, що встановлюється в різцетримачі, мм – 25

Потужність двигуна, кВт – 10. Частоти обертання шпинделя, хв.⁻¹ – 12,5-1600.

Повздовжні подачі, мм/об – 0,05-2,8. Поперечні подачі, мм/об – 0,025-1,4.

Максимальна складова осьової сили різання, $P_x=6000$ Н.

Вертикально-свердлильний 2Н150

Найбільший діаметр свердління, мм – 50.

Найбільше зусилля подачі, Н – 25000.

Відстань від шпинделя до плити, мм – 700 ÷ 1250.

Відстань від центра шпинделя до вертикальних направляючих станини, мм – 350.

Найбільша відстань від торця шпинделя до столу, мм – 800.

Конус Морзе отвору шпинделя – №5.

Кількість ступенів обертів шпинделя – 12.

Найбільше переміщення шпинделя, мм – 300.

Межі чисел обертів за хвилину – 22,4 ÷ 2,24. Розміри столу, мм – 500×560.

Потужність електродвигуна, кВт – 7,5. Габаритні розміри, мм – 1290×875

Горизонтально-протяжний 7Б55

Номінальне тягове зусилля, т – 10.

Довжина ходу повзуна, мм – найбільша – 1250; –найменша – 100.

Швидкість робочого ходу, м/хв – найбільша – 9; найменша – 1.

Швидкість зворотного ходу, м/хв – 25. Потужність електродвигуна, кВт – 13.

Габаритні розміри, мм – 600×1430.

Правильний вибір обладнання визначає його раціональне використання по часу. При виборі верстатів для розробленого технологічного процесу цей фактор повинен враховуватись таким чином, щоб виключити їх простої.

Коефіцієнт завантаження визначається як співвідношення розрахункової кількості верстатів m_p зайнятих на даній операції до прийнятої кількості верстатів m_n :

$$\eta_z = \frac{m_p}{m_n}. \quad (5.20)$$

Розрахункова кількість верстатів визначається як відношення штучного часу на даній операції до такту випуску. $t_e = 2,9$ хв./шт.

Ступінь використання обладнання за основним часом характеризується коефіцієнтом використання обладнання по основному часу:

$$\eta_o = \frac{T_o}{T_{um}}. \quad (5.21)$$

Величина використання обладнання за потужністю визначають, як відношення розрахункової потужності до потужності приводу верстату

$$\eta_N = \frac{N_p}{N_e}. \quad (5.22)$$

Токарно-гвинторізний мод. 16К20

$T_{um} = 6,08$ хв; $N_e = 10$ кВт; $T_o = 2,84$ хв; $N_p = 3,2$ кВт;

$$m_p = \frac{2,84}{2,9} = 0,98; \quad \eta_o = \frac{2,84}{6,08} = 0,47;$$

$$\eta_z = \frac{0,98}{1} = 0,98; \quad \eta_N = \frac{3,2}{10} = 0,32.$$

Приймаємо 1 верстат.

Вертикально-свердильний мод. 2Н150

$$T_{ум}=5,86 \text{ хв}; \quad N_6=7,5 \text{ кВт}; \quad T_o=3,41 \text{ хв}; \quad N_p=3,68 \text{ кВт};$$

$$m_p = \frac{3,41}{2,9} = 1,18; \quad \eta_o = \frac{3,41}{5,86} = 0,58;$$

$$\eta_з = \frac{1,18}{2} = 0,59; \quad \eta_N = \frac{3,68}{7,5} = 0,49.$$

Приймаємо 2 верстати.

Горизонтально-протяжний 7Б55

$$T_{ум}=0,31 \text{ хв}; \quad N_6=13 \text{ кВт}; \quad T_o=0,18 \text{ хв}; \quad N_p=4,3 \text{ кВт};$$

$$m_p = \frac{0,18}{2,9} = 0,1; \quad \eta_o = \frac{0,18}{0,31} = 0,58;$$

$$\eta_з = \frac{0,1}{1} = 0,1; \quad \eta_N = \frac{4,3}{13} = 0,33.$$

Приймаємо 1 верстат.

Знаходимо середні значення коефіцієнтів завантаження і використання обладнання:

$$\eta_{з\text{сер}} = \frac{0,57 + 0,98 + 0,1}{3} = 0,56;$$

$$\eta_{o\text{сер}} = \frac{0,58 + 0,47 + 0,58}{3} = 0,54;$$

$$\eta_{N\text{сер}} = \frac{0,49 + 0,32 + 0,33}{3} = 0,38.$$

За отриманими даними будуємо графіки завантаження обладнання (рисунок 5.3), завантаження по потужності (рисунок 5.4) і основному часу (рисунок 5.5).



Рисунок 5.3 – Графік завантаження обладнання



Рисунок 5.4 – Графік завантаження обладнання за основним часом

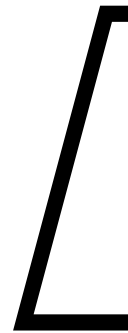


Рисунок 5.5 – Графік завантаження обладнання за потужністю

5.3. Розробка спеціальних верстатних пристроїв

Опис призначення, будови і роботи кондуктора до верстату 2Н150.

Пристосування – кондуктор до вертикально-свердлильного верстату мод. 2Н150 для операції 035 механічної обробки отворів – одночасне свердління 4-ох отворів діаметром 17 мм із заданою точністю згідно креслення деталі – маточина БМ-48.613.

Відповідно з параметрами обробки та вихідними даними приймаємо схему одномісного однопозиційного пристосування.

Кондуктор складається із корпусу 1, до якого кріпиться диск 7, у який за допомогою гвинтів 12 встановлено підставку 6, на яку встановлюють деталь. Диск 7 є направляючим для осі 5, на яку встановлюють кондукторну

плиту 3. У плиту впресовано кондукторні втулки 4, які призначені для направлення ріжучого інструменту. Затиск деталі здійснюється вручну за допомогою рукояток 21.

Встановлюють кондуктор на стіл вертикально-свердлильного верстату 2Н150. Точність базування кондуктора забезпечується двома направляючими шпонками. Закріплюють кондуктор за допомогою гвинтів, що входять у Т-подібні пази стола верстату. Деталь витягують вручну.

Опис призначення, будови і роботи пристосування для обробки отвору $\varnothing 20$. Пристосування – пристрій до вертикально-свердлильного верстату мод. 2Н150 для операцій 005, 010, 015 механічної обробки діаметром 20 мм із заданою точністю згідно креслення деталі – маточина БМ-48.613.

Відповідно з параметрами обробки та вихідними даними приймаємо схему одномісного однопозиційного пристосування із центруючим механізмом для затиску деталей діаметром $70 \div 200$ мм.

Приспосіблення складається із корпусу 3, до якого за допомогою гвинтів 33 кріплять опору 20, на яку встановлюють деталь. Затиск деталі здійснюється кулачками 6, які встановлені на валу-шестерні 12 і кріпляться до неї за допомогою гайок 36. Кулачки приводяться в дію від пневмоциліндра 2. Рух від поршня передається на тягу 14, яка приводить у рух рейку 17, що входить в зачеплення із шліцами, нарізаними на валу шестерні 12.

Приспосіблення встановлюють на стіл вертикально-свердлильного верстату 2Н150. Точність базування пристосування забезпечується двома направляючими шпонками 42. Закріплюють пристосування за допомогою болтів, які входять у Т-подібні пази столу верстату 2Н150.

Складальні креслення пристосіблень наведені у графічній частині роботи.

РОЗДІЛИ

6. ОБГРУНТУВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

6.1. Удосконалення технологічної підготовки виробництва

Технологічні процеси і засоби виробництва тісно пов'язані між собою, зміна одних викликає зміну інших, створення нових технологій.

Технологічна підготовка поєднує дисципліни інженерного, машинобудівного та економічного профілю.

Календарний період часу, протягом якого здійснюють виробничий процес, – це виробничий цикл, який залежить від кількох факторів: норм часу на виконання технологічних операцій; розмірів партій деталей чи виробів, які виготовляють чи обробляють; порядку передачі виробів з операції на операцію; часу перерв у виробництві, у зв'язку з регламентом часу виробництва або з перебуванням виробів між операціями.

Відпрацювання конструкції виробу на технологічність включає: зниження трудомісткості і собівартості виготовлення виробу та його монтажу за межами заводу-виробника; зниження трудомісткості, вартості і часу технологічного обслуговування та ремонту виробу; зниження загальної металоємності виробу, витрат і матеріалу паливно-енергетичних ресурсів при виготовленні та монтажі, а також технічному обслуговуванні і ремонті.

Економічне обґрунтування інженерних рішень виконують з врахуванням таких вимог і умов:

1) великомасштабні інженерні рішення мають міжгалузевий чи галузевий характер. Тому необхідно детально скласти схему їх міжгалузевих зв'язків для визначення загальної суми одноразових та поточних витрат нових організації, пов'язаних кожним проектом;

2) важливе значення для підвищення точності економічних розрахунків має облік динамічності проведення витрат у часі на створення виробничих потужностей, чи продукції, на експлуатацію всіх комунікацій, формування колективів нових підприємств та їх структурних підрозділів;

3) економічне обґрунтування інженерних рішень не повинно обмежуватися розрахунками ефекту, який буде отримано у рік завершення впровадження всього проекту. Такі розрахунки доцільно виконувати щорічно за тривалий період та визначити інтегральний ефект;

4) розрахунок очікуваного ефекту вимагає прогнозування рівня відповідних економічних показників на тривалий період, використовуючи методи екстраполяції даних;

5) кожне інженерне рішення має свої особливості за обсягом впровадження, географією розміщення, структурою зв'язків, тощо. Тому важливо підбирати аналоги для співставлення економічних показників при обґрунтуванні доцільності використання інвестицій. Практичнішим вважають порівняння різних варіантів конкретного інженерного рішення та вибору оптимального;

б) визначення економічної ефективності варіанту інженерного рішення доцільно виконувати за допомогою спеціального балансового розрахунку, де капітальні вкладення відображають у часовому аспекті, поступовому переході в основні фонди з метою прискореного отримання доходу.

Найважливішими техніко-економічними показниками є: продуктивність машини, матеріалоемність процесу, енергоемність процесу, енергонасиченість та ін. Техніко-економічні показники безпосередньо залежать від технічних параметрів машини.

Матеріалоемність машини, капіталовкладення споживача на її придбання в основному залежать від витрат на її виготовлення.

6.2. Оцінка технічного рівня удосконаленої машини БМ-6

На даний час збирання гички цукрових буряків, при роздільному способі, здійснюють в основному причіпними або начіпними гичкозбиральними машинами. Типовим представником є причіпна машина

БМ-6А. Ці машини мало надійні, мають низьку продуктивність в екстремальних умовах і стримують роботу коренезбиральних машин. Особливо це проявляється при роботі машин в умовах підвищеної вологості ґрунту, засміченості полів бур'янами і пересіченої місцевості.

У зв'язку з цим є потреба в удосконаленні гичкозбиральної машини БМ-6 з метою підвищення її продуктивності.

Проектована машина більш як на 85 % уніфікована з гичкозбиральною машиною БМ-6А та коренезбиральними КС-6, КС-6Б.

Переваги удосконалення машини БМ-6:

- висока продуктивність та підвищення робочої швидкості у важких умовах роботи;
- поліпшення умов праці;
- ритмічність роботи бурякозбирального комплексу;
- нижча ціна ніж у машини-аналога;
- нормативні показники якості і надійності (прийняті однаковими для БМ-6А і БМ-6 відповідно до агротехнічних вимог).

Експлуатаційна продуктивність удосконалюваної машини БМ-6 повинна відповідати певному рівню, визначимо її за формулою [20, 58, 60]

$$W=0,1 \cdot B \cdot V \cdot K_3 \cdot K_2, \quad (6.1)$$

де B – ширина захвату, $B=2,7$ м;

V – експлуатаційна швидкість, $V=8,5$ км/год;

K_3 – нормативний коефіцієнт використання часу зміни, $K_3=0,75$;

K_2 – коефіцієнт готовності машини, $K_2=0,95$.

Підставивши дані, отримаємо

$$W=0,1 \cdot 2,7 \cdot 8,5 \cdot 0,75 \cdot 0,95=1,64 \text{ га/год.}$$

Експлуатаційна продуктивність машини БМ-6А складає 1,1 га/год [27-29].

6.3. Визначення показників порівняльної економічної ефективності розробленого механізму видалення гички машини гичкозбиральної причіпної БМ-6

У машині гичкозбиральній причіпній БМ-6 розроблено механізм видалення гички, тобто застосовано активні диски із шабельними ножами. Це підвищує продуктивність машини на забур'яненних полях з високою врожайністю гички цукрових буряків.

Економічну оцінку ефективності внесених конструктивних змін у машину БМ-6 при виконанні технологічного процесу виконаємо за результатами порівняльних випробувань [27-29] базової і нової машин на полі з врожайність гички 18,1 т/га при врожайності коренеплодів 32 т/га за методикою згідно ГОСТ 23728-88 «Методи економічної оцінки. Техніка сільськогосподарська», порівнявши затрати на нову і базову машини.

Приведені затрати на одиницю наробітку – на 1 га визначають за формулою [33]

$$П = I + KE, \quad (6.2)$$

де I – прямі експлуатаційні затрати на одиницю наробітку;

K – капітальні вкладення на одинцю наробітку;

E – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень.

Прямі експлуатаційні затрати на одинцю наробітку визначають за формулою [33]

$$I = З + Г + Р + А + Ф, \quad (6.3)$$

де $З$ – затрати на оплату праці обслуговуючого персоналу;

$Г$ – затрати на паливно-мастильні матеріали;

$Р$ – затрати на технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт;

A – затрати на реновацію;

Φ – інші затрати (при наявності).

Затрати праці у люд.год на одиницю виробітку при виконанні машиною виробничого процесу визначають за формулою [33]

$$T = \frac{L}{W}, \quad (6.4)$$

де L – кількість виробничого персоналу на обслуговуванні техніки;

W – продуктивність машини.

Затрати на реновацію машини на одиницю виробітку визначають за формулою [33]

$$A = \frac{B \cdot a}{W_{\text{експ}} \cdot T_3}, \quad (6.5)$$

де a – коефіцієнт відчислення на реновацію;

T_3 – річне завантаження технічних засобів;

B – балансова ціна машини.

Капітальні вкладення на машину на одиницю виробітку визначають за формулою [33]

$$K = \frac{B}{W_{\text{експ}} \cdot T_3}. \quad (6.6)$$

Затрати на технічне обслуговування і ремонти поточний і капітальний визначають за формулою [33]

$$P = \frac{B(\chi_T + \chi_K)}{W_{\text{експ}} \cdot T_3}, \quad (6.7)$$

де $Ч_T$ – коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт і технічне обслуговування;

$Ч_K$ – коефіцієнт відрахувань на капітальний ремонт;

$W_{експ}$ – продуктивність агрегату за 1 годину експлуатаційного часу.

Затрати на паливно-мастильні матеріали на одиницю наробітку визначають за формулою [33]

$$Г = q \cdot Ц, \quad (6.8)$$

де q – розхід паливно-змащувальних матеріалів на одиницю наробітку;

$Ц$ – ціна 1 кг палива.

Балансова ціна машини

$$Б = Ц \cdot К, \quad (6.9)$$

де $Ц$ – оптова ціна машини;

$К$ – коефіцієнт переведення з оптової ціни на балансову.

Виконаємо розрахунки економічної ефективності на базову і нову машину.

Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності базової і вдосконаленої машин наведені у таблиці 6.1.

Розрахунок затрат праці, експлуатаційних витрат і приведених затрат комплексу машини гичкозбиральної БМ-6А та БМ-6 в агрегаті з трактором МТЗ-80 з розрахунку на один гектар оброблюваної площі у гривнях наведені у таблицях 6.2, 6.3.

Таблиця 6.1 – Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності базової та вдосконаленої машин

Показники		Базовий варіант	Новий варіант
1.1 Машини, що порівнюються		БМ-6А	БМ-6
1.2 Оптова ціна, грн.:	- машини БМ-6	58 000	60 000
	- трактора МТЗ-80	160 000	160 000
1.3 Продуктивність за 1 годину, га/год	основного часу	1,8	2,1
	змінного часу	1,3	1,8
	експлуатаційного часу	1,1	1,64
1.4 Кількість обслуговуючого персоналу, чол.		1	1
1.6 Витрати пального, кг/га (агрегатують з трактором МТЗ-80) за змінним часом		9,5	9,5
2.1 Урожайність коренеплодів, ц/га		320	320
2.2 Коефіцієнт переведу оптової ціни у балансову		1,1	1,1
2.3 Коефіцієнт ефективності капітальних вкладень		0,15	0,15
2.4 Процент відчислень на реновацію по основній роботі, %	- для машини	14,2	14,2
	- для трактора МТЗ-80	10	10
- поточний ремонт і техогляд для основної роботи, %	- для машини	10	10
	- для трактора МТЗ-80	9,9	9,9
- на капітальний ремонт, %	- для машини	5	5
	- для трактора МТЗ-80	5	5
2.6 Річне завантаження, год	- для машини	300	300
	- для трактора МТЗ-80	1350	1350
2.7 Розряд обслуговуючого персоналу по основній роботі		VI	VI
2.8 Погодинна ставка (з врахуванням всіх видів доплат) грн.		22,4	22,4
2.9 Термін служби, років	- машини	7	7
	- трактора МТЗ-80	10	10

Таблиця 6.2 – Розрахунок затрат на один гектар оброблюваної площі у гривнях

Базовий варіант		
Машина БМ-6А	Трактор МТЗ-80	Всього
$T = 1/1,3 = 0,77$ люд/га	-	$\sum T = 0,77$ люд/га
$З = 22,4/1,3 = 17,2$ грн/га	-	$\sum З = 17,2$ грн/га
$A = \frac{1,1 \cdot 58000 \cdot 14,2}{100 \cdot 1,1 \cdot 300} = 27,5$ грн/га	$A = \frac{1,1 \cdot 160000 \cdot 10}{1350 \cdot 1,1 \cdot 100} = 12$ грн/га	$\sum A = 39,5$ грн/га
$P = \frac{1,1 \cdot 58000 \cdot (10 + 5)}{300 \cdot 1,1 \cdot 100} = 29$ грн/га	$P = \frac{1,1 \cdot 160000 \cdot 5}{1350 \cdot 1,1 \cdot 100} = 6$ грн/га	$\sum P = 35$ грн/га
$\Gamma = 0$ грн/га	$\Gamma = 25 \cdot 10 = 250$ грн/га	$\sum \Gamma = 250$ грн/га
$I = 17,2 + 27,5 + 29 = 73,7$ грн/га	$I = 12 + 6 + 250 = 268$ грн/га	$\sum I = 342$ грн/га
$K = \frac{1,1 \cdot 58000}{1,1 \cdot 300} = 193,4$ грн/га	$K = \frac{1,1 \cdot 160000}{1,1 \cdot 1350} = 118,6$ грн/га	$\sum K = 312$ грн/га
$П_B = 0,15 \cdot 312 + 342 = 388$ грн/га		

Таблиця 6.3 – Розрахунок затрат на один гектар оброблюваної площі у гривнях

<i>Новий варіант</i>		
Машина БМ-6	Трактор МТЗ-80	Всього
$T = 1/1,8 = 0,56$ люд/га	-	$\sum T = 0,56$ люд/га
$З = 22,4/1,8 = 12,5$ грн/га	-	$\sum З = 12,5$ грн/га
$A = \frac{1,1 \cdot 60000 \cdot 14,2}{300 \cdot 1,64 \cdot 100} = 19$ грн/га	$A = \frac{1,1 \cdot 160000 \cdot 10}{1350 \cdot 1,64 \cdot 100} = 8$ грн/га	$\sum A = 27$ грн/га
$P = \frac{1,1 \cdot 60000 \cdot (10 + 5)}{300 \cdot 1,64 \cdot 100} = 20$ грн/га	$P = \frac{1,1 \cdot 160000 \cdot 5}{1350 \cdot 1,64 \cdot 100} = 4$ грн/га	$\sum P = 24$ грн/га
$\Gamma = 0$ грн/га	$\Gamma = 25 \cdot 10 = 250$ грн/га	$\sum \Gamma = 250$ грн/га
$I = 12,5 + 19 + 20 = 51,5$ грн/га	$I = 8 + 4 + 250 = 262$ грн/га	$\sum I = 313,5$ грн/га
$K = \frac{1,1 \cdot 60000}{1,64 \cdot 300} = 134$ грн/га	$K = \frac{1,1 \cdot 160000}{1,64 \cdot 1350} = 80$ грн/га	$\sum K = 214$ грн/га
$П_H = 0,15 \cdot 214 + 313,5 = 346$ грн/га		

6.4. Розрахунок економічного ефекту від використання удосконаленої гичкозбиральної машини БМ-6

Річний економічний ефект ε_P від впровадження нової машин порівняно з базовою визначаємо за формулою [33]

$$\varepsilon_P = Z_P (P_B - P_H + \varepsilon), \quad (6.9)$$

де P_B – приведені затрати на одиницю наробітку на базову машину;

P_H – приведені затрати на одиницю наробітку на нову машину;

ε – економічний ефект від зміни витрат основних матеріалів, кількості і якості продукції, отриманої під час експлуатації нової машини, $\varepsilon = 0$.

Z_P – річне завантаження машини, $Z_P = 300$ га.

Тоді

$$\varepsilon_P = 300 (388 - 346) = 12\,750 \text{ грн/га.}$$

Економічний ефект порівняно з базовою машиною за строк служби машини визначаємо за формулою [33]

$$\varepsilon_{C.C} = \frac{\varepsilon_P}{a_H + E}, \quad (6.10)$$

де a_H – коефіцієнт відчислення на реновацію;

E – нормативний коефіцієнт капітальних вкладень, прийmemo $E = 0,15$.

Тоді

$$\varepsilon_{C.C} = \frac{12\,750}{0,142 + 0,15} = 43\,664 \text{ грн.}$$

Економічний ефект у споживача визначимо за формулою

$$E_c = m \cdot (C_b \cdot \alpha - C_n) + \frac{I_{be} - I_{ne}}{P_{амн} + E_n}, \quad (6.11)$$

де C_b – діюча оптова ціна одиниці базової техніки (БМ-6А), $C_b = 60\,000$ грн;

C_n – розрахункова оптова ціна одиниці нової техніки (БМ-6),

$C_n = 58\,000$ грн;

m – коефіцієнт відношення балансової вартості обладнання до оптової,

$m = 1,1$;

α – коефіцієнт технічної еквівалентності, визначають за формулою

$$\alpha = \frac{\Pi_n \cdot P_{амб} + E_n}{\Pi_б \cdot P_{амн} + E_n}, \quad (6.12)$$

$\Pi_б$ – річні об'єми продукції (робіт), що виконані у споживача з допомогою базової техніки;

Π_n – річні об'єми продукції (робіт), що виконані у споживача з допомогою нової техніки;

$P_{амб}$ – коефіцієнт відчислень на реновацію при використанні споживачем базової техніки, $P_{амб}=0,114$ (приймаємо);

$P_{амн}$ – коефіцієнт відчислень на реновацію при використанні споживачем нової техніки, $P_{амн} = 0,114$ (приймаємо);

E_n – нормативний коефіцієнт економічної ефективності, $E_n=0,15$;

Тоді

$$\alpha = \frac{1,63 \cdot 30}{1,1 \cdot 300} \cdot \frac{0,114 + 0,15}{0,114 + 0,15} = 1,5;$$

$I_{бе}$ – базові річні поточні витрати у споживача (без врахування відчислень на реновацію основних машин) на об'єми робіт одиниці нової техніки,

$$I_{бе} = 133,8 \cdot 1,63 \cdot 300;$$

$I_{не}$ – нові річні поточні витрати у споживача (без врахування відчислень на реновацію основних машин) на об'єми робіт одиниці нової техніки,

$$I_{не} = 120 \cdot 1,63 \cdot 300.$$

Отже, економічний ефект у споживача становитиме

$$E_c = 1,1(60000 \cdot 1,5 - 58000) + \frac{133,8 \cdot 1,63 \cdot 300 - 120 \cdot 1,63 \cdot 300}{0,114 + 0,15} = 60\,761 \text{ грн.}$$

Запропоноване удосконалення конструкції гичкозбиральної машини БМ-6 є економічно доцільним.

7. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

7.1. Загальні вимоги охорони праці до сільськогосподарських машин

Сільськогосподарські машини в основному працюють під відкритим небом, технологічні операції виконують у запиленому повітрі або при високій температурі, обслуговуючий персонал зазнає впливу вібрації і напруги при виконанні робіт, що негативно впливає на здоров'я працівників. Тому при конструюванні сільськогосподарських машин велику увагу приділяють питанням зручності їх обслуговування, зменшення затрат енергії обслуговуючого персоналу і навантаженості роботи, впровадження здорових умов праці.

Зручність обслуговування машини забезпечується визначенням розміщення вузлів і механізмів, вільним доступом до них при їх ремонті і експлуатації; швидкознімними та відкидними огорожуючими пристроями, які підлягають частому огляду. У машинах необхідним є облаштування відповідного робочого місця обслуговуючого персоналу для забезпечення нешкідливих і комфортних умов роботи; у машинах із складною системою управління у відповідних місцях наносять надписи і встановлюють таблички.

Полегшення фізичної праці при управлінні машиною досягається застосуванням гідравліки у найбільш трудомістких і часто застосовуваних механізмах регулювання, що сприяє зменшенню необхідного зусилля на важіль регулювання.

Зменшення напруження при роботі досягається застосуванням автоматичних вимикачів або сигналізаторів, що контролюють правильність функціонування робочих органів і механізмів, які попереджують про перевантаження або про не функціонування деяких робочих органів.

Сигналізаторами оснащують робочі органи, які найбільш часто перестають функціонувати – шнеки, транспортери, бітери. Застосовують також

копіри рельєфу поля, які забезпечують постійне положення робочих органів машини відносно поля, а також інші автоматично діючі пристрої для регулювання робочих процесів і водіння сільськогосподарської машини.

Безпека обслуговування сільськогосподарських машин досягається надійним закріпленням і огороженням передаточних механізмів, карданних, ланцюгових, пасових і зубчастих передач, з якими може контактувати обслуговуючий персонал під час роботи.

На машинах, у місцях, доступних для огляду, наносять написи і таблички із основними вимогами техніки безпеки, виробничої санітарії і пожежної безпеки.

Габарити сільськогосподарських машин у транспортному положенні вибирають із умов забезпечення безпечного і зручного проїзду дорогами, під лініями електропередач і дорожніми спорудами [3].

7.2. Вимоги безпеки і порядок роботи удосконаленої машини БМ-6

Вимоги безпеки до удосконалюваної машини БМ-6. Для безпечної роботи на гичкозбиральній машині БМ-6 необхідно дотримуватись таких правил [15]:

- всі види регулювань при технічному обслуговуванні виконувати тільки після повної зупинки машини та при заглушеному двигуні трактора;
- не виконувати будь-які роботи під ріжучими апаратами, що знаходяться у транспортному положенні і не закріплені механічними фіксаторами;
- про пуск і початок руху агрегату попередити сигналом людей, що стоять поряд;
- перед початком роботи переконатись у повній справності всього агрегату, перевірити наявність і міцність кріплення всіх затискних щитків та огорож; не починати роботу при знятих огорожах;

- не виконувати пуск машини, якщо вона не з'єднана штирем з трактором;
- переміщення машини у нічний час і під час сильного туману не рекомендовано [15].

Порядок роботи машини БМ-6. Перед початком роботи на вибраній ділянці необхідно відрегулювати робочі органи. Потім регулюванням гідрокерування потрібно добитися водіння машини точно по рядках буряків. Чим точніше буде іти машина по рядках, тим краще буде здійснюватися зрізання гички.

Необхідно постійно слідкувати за роботою механізмів машини і своєчасно її зупиняти у випадку неполадок.

Для уникнення перегріву робочої рідини у роздільно-агрегатній гідросистемі трактора при зупинках і припиненні роботи агрегату негайно встановити всі важелі гідророзподільника трактора у положення „нейтральне”.

Після закінчення роботи гичкозбиральну машину необхідно очистити від бруду і бур'янів [15].

7.3. Вимоги безпеки при підготовці машини БМ-6 до роботи

Гичкозбиральну машину з під'єднаним очисником головок коренів агрегують з тракторами МТЗ-80, колеса якого встановлені на колії 1800 мм симетрично осі.

При підготовці машини до роботи необхідно оглянути гичкорізальні апарати з ножами, приймальний бітер, горизонтальний і вивантажувальний транспортери, переконатися у їх справності, відсутності перекосу полотен і рівномірності натягування ланцюгів.

Необхідно провести змащення всіх поверхонь машини, що труться, а також прошприцювати всі прес-маслянки і надійно підтягнути всі болтові з'єднання.

Закінчивши перевірку і змащення, можна приступати до під'єднання машини до трактора, зчеплення виконують у такому порядку [15]:

- подають трактор до машини заднім ходом і закріплюють зчіпний пристрій машини до серги трактора, при цьому вісь причепа машини необхідно змістити вправо від осі трактора на один отвір причіпної скоби;
- на шліцьовий кінець ВВП трактора встановлюють шарнір головної карданної передачі, попередньо вставивши квадратний вал з кожухом у квадратну втулку труби карданна машини;
- карданну вилку на ВВП трактора закріплюють болтом з корончатою гайкою. При з'єднанні квадратного вала з квадратною втулкою труби необхідно, щоб внутрішні вилки знаходились в одній площині;
- для зручного встановлення і зняття вилки з ВВП трактора попередньо знімають захисний кожух, для чого необхідно викрутити болти і зсунути кожух назад;
- гнучкими штангами з'єднують гідросистему трактора і машини. Протікання мастила у з'єднаннях не допускається;
- перевіряють роботу системи підйому робочих органів, попередньо звільнивши штанги, що утримують гичкозрізаючі апарати у транспортному положенні.

При включенні важеля секції «А» розподільника на тракторі у положення «ОПУСКАННЯ» гідросистема повинна спрацьовувати на підйом робочих органів.

Опускання робочих органів відбувається, коли важіль секції «А» розподільника знаходиться у положенні „ПЛАВАЮЧЕ” [10]. При відсутності такої відповідності шланги секції «А» гідророзподільника міняють місцями.

Підтікання масла у з'єднаннях не допускається.

Обкатування машини БМ-6. Обкатування машини є відповідальним етапом перевірки і налаштування машини, адже від цього залежить робота у полі, її надійність і довговічність. Після обкатування машини протягом 3...

4 год роботи необхідно перевіряти затяжку болтових з'єднань, проводити перевірку натягу ланцюгових передач і полотен транспортерів. Натяг ланцюгів транспортерів має бути рівномірним, перекошування полотен елементів не допускається. Під час обкатування перевіряють роботу гідрокерування машини по рядках.

Після попереднього обкатування машини роблять пробний виїзд на ділянку для кінцевої перевірки роботи і налаштування робочих органів.

Регулювання робочих органів проводять до тих пір, доки не буде отримано задовільну якість роботи.

Після обкатування перевіряють систему підйому робочих органів і після перевірки зафіксують робочі органи у транспортному положенні фіксаторами [15].

Технічне обслуговування та зберігання машини БМ-6. Своєчасне і якісно проведене технічне планове обслуговування гичкозбиральної машини забезпечує нормальний технічний стан і зберігання заданих характеристик машини, попереджає передчасне зношування і поломку складових частин, збільшує термін служби, зменшує розхід експлуатаційних матеріалів і засобів протягом встановленого ресурсу і терміну служби машини, підвищуючи цим продуктивність праці і відповідно ефективність використання машини.

Система технічного обслуговування гичкозбиральної машини БМ-6 є планово-попереджувальною і включає [15] :

- технічне обслуговування при транспортуванні;
- технічне обслуговування при використанні;
- технічне обслуговування при зберіганні.

Для довготривалої і надійної роботи машини необхідно проводити щозмінний технічний огляд, який включає такі заходи:

- очищення від пилу, ґрунту і рослинних решток ножів;
- перевірка надійності різьбових з'єднань;
- стан різальних ножів;
- доводка до необхідної норми тиску повітря у шинах;

- необхідне змащення підшипників, шарнірів карданних передач;
- натяг транспортерних полотен.

Періодичність технічного обслуговування встановлюють через визначений наробіток машини, виражений у годинах, а саме:

- щозмінне технічне обслуговування – через 8...10 год;
- перше технічне обслуговування – через 60 год;
- друге технічне обслуговування – через 240 год;

Залежно від умов експлуатації машини допускаються відхилення від встановленої періодичності проведення технічних обслуговувань у межах $\pm 10\%$.

Експлуатація машини без проведення робіт планового технічного обслуговування забороняється.

Машина БМ-6 має зберігатися у закритому приміщенні або під навісом.

Допускається зберігання машини на відкритих обладнаних майданчиках при обов'язковому виконанні робіт з консервації, герметизації і знаттю вузлів та деталей, що вимагають складського зберігання [15].

Підготовка ділянки для збирання гички. Основною умовою доброї роботи гичкозбиральної машини є підготовка ділянки. Ділянка має бути з рівним рельєфом, без ям, горбів і поперечних борозен.

Буряки на ділянці мають бути дозрілими. У таких буряків яскраво виражені головки коренів, що позитивно впливає на роботу ріжучих апаратів. Частина гички у дозрілих коренеплодів цукрових буряків відмирає і рядки розмикаються. У такому випадку трактористу легше направляти агрегат по рядках. Ефективній роботі машини сприяє нормальна густота насаджень (не менше 70 тис. коренів на 1 га) і дотримання ширини міжрядь. Приступати до роботи необхідно після того, як з рядків будуть видалені різного роду сторонні предмети (камені, купи бур'янів і т.п). Загінки мають починатися стиковими міжряддями. Перед розбивкою плантації на загінки потрібно підготувати поворотні смуги для розвоту агрегату. Ширина поворотної полоси має бути 8...10 м.

При збиранні обсівів бурякового поля, а також при первинні розбивці поля на загінки під гичку необхідно використовувати колісний трактор з причепом, ширина колії коліс має точно вписуватися у міжряддя буряків.

Рекомендується використовувати комбінований спосіб збирання. Спершу збирання буряків у загінці виконують врозгін (кругові об'їзди загінки виконують за ходом годинникової стрілки). При зменшенні ширини загінки, коли погіршуються умови повороту агрегату на кінцях гону, вузьку частину загінки, що залишилася, збирають тільки з однієї сторони, а зворотній прохід машини відбувається на суміжній загінці з його внутрішньої сторони. З цього моменту збирання здійснюється всклад і кругові об'їзди загінки виконують проти годинникової стрілки [15].

Застосування комбінованого способу збирання дозволяє зменшити час холостих переїздів агрегату на поворотах, а значить, збільшити змінну виробітку машини. Ширину кожної загінки вибирати з врахуванням довжини гону і денної продуктивності машини.

Організація збирання гички машиною БМ-6. Перше налаштування гичкозбиральної машини на необхідну висоту зрізання виконують, не заїжджаючи у рядки, на рівній площадці. Потім після проїзду контрольних ділянок довжиною 5...7 м візуальним спостереженням визначають якість зрізання і виконують кінцеве налаштування ріжучих апаратів та інших робочих органів. Всі операції з налаштування і технічного обслуговування здійснює тракторист-машиніст гичкозбиральної машини. Він також забезпечує правильне водіння трактора відносно рядків буряків, включає вал відбору потужності на початку гону і виключає в кінці гону до підйому робочих органів у транспортне положення.

В усіх випадках виключення вала відбору потужності (ВВП) повинно бути плавним, без ривків. Тракторист зобов'язаний строго дотримуватися правил техніки безпеки. При будь-якому огляді машини та її механізмів ВВП повинен бути виключеним. Не доцільно проводити виключення ВВП при огляді машини тільки роз'єднанням фрикційної муфти зчеплення трактора.

При заїзді у рядки опускають робочі органи машини, поставивши важіль секції «А» розподільника трактора у положення «ПЛАВАЮЧЕ» [15].

Регулюванням гідрокерування добиваються водіння машини точно по рядках буряків. Включають і перевіряють систему сигналізації.

7.4. Оцінка стійкості роботи підприємств агропромислового комплексу від впливу факторів ураження ядерного вибуху

У результаті ядерного вибуху утворюється радіоактивне випромінювання, яке називають проникаючою радіацією (надалі ПР), а також радіоактивне зараження (надалі РЗ), яке здійснюється продуктами розпаду після ядерного вибуху.

Радіоактивне зараження і проникаюча радіація практично можуть створити вплив на виробничу діяльність підприємства (дільниці) переважно через дію на людей, викликаючи їх радіаційне ураження.

Загроза захворювання променевою хворобою працівників може викликати необхідність зупинки або обмеженого функціонування підприємства (дільниці) на певний час. Тому однією із головних задач Цивільної оборони (ЦО) є підвищення стійкості роботи підприємства у таких умовах.

ПР негативно впливає на людський організм протягом 10...15 секунд від моменту вибуху, що спричиняє біологічні зміни у організмі, розвиток променевої хвороби [37].

ПР також впливає на матеріали та прилади, які чутливі до радіації, виводячи їх з ладу. До таких матеріалів та приладів належать:

- різноманітне електронне обладнання (ЕОМ, оптичні прилади, фотоплівки);
- напівпровідникові прилади;
- різні радіодеталі.

Тому для підвищення надійності роботи електронного обладнання в умовах ПР використовують захисні екрани, радіаційно стійкі матеріали та деталі, використовують спеціальні електричні схеми.

РЗ як вражаючий фактор при ядерному вибуху відрізняється від ПР масштабністю і тривалістю дії, прихованістю вражаючої дії (ця різниця – у декілька дБ або тижнів). Найбільш небезпечним РЗ є для людини, яка за певний час набирає дозу радіаційного випромінювання, більшу за допустиму, а також залишкове РЗ обладнання, техніки, будівель, землі і водоймищ.

Характеристика осередків ураження у результаті ядерного вибуху.

Осередком ядерного ураження називають територію, у границях якої у результаті дії факторів ураження ядерного вибуху, а також вторинних факторів, виникли масові ураження людей, сільськогосподарських тварин, рослин, руйнування і пошкодження будівель та споруд.

Розміри осередків ядерного ураження залежать від потужності і виду ядерного вибуху, рельєфу місцевості і метеорологічних умов, характеру забудови. Так, населені пункти з компактною забудовою можуть отримати значні пошкодження на всій території, якщо центр вибуху співпадає з центром населеного пункту. У населених пунктах, які мають розтягнуту форму або включають у себе міста-супутники, розташовані на певній віддалі від центральної частини міста, піддається руйнуванню тільки територія, що прилягає до району вибуху.

Границя осередку ядерного ураження на рівнинній місцевості умовно обмежена радіусом з підвищеним тиском у фронті ударної хвилі $0,1 \text{ кгс/см}^2$ (10кПа).

За характером руйнувань промислових і житлових будівель, споруд, розміром підвищеного тиску у фронті ударної хвилі (ΔP_f) умовно поділяють на зони: повних, сильних, середніх і слабких руйнувань [37].

Зона повних руйнувань – підвищений тиск у фронті ударної хвилі 50кПа, характеризується масовою загибеллю людей, повним руйнуванням будівель і комунікацій. Площа зони становить 15 % від всього осередку ураження.

Зона сильних руйнувань – підвищений тиск у фронті ударної хвилі від 50 до 30 кПа, характеризується втратами до 90 % серед незахищеного населення, повним і сильним руйнуванням будівель, комунікацій, площа складає 10 % від загальної площі.

Зона середніх руйнувань з підвищеним тиском ударної хвилі від 30 до 20 кПа характеризується до 20 % втрат серед незахищеного населення, середніми і сильними руйнуваннями будівель, збереженням комунікацій, площа зони 15 % від всієї площі ураження.

Зона слабких руйнувань ΔP_f від 20 до 10 кПа характеризується слабкими і середніми руйнуваннями будівель, площа зони становить до 60 % від всієї зони ураження.

Осередок ядерного ураження характеризується складним пожежним станом. Зона суцільних пожарів охоплює зону сильних руйнувань, всю зону середніх і частину зони слабких руйнувань.

Поряд з цим виникають осередки радіоактивного ураження, а також вторинні ураження у результаті руйнувань хімічних підприємств, на яких є СДОР, появи зон затоплень і таке інше [37].

7.5. Оцінка стійкості роботи об'єктів агропромислового комплексу від впливу ядерного вибуху

Забезпечення стійкості роботи об'єктів АПК від впливу ядерного вибуху є однією із основних задач ЦО.

Під стійкістю функціонування об'єкта агропромислового комплексу розуміють його властивість в умовах застосування ядерного вибуху випускати продукцію у запланованому обсязі і номенклатурі, а у випадку пошкоджень, поновлення виробництва у мінімально скорочені терміни.

На стійкість функціонування об'єктів АПК при ядерних вибухах впливають такі фактори: надійність захисту робочих і службовців від наслідків первинних і вторинних факторів ураження, здатність інженерно-технічного комплексу протистояти у визначеному ступені цим діям; надійність системи постачання об'єкта всім необхідним для виробництва продукції, стійкість і безперебійність управління виробництвом і ЦО, підготовленість об'єкта до ведення рятувних та інших невідкладних робіт з відновлення зруйнованого виробництва.

Шляхи і способи підвищення стійкості функціонування об'єктів АПК в умовах ядерного вибуху визначаються конкретними специфічними особливостями кожного окремого виробництва.

Вибір найбільш ефективних шляхів підвищення стійкості функціонування можливий тільки на основі усесторонньої оцінки конкретного виробництва.

Оцінку стійкості об'єкта до впливу ядерного вибуху проводять з використанням спеціальних методик [37].

Вихідними даними для проведення розрахунків з оцінки стійкості об'єкта є: можливі максимальні значення параметрів факторів ураження ядерного вибуху, характеристика об'єкта і його елементів. Параметри факторів ураження задаються штабом ЦО з підпорядкування. Оцінка ступеню стійкості об'єкта до дії ударної хвилі ядерного вибуху полягає у виявленні основних елементів об'єкта, від яких залежить його функціонування і випуск необхідної продукції, визначення границі стійкості кожного елемента і об'єкта в цілому, зіставленню отриманої границі стійкості об'єкта з очікуваним максимальним значенням ударної хвилі і висновок з його стійкості.

У висновках і пропозиціях, на основі аналізу результатів оцінки стійкості кожного елемента і об'єкта в цілому, дають рекомендації з доцільності підвищення стійкості найбільш вразливих елементів і об'єктів в цілому.

Доцільною границею підвищення стійкості прийнято рахувати таке значення ударної хвилі, при якій відновлення зруйнованого об'єкту можливе у короткий термін і економічно обґрунтовано та доцільно [37].

Для підвищення стійкості цеху необхідно підвищити границю стійкості будівель встановленням контрфорсів, підкосів, додаткових рамних конструкцій.

Оцінка стійкості об'єкта до дії світлового імпульсу, що очікується на об'єкті; визначення ступеня вогнестійкості будівель і категорій кожної небезпеки виробництва, виявлення горючих елементів будівель і речовин, визначення значень світлових імпульсів, при яких проходить загоряння елементів будівель і горючих матеріалів; знаходження границі стійкості будівель до світлового випромінювання і співставлення цього значення з очікуваним максимальним світовим імпульсом на об'єкті [37].

Оцінка стійкості об'єкту до дії ПР ядерного вибуху полягає у визначенні максимального значення зони випромінювання очікуваного на об'єкті; визначенні ступеня ураження людей і пошкодження матеріалів, приладів, які чутливі до радіації.

7.6. Основні заходи підвищення стійкості об'єктів АПК

Основні заходи з підвищення стійкості, що проводяться на об'єктах у мирний час передбачають: захист робітників і службовців, інженерно-технічного комплексу від наслідків ядерного вибуху, а також первинних і вторинних факторів, що супроводжують ядерний вибух, забезпечення надійності управління і матеріально-технічного забезпечення, світломаскування об'єкта, підготовка до відновлення зруйнованого виробництва і переведення на режим роботи в умовах надзвичайних ситуацій. Надійний захист робітників і службовців є важливим фактором підвищення стійкості роботи об'єкта АПК. З цією метою споруджують захисні споруди: сховища для укриття найбільш працюючої зміни виробництва. На ділянках з безперервним виробництвом будують індивідуальні сховища з дистанційним управлінням технологічним процесом. Проводять підготовчі заходи щодо евакуації в приміську зону

виробничого персоналу, накопичення, зберігання і підтримання готовності засобів індивідуального захисту.

Захист інженерно-технічного комплексу передбачає збереження матеріальної основи виробництва: будівель, технологічного обладнання і комунально-енергетичних сіток.

Найбільш важливі виробничі споруди необхідно будувати заглибленими, або пониженої висоти, за конструкцією краще залізобетонними з металевим каркасом.

У кам'яних будівлях перекриття повинне бути з армованого бетону або з бетонних плит. Складські приміщення для зберігання легкозаймистих речовин повинні розташовуватись в окремих блоках заглибленого або напів-заглибленого типу біля границь території об'єкта [37].

Від стійкості будівель залежить стійкість всього об'єкту. Підвищення їх стійкості досягається установкою парканів, рам, підкосів, контрфорсів, проміжних опор для зменшення прольоту несучих конструкцій.

Невисокі споруди, для підвищення їх міцності, частково обсипають ґрунтом. Високі споруди для підвищення їх міцності (труби, вишки, башти, колони) закріплюються відтяжками, розрахованими на дію ударної хвилі ядерного вибуху.

Захист місткостей з сильнодіючими отруйними речовинами і легкозаймистими речовинами здійснюється шляхом їх обвалювання, розрахованого на стримання повного об'єму рідини.

Основні заходи з підвищення стійкості технологічного обладнання полягають у будівництві над ним спеціальних захисних засобів, які мають захищати його від пошкоджень обломками повалених конструкцій. При недостатній стійкості самого обладнання від дії ударної хвилі, воно повинно бути закріплене на фундаменті анкерними болтами [37].

Підвищення стійкості системи електропостачання забезпечується проведенням загальноміських і об'єктових інженерно-технічних заходів. Електроенергія повинна поступати на виробництво з двох напрямків, при

наявності одного напрямку живлення, необхідно передбачити аварійну електростанцію. Трансформаторні приміщення повинні бути захищені від електромагнітного імпульсу ядерного вибуху.

Особливу увагу необхідно приділити стійкості системи постачання газом. Вся система газопостачання повинна бути закільцьованою, що дозволить відключати зруйновані ділянки з використанням ліній, що збереглися. На газопроводах необхідно встановити запірну арматуру з дистанційним управлінням і крани, що автоматично перебивають газ при аварії трубопроводу.

Виключне значення має стійке водопостачання об'єкта. Постачання водою повинне забезпечуватись від двох джерел – основного і резервного, одне з яких має бути підземним.

Стійкість роботи об'єкта визначається надійністю системи паро- і тепlopостачання. Промислові об'єкти повинні мати два джерела пари і тепла. Теплові сітки необхідно закільцьовувати. Для підвищення стійкості каналізацій необхідно будувати окремі системи – одну для дощових, другу для промислово-господарських потреб [37].

Для забезпечення безперервного управління необхідно мати на об'єкті надійно захищені пункти управління, диспетчерські пункти АТС.

Для захисту людей від РЗ використовують сховища і укриття, будівлі та споруди, які послаблюють дію гама-випромінювання захищають від надходження забрудненого повітря. Для захисту людей використовують засоби індивідуального захисту (протигази, спецодяг).

До загальних заходів з підвищення стійкості роботи підприємства (дільниці) в умовах ПР і РЗ належать:

- герметизація основних виробничих споруд (герметизація дверей і вікон);
- встановлення в системі вентиляції фільтрів та герметичних засувів;
- підготовка пристроїв для очищення води від РЗ;
- створення запасів дезактивуючих і дегазуючих речовин і т.п.

8. ЕКОЛОГІЯ

8.1. Актуальність охорони навколишнього середовища

Взаємодія виробничо-господарських та природних процесів привела до порушення взаємних зв'язків між елементами живої та неживої природи.

Очевидна можливість прямування до помітної деградації біосфери, а в наш вік – до екологічної кризи. Основними причинами цієї кризи є: історично вкорінена думка, що самоочищуюча спроможність природи є безмежною; не виправдана надія на адаптацію тварин та людей до змін; демографічний вибух, який спричиняється експоненціальним зростанням населення планети, його урбанізація (переселення у міста) та індустріалізація планети; інтенсивний розвиток науки, промисловості і транспорту з відповідним різким зростанням викидів та відходів, гонка озброєнь, споживацька спрямованість технічних засобів, вичерпання природних ресурсів, хімізація сільського господарства [10].

На даний час з'явилися такі негативні наслідки, викликані споживацьким відношенням людини до природи: вітрова та водна ерозія ґрунту, утворення пустель, пилові бурі; знищення лісів та багатьох видів тварин, зменшення їхньої кількості; розповсюдження шкідників сільського господарства; збільшення різноманітних промислових відходів; теплове забруднення і кліматичні катастрофи; радіоактивне забруднення; суттєве зменшення (виснаження) неоновлюваних сировинних ресурсів і палива, чистої води, металів, будівельних матеріалів [10].

Значимість наслідків цієї кризи є на рівні ядерних катастроф. Сучасний екологічний стан України і все нові небезпеки, що виникають, є наслідком дії двох факторів: відомчого і технологічного мислення керівних і планових органів; громадської інертності і екологічної безграмотності інженерно-технічних працівників і населення в цілому ("на мій вік вистачить" і т.д.).

Основним завданням на даному етапі розвитку промисловості є розробка заходів з ресурсо- та енергозберігання, а також створення мало- та безвідходних технологій.

8.2. Аналіз забруднення довкілля, що виникає у результаті виготовлення гичкозбиральної машини БМ-6

Для виготовлення гичкозбиральної машини БМ-6 на машинобудівному підприємстві необхідно задіяти кілька виробництв: ливарне, механічної обробки, малярне, складальне. Всі вони мають шкідливі фактори, характерні як для кожного окремого виробництва, так і загальні для всіх. Найбільш розповсюдженими є різного роду викиди шкідливих речовин. Залежно від агрегатного стану шкідливих речовин викиди поділяють на класи:

I – рідкі,

II – тверді,

III – змішані.

При виконанні технологічного процесу, а саме механічної обробки деталі, виникають такі види забруднення навколишнього середовища:

- забруднення атмосфери при видаленні надлишкової запиленості із дільниці механічної обробки, а також при видаленні надлишкової температури із цеху, що приводить до утворення парникового ефекту;

- забруднення прилеглої території промисловими відходами, такими як стружка, відпрацьовані мастила, відпрацьовані змащувально-охолоджувальні речовини, відходи у вигляді шлаків та пилу;

- при механічній обробці виникають сильні шуми та вібрації, які мають шкідливий вплив особливо на робітників.

При ливарному виробництві плавка чавуну в основному проводиться у вагранках відкритого типу і супроводжується виділенням в атмосферу оксиду вуглецю, оксиду азоту, пилу, двооксиду сірки, вуглеводнів.

Значним виділенням пилу супроводжується розвантаження і складування сипучих матеріалів, виготовлення форм і стрижнів, очистка литва. Крім того, при сушці стрижнів, в атмосферу попадає оксид вуглецю, оксиди азоту, фтористий водень, формальдегід, метан, акромін. Вибивка опок

супроводжується не тільки значним виділенням пилу, а також виділенням оксиду вуглецю, двооксиду сірки, оксиду азоту і аміаку. Крім плавки чавуну на заводі проводиться плавка алюмінію. Плавка проводиться в електропечах. Для підігріву розплавленого алюмінію перед подачею на машину литва під тиском установлена газова піч. В атмосферу виділяється пил, оксид азоту, оксид сірки, сірководень, хлористий водень, вуглеводні.

Технологічний процес малярного виробництва включає операції підготовки поверхонь для нанесення лакофарбувальних матеріалів і сушіння пофарбованих поверхонь. Підготовка поверхонь може виконуватися як металевими, дрібometалевими, абразивними матеріалами, так і хімічними методами, знежирення, травлення. У фарбувальних цехах виконують промивання, у процесі якого виділяється їдкий луг. Для нанесення покриття на вироби використовують генфталеві ґрунтовки ГФО119 і алкідно-акрилові емалі АС-182. Емалі і ґрунтовки розчиняють токсичними вуглеводневими розчинниками: сольвентом, уайт-спіритом, а при фарбуванні в електростатичному полі етилцелозольвом. Використовують невелику кількість нітроцелюлозних фарб. При фарбуванні виробів методом пневморозпилювання, занурювання, струменевого обливання, фарбування в електростатичному полі відбувається виділення аерозолу фарби та парів розчинників. Більше половини від загальної кількості парів розчинників виділяється при струменевому обливанні. Крім розчинників у малярному виробництві в атмосферу викидається оксид вуглецю та оксид азоту, що утворюється при сушінні виробів у сушильних камерах, що працюють на природному газі.

Отже, при виготовленні гичкозбиральної машини БМ-6 найбільше забруднюється атмосфера.

8.3. Заходи зменшення забруднення довкілля

Основним заходом із зниження викидів шкідливих речовин в атмосферу є вдосконалення технологічних процесів, включаючи зниження кількості викидів; будівництво нових та підвищення ефективності наявних очисних споруд; знешкодження джерел забруднення.

У машинобудівному виробництві найбільш ефективними є газо- і пиловловлювачі вентиляційних викидів, а також проведення заходів із зниження частини неорганізованих викидів.

Очищення вентиляційних викидів від механічних частинок здійснюють апаратами мокрого і сухого пиловловлювання, волокнистими фільтрами та електрофільтрами (циклони, центробіжні пиловловлювачі, насадні газопромивачі, пінні пристрої). Як фільтри використовують різні фільтруючі, тонко- та грубоволокнисті матеріали, а також набули електрофільтри.

У ливарному виробництві доцільно використовувати сучасні способи очищення викидів, а саме, сухе інерційне очищення, мокре очищення, фільтрацію і допалювання.

Сухе інерційне очищення використовують для очищення вентиляційних викидів від незлипаючого пилу, що виділяється від дрібнометальних камер і галтувальних барабанів. Використовують циклонні НІОГАЗ. ЦНІ, ЦН-15. Ефективність пиловловлювання 83..87 %.

Димові гази, що виділяються від вагранок, очищують горілками від окису вуглецю і деякої кількості коксового пилу. Ефективність допалювання приблизно 92 %.

Використовують також апарати мокрого очищення газів ПВ-2К. Ці ж установки використовують як другий ступінь очищення від пилу, що виділяється галтовочними барабанами. Першим ступенем є циклон НІГАЗ-ІІ.

У малярному виробництві найбільш поширені апарати мокрого очищення. Каскадними гідрофільтрами оснащені всі камери фарбування,

пневморозпилення. Ефективність роботи гідрофільтрів по аерозолі фарби – 90 %; уловлюється і деяка кількість парів розчинників – 20 %.

Для забезпечення чистоти атмосферного повітря на ливарному і малярному виробництві необхідно: використовувати електропечі; сушильні камери фарбувальних виробництв обладнати адсорберами поглинання парів розчинників, а у перспективі замінити фарби на менш токсичні.

Щодо викидів вихлопних газів автотранспорту задіяного у технологічному процесі виготовлення гичкозбиральної машини, то зменшити їх можна за вдяки використанню екологічно чистішого електротранспорту (електровізки, електрокари і т.п.).

При зменшенні забруднення прилеглих земель слід визначити, що вибір методу знешкодження і утилізації відходів залежить від їх хімічного складу і ступеня впливу на оточуюче середовище.

Так, відходи металообробної промисловості, які містять частинки механічних частинок, змінюють структуру, властивості і склад ґрунту. Такі відходи використовують при будівництві доріг, засипанні котлованів і відпрацьованих кар'єрів після обезводнення. В той же час відходи машинобудівних заводів, які містять солі важких металів, ціаніди, кислоти, токсичні органічні і неорганічні сполуки, утилізації не підлягають. Такі види відходів збирають у шлакозбирачачі і захоронюють.

У ряді випадків відходи машинобудівного виробництва містять значну кількість хімічних сполук, які можуть становити цінність як сировина і використовуватись у вигляді вторинних матеріалів.

Використання вторинних сировинних ресурсів виробництва є важливим напрямом підвищення ефективності виробництва і зниження забруднення навколишнього середовища [10].

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Збирання врожаю сільськогосподарських культур, зокрема коренеплодів, є найбільш енергоємною, тривалою в часі, залежною від природнокліматичних умов, стану ґрунту та посівів, а також вимог до якості зібраної продукції, і вимагає надійної техніки, придатної до удосконалення і переналадження.

Удосконалення бурякозбиральних машин необхідно здійснювати так, щоб забезпечити відповідну якість збирання цукрових буряків, високі експлуатаційно-економічні показники у різних природно-виробничих умовах, з дотриманням вимог до якості сировини при її зберіганні та переробці.

Для забезпечення якості виконання технологічного процесу бурякозбирального комплексу у складі гичкозбиральної причіпної машини на базі БМ-6 і коренезбирального самохідного комбайна КС-6Б в екстремальних умовах, тобто на забур'яненних полях, а також плантаціях з високоврожайною гичкою, доцільно знизити вартість гичкозбиральної машини шляхом використання дешевих конструктивних рішень та підвищити її робочу швидкість, застосувавши досконаліші гичкорізальні апарати.

При розробці нових конструкцій гичкозрізувальних апаратів необхідно враховувати, що з однієї сторони обрізка головки кореня небажана і негативно відображається на зберіганні і не може бути виправдана ні з економічної (недобір урожаю 5...8 %), ні з технологічної точки зору, а з другої сторони – досягнення високих кондицій завдяки плоскій обрізці має жорсткі обмеження на втрати цукрової маси. Разом з тим, наявність на головках коренеплодів великої кількості черешків та листя негативно відображається на зберіганні (загнивання) і переробці сировини.

Враховуючи специфічні механіко-технологічні властивості зв'язків гички з коренеплодами, що легко руйнуються при дотичному прикладанні навантажень, то процес відокремлення гички доцільно здійснювати

комбінованим (двостадійним) способом, що включає грубу обрізку гички з частковою обрізкою головок без їх пошкодження.

У дипломній роботі проаналізовано машини-аналоги для зрізання гички цукрових буряків, а також їх перспективні схеми; запропоноване конструктивне рішення для машини типу БМ-6 – гичкорізальний апарат з шабельними (активними) ножами. Тобто виконується відносно високе зрізування гички, а рештки гички зачищає очисник головок коренів з капроновими щітками гвинтового типу. Його використання забезпечить високу зносостійкість, меншу енергоємність і високу якість роботи машини.

ГРА з «шабельними» ножами працюють при збільшених швидкостях різання $V_P = 22 \dots 26$ м/с і створюють ефект різання з ковзанням, у результаті чого зменшується лобовий опір різанню і число сколів.

Запропоноване конструктивне рішення обґрунтовано необхідними конструктивними і міцнісними розрахунками.

Різальний дисковий шабельний ніж приймаємо діаметром $D=530$ мм, що перекриває ширину міжрядь 450 мм із шахматним розташуванням ножів. Швидкість різання підвищена – $V_{зр}=24$ м/с; число обертів ножа 800 об/хв.

Інші конструктивні параметри шабельних ножів: ширина ножа $b=60$ мм; довжина ножа $l=145$ мм; кут заточки передній – 30° ; кут заточки задній $\gamma=0^\circ$.

У дипломній роботі виконано розрахунок ланцюгової передачі привода редуктора різального апарату; розрахунок редуктора різального апарату; розрахунок болтового з'єднання шабельного ріжучого ножа; доведена економічна доцільність розробки.

Враховуючи, що найбільш оптимальним робочим органом для доочищення від залишків гички коренеплодів цукрових буряків і очищення головок коренеплодів кормових буряків є еластичні робочі органи – бичі або біла та щітки, виготовлені з прогумованої стрічки, поліуретану та інших еластичних матеріалів, стійких до стирання, то обґрунтовано їх використання для застосування у поєднанні із удосконаленим у дипломній роботі гичкоріжучим апаратом.

Теоретичне дослідження процесу взаємодії еластичного робочого органу з коренеплодом доцільно проводити з використанням дискретної моделі удару, яка передбачає розгляд тіл, що контактують, у вигляді окремих елементарних мас, що дозволяє описати процес їх взаємодії.

Сила взаємодії еластичного робочого органу з коренеплодом залежить в основному від кутової швидкості біла та модуля пружності матеріалу робочого органу. Характер його закріплення (жорсткий або шарнірний) не впливає на напружено-деформівний стан.

Застосовуючи методи САПР виконано комп'ютерну модель навантаженості вала гичкоріза, встановлено небезпечні перетини.

На основі аналізу конструктивних особливостей деталі маточина та існуючого технологічного процесу її виготовлення розроблено технологічний процес; визначено тип та форму виробництва, обґрунтовано вибір заготовки, технологічних баз, різального і допоміжного інструментів, методів та засобів контролю. Розраховано режими різання, розроблено спеціальні верстатні пристрої та комплект технічної документації на виготовлення маточини.

У дипломній роботі, виходячи із загальних вимог до сільськогосподарських машин, розроблені заходи з охорони праці при використанні гичозбиральної машини з удосконаленим ріжучим апаратом, а також розроблено заходи для захисту виробничого об'єкту сільськогосподарського машинобудування у випадку виникнення надзвичайних ситуацій, викликаних вражаючими факторами ядерного вибуху; проаналізовано забруднення довкілля, що виникають на підприємстві при виготовленні гичкозбиральної машини БМ-6; запропоновано заходи для його зменшення.

Розроблені конструктивні рішення наведені у графічній частині роботи.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Аванесов Ю.Б., Бессарабов В.И., Русанов И.И. Свеклоуборочные машины. – М.: Колос, 1979. – 351 с.
2. Алабужев П.М. и др. Теория подобия и размерностей. Моделирование. – М.: Вишья школа, 1968. – 264 с.
3. Гогіташвілі Г.Г., Лапін В.М. Основи охорони праці. – Львів: Новий світ, 2000. – 230 с.
4. Горбацевич А. Ф. Курсовое проектирование по технологии машиностроения. – Минск: Высшая школа, 1975. – 288 с.
5. Гузенков П.Г. Детали машин. – М/и: Высшая школа, 1982. – 351 с.
6. Гурченко О.П., Барановський В.М. Технологічний процес дообрізки залишків гички //Сільськогосподарські машини: Зб. наук. пр. Луцького держ. техн. ун-ту. – Луцьк.: РВВ ЛДТУ, 2000. – Вип.7. – С.183-189.
7. Дипломное проектирование по технологии машиностроения. /Под. ред. В. В. Бабука. – Мн.: Высшая школа, 1979. – 464 с.
8. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Высшая школа, 1984. – 336с.
9. Ицкович Г.М. и др. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 1980. – 560 с.
10. Кучерявий В.П. Екологія. Підручник. – Львів. Світ. 2000. – 418 с.
11. Мартиненко В.Я. Гичкозбиральні машини. – Тернопіль: ТОВ “Поліграфіст”, 1997. – 108 с.
12. Мартиненко В.Я. Механіко-технологічні основи підвищення ефективності робочих органів гичкозбиральних машин. Дис...докт.техн.наук: 05.05.11.– Тернопіль, 2000. – 374 с.
13. Мельников С.В., Алешкин В.Р., Рошин П.М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. – Л.: Колос, 1980. – 168с.
14. Машини бурякозбиральні ДСТУ 2258-93. – Київ: Держстандарт України, 1993. – 18 с.
15. Машина гичкозбиральна БМ-6. Технічний опис. Інструкція по експлуатації і технічному обслуговуванню. – Тернопіль: ВАТ “ТеКЗ”, 2002.

- 16.Методика определения оптовых цен на новые сельхозмашины. – М.: ВИСХОМ, 1989.
- 17.Нефедов Н.А., Осипов К.А. Сборник задач по резанию металлов и режущему инструменту. – М.: Машиностроение, 1990. – 448 с.
- 18.Нефедов Б.А., Флайшер Н.М. Изыскание профильной линии рабочего органа минимальной энергоемности //Теория и расчет почвообрабатывающих машин: Сб. науч. тр. ВИМ. – М., 1989. – Т. 120 – С 180-198.
19. Опір матеріалів /Під заг. ред. акад. АН УРСР Г.С. Писаренко. – К.: Вища школа, 1986. – 775 с.
- 20.Отраслевые методические и нормативно-справочные материалы для определения эффективности новой техники в тракторном и сельскохозяйственном машиностроении. Часть 2. – Москва, 1986.
- 21.Погорелый Л.В. Инженерные методы испытаний с/х машин. – К.: Техника, 1981. – 176 с.
- 22.Погорелый М.Л. Підвищення технологічної ефективності бурякозбиральних машин. Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. – К., Український центр по випробовуванню та прогнозуванню техніки і технологій для с/г виробництва (Укр. ЦВТ), 2001. – 129с.
- 23.Мишин М.А. Исследование и обследование параметров рабочих органов для доочистки головок корней сахарной свеклы от остатков ботвы: Дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 – Харьков. – 1981. – 194 с.
- 24.Огуречников Н.А. Изыскание, исследование и обоснование очистителя головок корней свеклоуборочных машин с обрезкой на корню. Дис. ... канд. техн. наук. – Минск, 1974. – 128 с.
- 25.Гурченко О.П. Обґрунтування основних параметрів лопатевого очисника головок буряків від залишків гички. – Сільськогосподарські машини: Зб. наук статей. Вип. 3, Луцьк. 1997. – С. 30-37.
- 26.Гурченко А.П., Ореховский В.Д., Березовый Н.Г. Теоретическое обоснование параметров лопастного очистителя головок корнеплодов свеклы от ботвы. Зб. наук. пр. НАУ „Механізація сільськогосподарського виробництва”. – т.VII. – К.: НАУ. – 2000. – С. 279-285.

- 27.Протокол випробувань БМ-6А на машино-дослідній станції. – Глеваха, 1993. – 26 с.
- 28.Протокол випробувань БМ-6А на машино-дослідній станції. – Магерів, 1994. – 44 с.
- 29.Протокол випробувань БМ-6А на машино-дослідній станції. – Магерів, 1995. – 48 с.
- 30.Свеклоуборочные машины. (Конструирование и расчет) /Л.В.Погорельй, Н.В. Татьянако, В.В. Брей и др. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.
- 31.Справочник технолога-машиностроителя. Т. 2 /Ю.А. Абрамов, В.Н. Андреев, Б.И. Горбунов и др. /Под. ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1985. – 496 с.
- 32.Типові норми виробітку і витрачання палива на механізовані польові роботи. – К.: Урожай, 1991. – 325 с.
- 33.Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки. ГОСТ 23728-88, ГОСТ 23730-88.
- 34.Устюгов І.І. Деталі машин. – К.: Вища школа, 1988. – 400 с.
- 35.Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин. – К.: НМК ВО,– 1992. – 320 с.
- 36.Цлаф Л.Я. Вариационное исчисление и интегральные уравнения. – М.: Наука, 1966. – 176 с.
- 37.Цивільна оборона. Підручник /За редакцією В.С. Франчука. – 2001. – 256 с.
- 38.Цымбал А.Г., Татьянако Н.В. Басин В.С. Машины для свекловодства. – М.: Машиностроение, 1976. – 368 с.
- 39.Булгаков В.М., Головач І.В. Основи теорії і розрахунку процесу очистки головок коренеплодів на корені гнучкою лопаттю. – Зб. наук. пр. НАУ «Механізація сільськогосподарського виробництва». Т.VII. – К.: НАУ. – 2005. – С. 12–44.
- 40.Булгаков В.М. Теорія бурякозбиральних машин. Монографія. – Київ: Видавничий центр НАУ, 2005. – 245 с.
- 41.Босой Е.С., Верняев О.В., Смирнов И.И. и др. Теория, конструкция и расчет сельхоз машин. – М: Машиностроение, 1978. – 567 с.

42. Доманьков В.М., Мармалюков В.П., Семерной В.С. Возделывание корнеплодов по интенсивной технологии. – Минск: Урожай, 1990. – 88 с.
43. Алимов О.Д., Манжосов В.К., Еремьянц В.Э. Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах. – М.: Наука, 1985.
44. Кобець О.М. Обґрунтування робочого процесу і параметрів робочих органів для видалення гички кормових буряків. Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 – Дніпропетровськ, 2007. – 170 с.
45. Кобець А.С. Основи теорії робочих органів сільськогосподарських машин. – Дніпропетровськ, 1999. – 203 с.
46. Светлицкий В.А. Механика стержней: Учебник для вузов в 2-х частях. – М.: Высш. школа, 1987. – 304 с.
47. Воронюк Б.П. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений. – М.: Колос, 1970. – 268 с.
48. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта: (С основами статистической обработки результатов исследований). – М.: Колос, 1979. – 416 с.
49. Павелчак О.Б. Розробка конструкцій та обґрунтування параметрів очисників корнеплодів: Дис.... канд. техн. наук:05.05.11. – Луцьк: ЛДТУ, 2000. – 166 с.
50. Хомик Н.І. Методичний посібник до виконання дипломної роботи для здобуття освітнього ступеня «магістр» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 Галузеве машинобудування з орієнтацією на спеціалізацію «Машини сільськогосподарського виробництва» / Н.І. Хомик, М.Я. Сташків, В.П. Олексюк. – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2018. – 164 с.
51. Засадзінський Р.Ю., Борис І.М. Удосконалення гичкоріза гичкозбиральної машини//Актуальні задачі сучасних технологій: зб. тез доповідей, том I VIII міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів (Тернопіль, 27-28 листопада 2019). – Тернопіль. – ТНТУ, 2019. – С. 87-88.
52. Хомик Н.І., Довбуш А.Д. Машини та обладнання для тваринництва. Курс лекцій. Ч. 1 Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. І.Пулюя, 2013. – 224 с.
53. Хомик Н.І., Довбуш А.Д. Машини та обладнання для тваринництва. Курс лекцій. Ч. 2 Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. І.Пулюя, 2013. – 224 с.

54. Хомик Н.І. Наскрізна програма практики: методичні вказівки для студентів ОКР «Бакалавр» та «Магістр» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» з орієнтацією на спеціалізацію «Машини сільськогосподарського виробництва» / Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш, В.П. Олексюк, М.Я. Сташків, Т.А. Довбуш. – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2017. – 140 с.
55. Хомик Н.І. Опір матеріалів: навчально-методичний посібник до виконання курсової роботи / А.Д. Довбуш, Н.І. Хомик. – Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. – 191 с.
56. Хомик Н.І., Довбуш А.Д., Олексюк В.П. Основи агрономії. Курс лекцій Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2015. – 300 с.
57. Гевко Р.Б. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки // Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Синій С.В., Булгаков В.М., Рогатинський Р.М., Павелчак О.Б. Луцьк: ЛДТУ –1999. – 168 с.
58. Гевко Р.Б., Гарькавий А.Д., Гладич Б.Б., Павх І.І., Павелчак О.Б. Оцінка ринкової вартості та конкурентоспроможності машин і технологій. – Тернопіль: ТДПУ, 2004. – 199с.
59. Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Павх І.І. Машини сільськогосподарського виробництва. – Тернопіль, 2005. – 228 с.
60. Данильченко М.Г., Гладич Б.Б., Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г. Експертно-аналітична оцінка технологічних і економічних показників сільськогосподарської техніки: Навчально-методичний посібник для студентів економічних спеціальностей. – Тернопіль: Економічна думка, 2001. – 61 с.
61. Nevko 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. 53-60.
62. Nevko 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. 127-138.

ДОДАТКИ