

Луцький національний технічний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)
Факультет аграрних технологій та екології
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))
Кафедра аграрної інженерії ім. проф. Г.А.Хайліса
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи

магістра

на тему: «Дослідження процесу викопування цукрових буряків з удосконаленням коренезабірника коренезбиральної машини»

Виконав: студент 2 курсу, групи АІмз- 21
спеціальності 208 Агроінженерія
за освітньо-професійною
програмою «Агроінженерія»

Пилюк М.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник Юхимчук С.Ф.

(прізвище та ініціали)

Гарант ОП Хомич С.М.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Пуць В.С.

(прізвище та ініціали)

Луцьк 2024

**ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Факультет	<i>аграрних технологій та екології</i>
Кафедра	<i>аграрної інженерії ім. проф. Г.А.Хайліса</i>
Галузь знань	<i>20 Аграрні науки та продовольство</i>
Освітній ступінь	<i>магістр</i>
Спеціальність	<i>208 Агроінженерія</i>
Освітньо-професійна програма	<i>Агроінженерія</i>

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри аграрної інженерії
ім. проф. Г.А.Хайліса

доцент, к.т.н. _____ С.М. Хомич
«30» грудня 2023 р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРАНТУ**

Пилюку Миколі Вячеславовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження процесу викопування цукрових буряків з
удосконаленням коренезабірника коренезбиральної машини

керівник роботи Юхимчук Сергій Федорович, доцент, к.т.н.

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

затверджена наказом ЛНТУ від «30» грудня 2023 р. № 445/01-02

2. Термін здачі студентом роботи _____

3. Вихідні дані до роботи _____

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

1. Титульний аркуш .
2. Завдання на роботу магістра.
3. Реферат.
4. Зміст.
5. Вступ.
6. Основну частину.
7. Загальні висновки.
8. Перелік джерел посилань.
9. Додатки

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

	к-сть листів
1. Вихідні дані	1 лист
2. Теоретичні положення	1 лист
3. Апаратура та обладнання для експериментальних досліджень	1 лист
4. Результати експериментальних досліджень	1 лист
5. Планування та результати експерименту з використанням математичного методу планування	1 лист
6. Схема експериментальної установки чи досліджуваної машини (функціональна або принципова)	1 лист
7. Складальне креслення розроблюваного чи удосконаленого вузла	1 лист

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Нормоконтроль	Юхимчук С.Ф., доцент		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд літератури за темою, формування завдань досліджень	17.06. – 01.07.2024 р.	
2	Обґрунтування конструкції і теоретичні дослідження	20.08 – 31.08.2024 р.	
3	Розробка схеми експериментальної установки чи досліджуваної машини	01.09 – 30.09.2024 р.	
4	Розробка програми і методики експериментальних досліджень	01.10 – 15.10.2024 р.	
5	Реалізація та обробка результатів експериментальних досліджень	01.10 – 15.10.2024 р.	
6	Експериментальні дослідження з використанням математичного методу планування	15.10 – 01.11.2024 р.	
7	Розробка креслення розроблюваного чи удосконаленого вузла	01.11 – 15.11.2024 р.	
8	Узагальнення результатів та оформлення пояснювальної записки	15.11 – 25.11.2024 р.	
9	Оформлення ілюстративного матеріалу для захисту магістерської роботи	15.11 – 25.11.2024 р.	
10	Нормоконтроль	до 04.12.2024 р.	
11	Представлення кваліфікаційної роботи на перевірку на плагіат	04.12.– 14.12.2024 р.	

Студент

_____ (підпис)

Пилюк М.В.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Юхимчук С.Ф.

_____ (прізвище та ініціали)

Гарант ОПП

_____ (підпис)

Хомич С.М.

_____ (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Пилюк М. - Дослідження процесу викопування цукрових буряків з удосконаленням коренезабірника коренезбиральної машини. Рукопис.

Кваліфікаційна робота магістра за освітньо-професійною програмою «Агроінженерія» спеціальності 208 - Агроінженерія. Луцький національний технічний університет, Луцьк, 2024.

Основний зміст кваліфікаційної роботи магістра викладено на 61 сторінках друкованого тексту. Робота складається із вступу, п'яти розділів, висновків, переліку посилань із 21 найменувань та 3 додатків, а також має 13 рисунків і 5 таблиць. Повний обсяг роботи становить 65 сторінок.

У даній роботі магістра обгрунтовано функціональну схему коренезбиральної машини, обладнаної вібраційними вилчастими копачами з дисково-падъцевим коренезабірниками. На основі теоретичних досліджень визначено геометричні параметри та розроблено креслення конструкції дисково-пальцевого коренезабірника. Виведено формулу для визначення потужності, яка затрачається на привод викопувального пристрою машини. Встановлено рекомендовані діапазони значень режимів роботи вібраційного вилчастого копача. Розроблено схему лабораторної установки та методику проведення дослідів. Встановлено залежність середньої довжини коренеплоду від його діаметра. Запропоновано методику визначення енергії, поглиненої при зіткненні з робочими органами копача і побудовано тарувальний графік, який апроксимовано степеневою функцією. Проведено математичне планування експерименту та оптимізації параметрів, а саме - впливу зазору між дисками коренезабірника і діаметра коренеплоду. Розроблено рекомендації до економічного обгрунтування ефективності машини.

Ключові слова: коренезбиральна машина, дисково-пальцевий коренезабірник, коренеплід, вібраційний вилчастий копач.

ABSTRACT

Pylyuk M. – Process study of digging up sugar beets with improvement of root harvesting of root harvesting machine. Manuscript.

Master's qualification work under the educational and professional program "Agroengineering" specialty 208 - Agricultural engineering. Lutsk National Technical University, Lutsk, 2024.

The main content of the master's thesis is outlined on 61 pages of printed text. The work comprises of itself introduction, five sections, findings, contents from 21 points that 3 add-ins also 13 drawings, 5 tables. The complete volume of work makes a 65 page.

In this work of the master the functional scheme of the root-harvesting machine equipped with the vibrating fork diggers with disk- finger root intakes is proved. On the basis of theoretical researches geometrical parameters are defined and drawings of a design of a disk-finger root intakes are developed. The formula for determining the power expended on the drive of the excavating device of the machine is derived. The recommended ranges of values of the vibrating fork digger operating modes are set. The scheme of laboratory installation and methods of conducting experiments are developed. The dependence of the average length of the root on its diameter is established. A method for determining the energy absorbed in contact with the working bodies of the digger is proposed and a calibration graph is constructed, which is approximated by the power function. Mathematical planning of the experiment and optimization of parameters, namely - the influence of the gap between the discs of the root intakes and the diameter of the root crop. Recommendations for economic justification of machine efficiency are developed.

Key words: root harvester, disc-finger root intakes, root crop, vibrating fork digger.

ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ	2
АНОТАЦІЯ.....	3
ABSTRACT.....	4
ВСТУП	7
1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМОЮ, ФОРМУВАННЯ ЗАВДАНЬ	
ДОСЛІДЖЕНЬ.....	10
1.1 Характеристика оброблюваного матеріалу.....	10
1.2 Способи збирання цукрових буряків.....	11
1.3 Огляд конструкцій викопувальних робочих органів коренезбиральних машин.....	13
1.4 Огляд досліджень з даного питання.....	14
1.5 Постановка мети і завдання дослідження.....	17
2 ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ І ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	
УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНІЧНОГО ЗАСОБУ.....	19
2.1 Відомості про технологічний процес та опис запропонованої конструкції.....	19
2.2 Технологічний розрахунок коренезабірника	21
2.3 Енергетичний розрахунок.....	26
2.4 Розрахунок параметрів кореневикопувальних вилок.....	28
2.5 Визначення допустимих частот коливань вібраційної вилки.....	30
2.6 Висновки.....	34
3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	
3.1 Програма експериментальних досліджень	36
3.2 Опис експериментальних установок та апаратури, що використовується при експериментальних дослідженнях.....	37
3.3 Методика статистичної обробки даних.....	38
3.4 Методика визначення енергії, поглиненої при зіткненні коренеплоду з робочими органами.....	41

3.5	Методика дослідження сукупного впливу зазору між дисками коренезабірника і діаметра коренеплоду на відношення сили витягування коренеплоду з коренезабірника до ваги коренеплоду ...	42
4	РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	44
4.1	Характеристика коренеплодів цукрового буряка.....	44
4.2	Визначення енергії, поглиненої при зіткненні коренеплоду з робочими органами	46
4.3	Визначення вплив зазору між дисками коренезабірника і діаметра коренеплоду на відношення сили витягування коренеплоду з коренезабірника до ваги коренеплоду	47
4.4	Висновки.....	56
5	ДАНІ ДО ЕКОНОМІЧНОГО ОБҐРУНТУВАННЯ МАШИНИ.....	57
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	58
	ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ.....	59
	ДОДАТКИ	61

ВСТУП

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

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

Підвищення якісних показників процесів збирання коренеплодів представляє собою комплексну наукову-технічну проблему, вирішення якої повинно базуватись на пошуку нових конструктивних рішень робочих органів та конструвальних схем коренезбиральної машини, теоретичному обґрунтуванні їх конструктивних та технологічних параметрів,

експериментальному підтвердженні проведених досліджень з метою аналізу і синтезу оптимальних параметрів бурякозбиральних комплексів.

Фундаментальні основи розробки і дослідження робочих органів бурякозбиральних машин, технологічних процесів збирання цукрових буряків викладені в працях Л.В. Погорілого, Б.М. Гевка, М.М. Хелемендика, Г.А. Хайліса, М.В. Татьянка, В.С. Глуховського, О.О. Василенка, Б.П. Шабельника, В.Б. Аванесова, С.А. Топоровського, І.М. Серебрякова, Г.Д. Петрова, В.А. Хвостова, А.Г. Цимбала, М.М. Зуєва, П.В. Савича, П.І. Сичова, А.К. Сарапулова, Ю.І. Ковтуна та інших.

Суттєвий внесок у створення і дослідження нових конструкцій бурякозбиральних машин, а також визначення їх функціональних, експлуатаційних, конструктивних та технологічних параметрів зробили В.В. Брей, М.Г. Данильченко, В.А. Грозубінський, Ф.Л. Роденко, М.А. Мішин, А.А. Покуса, А.П. Гурченко, В.В. Дудка, В.Г. Кузьмінов, Я.А. Павлов, В.М. Осуховський, Г.М. Смакоуз, Я.І. Козіброда, І.І. Русанов та інші [2].

Актуальність роботи. Аналіз літературних джерел дозволяє зробити висновок, що вибір параметрів робочих органів коренезбиральних машин необхідно проводити з врахуванням механіко-технологічних принципів, на яких базуються процеси викопування та очищення коренеплодів, використовуючи при цьому математичні моделі взаємодії коренеплодів з робочими поверхнями. Тому актуальним для сільськогосподарського виробництва України є удосконалення технологічного процесу викопування коренеплодів цукрових буряків, з метою зменшення пошкоджень коренеплодів та їх забрудненості.

Мета роботи та галузь застосування результатів. Мета роботи – підвищення якості викопування коренеплодів та зниження енергозатрат виконання технологічного процесу завдяки розробки конструкції та обґрунтуванні раціональних конструктивно-технологічних параметрів вібраційного вилчастого копача обладнаного дисково-пальцевим коренезабірником.

Об'єкт дослідження – технологічний процес вібраційного викопування коренеплодів та взаємодії дисково-пальцевого коренезабірника з коренеплодами.

Предмет дослідження – обґрунтування параметрів та режимів роботи дисково-пальцевого коренезабірника вібраційного вилчастого копача, які забезпечують якісне виконання технологічного процесу та зниження енергозатрат.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити задачі, які полягають у теоретичному дослідженні процесу роботи бурякозбирального комбайна і впливу конструктивно–технологічних параметрів копача на якісні та енергетичні показники роботи машини.

Теоретичні дослідження виконувались із використанням положень теоретичної механіки, методів обчислень, математичного моделювання і прикладного програмування. Проведення дослідів здійснювалось із використанням математичного планування багатофакторних експериментів, статистики та теорії ймовірності.

Результати даної наукової роботи мають теоретичне і практичне значення. Вони можуть бути використані при розробці нового коренекопача обладнаного дисково-пальцевим коренезабірником та для перевірки і визначення оптимального режиму його роботи.

Результати роботи можуть бути використані для наступних дисертаційних досліджень. А також будуть корисними для спеціалізованих установ, які займаються розробленням та удосконаленням коренезбиральної техніки.

Основні положення виконаних теоретичних і експериментальних досліджень роботи доповідались на IV студентській науково-технічній конференції «Сучасні технології у агровиробництві та природокористуванні». факультету аграрних технологій та екології ЛНТУ [15].

Логіка дослідження зумовила структуру роботи магістра: вступ, 5 розділів, загальні висновки, перелік джерел посилання із 21 найменувань, 3 додатків. Загальний обсяг 61 сторінок.

1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМОЮ, ФОРМУВАННЯ ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Характеристики оброблюваного матеріалу

Коренезбиральна машини повинні повністю викопувати коренеплоди, очищати їх від землі і рослинних залишків. Втрати коренеплодів і їх частин, не повинні перевищувати 1,5 % по масі, допустима кількість пошкоджених коренеплодів – 3 %. Загальна забрудненість коренеплодів не повинна перевищувати 8 – 10 %, в тому числі рослинними залишками – 2 – 3 %.

До моменту збирання цукровий буряк має потовщений конусоподібний головний корінь від якого відходять в сторону (25 – 30 см) дрібні корені. Основна маса цукру (95 – 97%) сконцентрована в тілі буряка. Нижня хвостова частина головного кореня входить глибоко в ґрунт і при збиранні, як правило, обривається на діаметрі 8 – 10 мм і залишається в землі.

Матеріал коренеплоду – крихкий, анізотропний, неоднорідний по довжині і поперечному січенні. Поблизу хвостової частини (діаметр 10 – 30 мм) коренеплід менш крихкий і при навантаженні виявляються помітні ознаки пластичної деформації. В цій частині коренеплоду тимчасовий опір матеріалу і критичні кути згину значно більші, а жорсткість на згин менша чим в основної. Агрофізичні характеристики коренеплоду цукрового буряка наведені в додатку А.

Головка кореня цукрового буряка може розміщуватись як нижче рівня (до 30 мм) ґрунту, та і вище його (до 80 мм і більше). Маса кореня цукрового буряка обумовлюється його розмірами і варіюється в широких межах від 0,4 до 0,8 кг.

Сильного пошкодження корені отримують при падінні з висоти більш 1,5 м, що відповідає швидкості співударяння 5,4 м/с. Підкопування коренів, при якому розрихлюється ґрунт різко знижує силу витягування його із ґрунту. Характеристики цукрового буряка приведені в табл. 1.1 [6, 11].

Таблиця 1.1 - Усереднено розмірно–вагові і механічні характеристики цукрового буряка

Показники	Значення
Міжряддя, мм	450
Крок, мм	200-350
Висота розміщення головки над рівнем ґрунту, мм	15-35
Загальна довжина кореня, мм	1200-1600
Діаметр кореня, мм	80-150
Технічна довжина кореня, мм	220-300
Густина кореня, кг/м ³	550-650
Маса кореня, кг	0,4-0,8
Врожайність, ц/га	250-550
Модуль пружності, МПа	18,4
Момент інерції кореня, кг·м ²	0,053
Коефіцієнт питомого опору, Н/мм	2,16-2,65
Питомий опір при згині, МПа	
статичне навантаження	1,8
динамічне навантаження	1,15

1.2 Способи збирання цукрових буряків

Механізовані технології збирання коренеплодів поєднують складні виробничі та технологічні операції – збирання гички і коренеплодів за різними технологічними схемами: зрізування основного масиву гички коренеплодів; видалення залишків гички з головок коренеплодів; викопування коренеплодів з одночасним подальшим очищенням вороху від домішок або укладання їх у валок з подальшим підбиранням і очищенням; завантаження і транспортування коренеплодів і гички.

Принципи еволюції технічних засобів, призначених для збирання коренеплодів, тісно пов'язані з основними загальними тенденціями розвитку

технологій та способів їх збирання, а також удосконаленням окремих основних технологічних операцій (рис. 1.1). Серед них особлива роль належить таким операціям, як збирання основного масиву гички та дообрізування її залишків на головках коренеплодів, викопування коренеплодів, очищення викопаного вороху коренеплодів від домішок, завантаження очищених коренеплодів у транспортний засіб, або бункер збиральної машини, формування великих польових кагатів із наступним їх завантаженням у транспортний засіб.

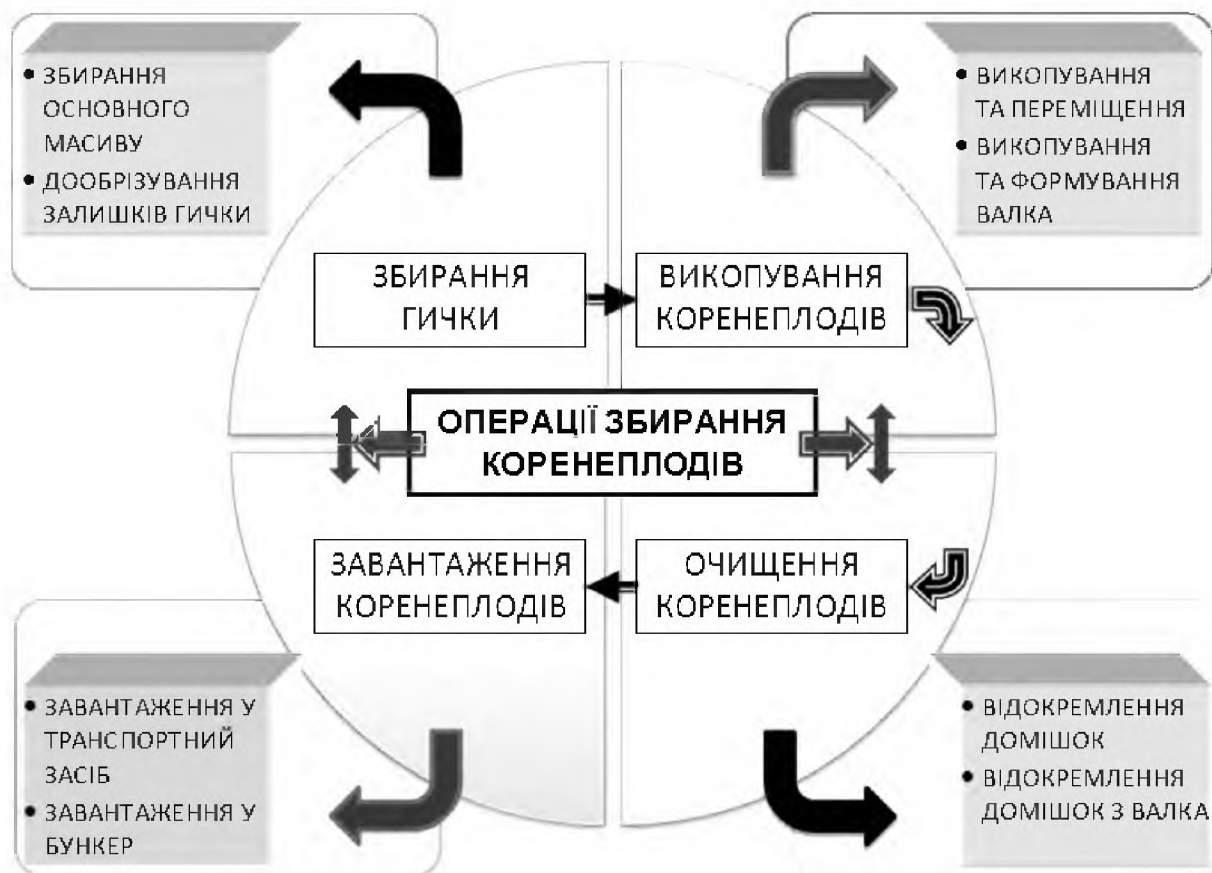


Рисунок 1.1 - Технологічні операції збирання коренеплодів

Підготовка поля до збирання включає огляд поля, розбивання його на заїмки і збирання поворотних смуг. Підготовка агрегатів до роботи виконується у відповідності із загальними положеннями операційної технології. Кількість засобів залежить від урожаю, віддалі перевезень і типів автомобілів.

Спосіб руху збиральних агрегатів: безпетлевий, комбінований, перший прохід по стиковому міжрядді.

Врожай цукрового буряка збирають роздільним способом, примінюючи чотирьох- і шестирядний комплекс машин. Гичку скошують гичкозбиральними машинами БМ-6А, БМ-4, МБС-6 і завантажують поряд в транспортний засіб, який рухається поряд. Використовуючи машини РКС-4, РКС-6 і КС-6, коренеплоди викопують, очищають від ґрунту і залишків гички і завантажують в транспортний засіб [17].

В залежності від забезпеченості транспортом і від погодніх умов приміняють поточний, перевалочний і поточно-перевалочний спосіб збирання.

Поточний - передбачає комплексну механізацію всього бурякозбирального процесу: коренеплоди відвозять на приймальний пункт цукрового заводу, а гичку – на ферму або пункт зберігання силосу.

Перевалочний спосіб збирання застосовують при обмеженій кількості транспорту або забрудненості буряка, яка перевищує вимоги цукрових заводів. Буряк вивантажують на перевалочній площадці у вигляді куп, валків або кагатів. Для перевезення завод коренеплоди навантажують високопродуктивними навантажувачами СПС-4,2, при цьому буряки очищають від домішків.

Поточно-перевалочний спосіб збирання заключається в тому, що одну частину зібраних коренеплодів завозять на завод, іншу – на перевалочну площадку [2].

1.3 Огляд конструкцій викопувальних робочих органів коренезбиральних машин

Копачі є одними з базових структур транспортно-технологічних систем сучасних коренезбиральних машин, оскільки від якості їх технологічного процесу роботи залежать, у кінцевому випадку, ефективність застосування конструктивно-компонувальної схеми всього коренезбирального комплексу та показники якості збирання коренеплодів. Механіко-технологічний принцип роботи копачів полягає в руйнуванні зв'язків коренеплодів із ґрунтом і

створенні витягувального зусилля для наступного переміщення їх по поверхні робочого органу та передачі викопаних коренеплодів на подальші системи машини.

У зв'язку з великою різноманітністю конструктивно-компонувальних схем і технологічного призначення викопувальних робочих органів, за основу побудови наведеної класифікаційної схеми (рис. 1.2) були прийняті три головні критерії класифікації – класифікація викопувальних робочих органів за формою робочого органу, способом викопування і видом приводу.

1.4 Огляд досліджень з даного питання

Дослідженню агробіологічних та фізико-механічних властивостей коренеплодів буряків значну увагу приділено в працях Вовка П.Ф., Василенка А.О., Зубенка В.Ф., Погорілого Л.В., Махароблідзе М.О., Хелемендика М.М., Хайліса Г.А., Булгакова В.М., Гурченка О.П., Барановського В.М., Брея В.В., Гевка Р.Б., Козіброди Я.І., Мартиненка В.Я., Огуречнікова Р.М., Синього С.В. та ін. [2, 3, 5, 6, 14, 17, 19].

Слід враховувати, що основні характеристики цукрових буряків суттєво залежать від сортових особливостей, ґрунтово-кліматичних умов та технології вирощування.

Форма головок коренеплодів також має значення в підборі технології викопування і доочищення та виборі конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів бурякозбиральних машин. Тому робота, яку проводять селекціонери, ґрунтується не тільки в збільшенні врожайності коренеплодів, а й задання коренеплоду певної форми. За формою зустрічаються коренеплоди подовжені, овальні, округлі і плоско-округлі [6] .

Відстань між центрами коренеплодів при їх розташуванні у рядку повинна знаходитись в межах 0,15...0,20 м [6].

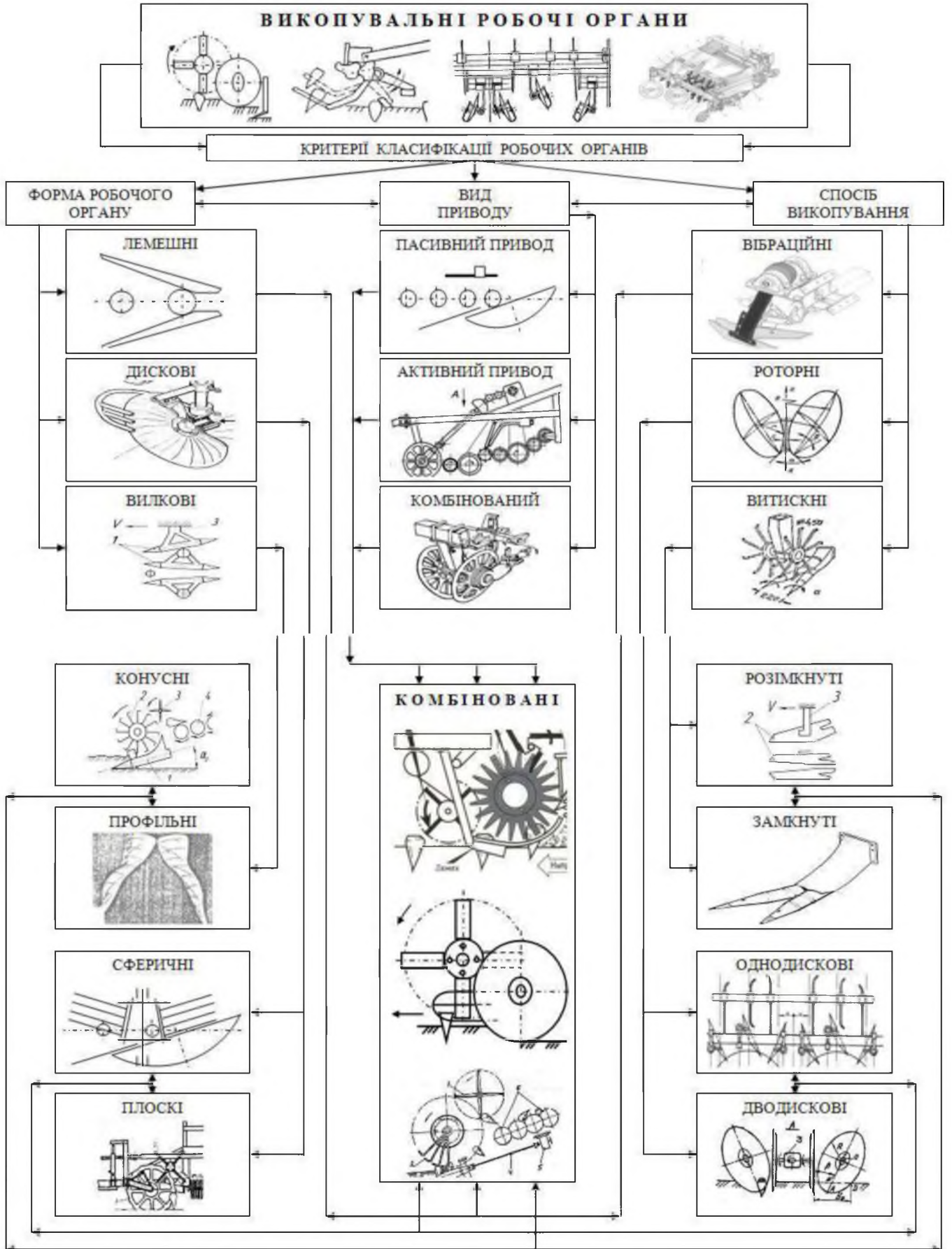


Рисунок 1.2 - Класифікація копачів коренеплодів

Відхилення коренеплодів від осьової лінії рядка залежить від способів висівання насіння, догляду за рослинами, сорту та інших факторів. Якість збирання коренеплодів знижується, призводячи до втрат та пошкодження коренеплодів, при перевищенні допустимих величин відхилення, які не повинні перевищувати 0,03 м [16] в кожний бік рядка. Встановлено, що розподіл відхилення коренеплодів підпадає під нормальний закон [14].

При видаленні гички, головка коренеплода контактує з робочим елементом і при цьому виникають сили тертя. Дослідження по визначенню коефіцієнтів тертя при контакті буряків з поверхнями різних матеріалів проводились д.т.н., проф. Г.А.Хайлісом та наведені в роботах [16]. Вони становлять: для сталі – коефіцієнти статичний 0,5...0,7, динамічний - 0,45...0,7, а для гуми – 0,5...0,78 та 0,48...0,75 відповідно. Подібні дані наведені і в роботі [6]. Зокрема для чистої та забрудненої ґрунтом поверхні сталі, коефіцієнт тертя гички становить 0,62 та 0,84 відповідно.

Дослідженню технологічних процесів і робочих органів для викопування буряків присвячені праці відомих вчених Булгакова В.М., Василенка П.М., Гевка Б.М., Гевка Р.Б., Козаченка О.В., Мартиненка В.Я., Погорілого Л.В., Рогатинського Р.М., Хайліса Г.А., Хелемендика М.М., Шабельника Б.П., науковців Аванесова Ю.Б., Барановського В.М., Брея В.В., Гурченка О.П., Завгороднього А.Ф., Погорілого М.Л., Смолінського С.В., Татьяна М.В. та ін. Проведений аналіз роботи відомих конструкцій лемішних, вилкових, вібраційних і дводискових копачів показав, що всі вони значно пошкоджують великорозмірні і втрачають дрібні коренеплоди та мають значний тяговий опір.

Вібраційне викопування коренеплодів цукрових буряків набуло широкого розповсюдження у багатьох бурякосіючих країнах. Воно має ряд переваг у порівнянні з іншими способами викопування, зокрема, значно менше накопичується ґрунт в робочому руслі копача та значно покращується процес оббивання налиплого ґрунту з поверхні коренеплодів. Тому саме цей технологічний процес потребує докладного аналітичного дослідження та подальшої розробки вдосконалених вібраційних викопуючих органів.

Дослідження показують, що коливаються робочі органи мають тяговий опір нижче, ніж жорстко закріплені.

Наявність коливання робочих органів значно знижує тяговий опір, рух коливального робочого органу супроводжується періодичним сколюванням частинок ґрунту з утворенням поздовжніх і поперечних тріщин. Освіта сколюватися частинок ґрунту і їх розміри збільшують довжину сколюватися ділянки від швидкості руху агрегату, а збільшення частоти коливання зменшує її. О.О. Дубровський прийшов до висновку, що ефект коливань буде позитивним при:

$$\frac{V_a}{v^2} = C_1 \cdot C_2 \cdot \frac{a \cdot b}{\Delta_r}, \quad (1.1)$$

де V_a - поступальна швидкість агрегату, м/с; a, b – глибина і ширина захвату робочого органу, м; C_1, C_2 – коефіцієнт залежить від форми робочого органу, умов роботи і амплітуди коливань; Δ_r – об'ємна маса ґрунту, кг/м³; v – частота коливань, рад/с.

Г.Е. Сварский запропонував залежність для визначення величини зниження тягового опору при поздовжніх так і при поперечних коливаннях робочого органу.

$$\delta = \Phi \frac{A \cdot v}{V_a}, \quad (1.2)$$

де δ – відносне зниження тягового опору при коливанні; Φ – безрозмірний коефіцієнт; A – амплітуда коливань.

Р. М. Зоненберг встановив, що мінімальні витрати енергії можна отримати при зміні швидкості поступального руху, дотримуючись умова:

$$\frac{V_a}{A \cdot v} = const. \quad (1.3)$$

1.5 Постановка мети і завдання дослідження

Мета роботи – підвищення якості викопування коренеплодів та зниження енергозатрат виконання технологічного процесу завдяки розробки конструкції

та обґрунтуванні раціональних конструктивно-технологічних параметрів вібраційного вилчастого копача обладнаного дисково-пальцевим коренезабірником.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

1. Обґрунтувати функціональну і принципову схеми коренезбиральної машини, обладнаної вібраційними вилчастими копачами з дисково-пальцевими коренезабірниками.

2. Теоретично визначити конструктивні та технологічні параметри дисково-пальцевого коренезабірника.

3. Розробити креслення конструкції дисково-пальцевого коренезабірника.

4. Встановити діапазони значень режимів роботи вібраційного вилчастого копача: амплітуда і частоти коливань робочого органу та швидкості поступального руху машини.

7. Розробити схему лабораторної установки та методику проведення дослідів у лабораторних умовах.

8. Встановити залежність середньої довжини коренеплоду від його діаметра.

9. Запропонувати методику визначення енергії, поглиненої коренеплодом при зіткненні з робочими органами копача.

10. Провести математичне планування експерименту по визначенню впливу зазору між дисками коренезабірника і діаметра коренеплоду на відношення сили витягування коренеплоду з коренезабірника до ваги коренеплоду

11. Розробити рекомендації до економічного обґрунтування запропонованого дисково-пальцевого коренезабірника.

Ці завдання виконані. Нижче подані отримані результати цих досліджень.

2 ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ І ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНІЧНОГО ЗАСОБУ

2.1 Відомості про технологічний процес та опис запропонованої конструкції

Коренезбиральна машина виконує технологічний процес збирання коренеплодів цукрового буряка і виконує такі технологічні операції:

- викопування коренеплодів;
- забирання коренеплодів і подача на очищення;
- очищення;
- подача коренеплодів у бункер та завантаження у транспортний засіб.

Зробимо короткий опис функціональної схеми машини (рис 2.1).

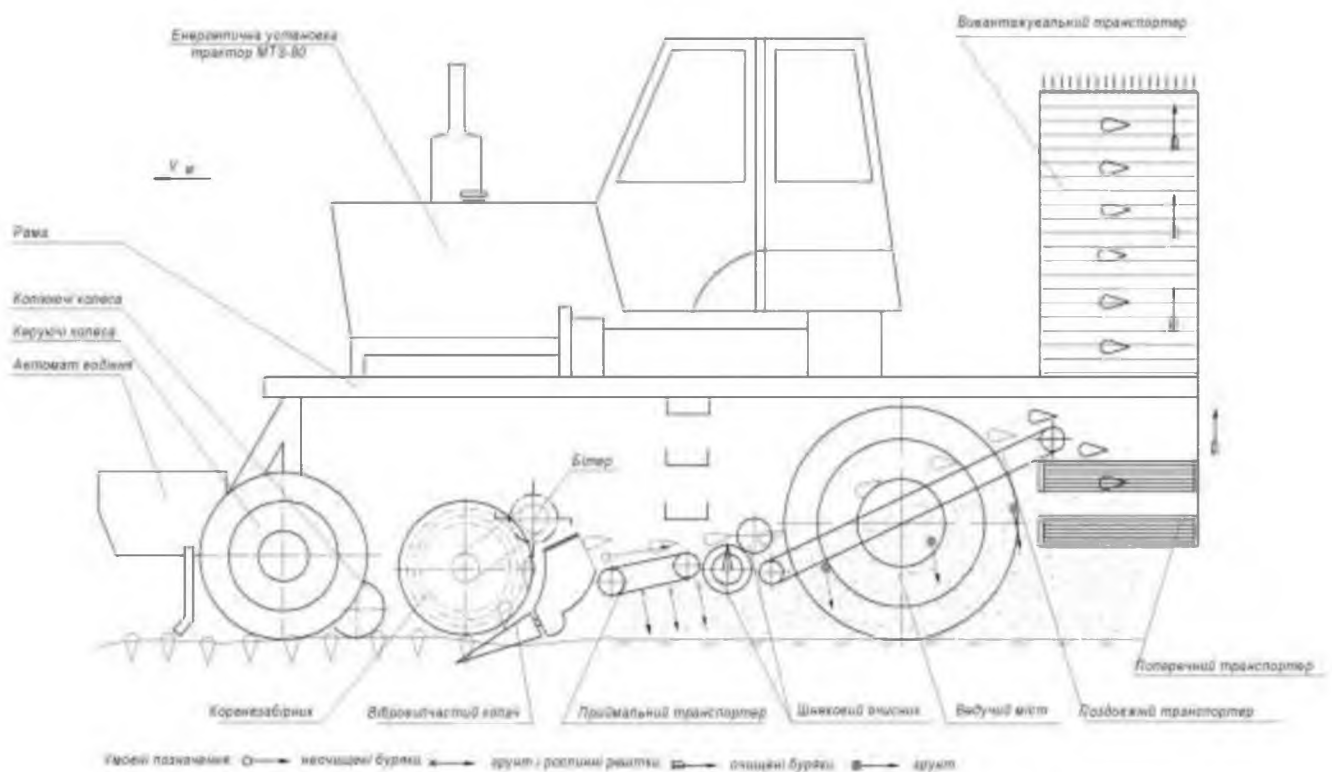


Рисунок 2.1 - Функціональна схема коренезбиральної машини

Машина працює наступним чином. Автомат водіння автоматично спрямовує передні колеса по базових лініях, якими для копіювальних органів автомата є рядки коренеплодів. Автомат водіння монтується із датчиків та

розмикаючого пристрою. При контакті коренеплодів з перами копирів він надійно працює.

Вібровилчасті копачі виконують та витягують коренеплоди із ґрунту. Їх носки заглиблюють під час роботи на глибину 5-12 см залежно від умов збирання. Кожен віброкопач складається із двох конусів, які обертаються у різні боки та монтуються на хвостовиках валів. Довжина активної частини конуса - 40 мм, діаметр конуса 120 мм, відстань між їх носками - 215 мм, а частота обертання конусів $n=423 \text{ хв}^{-1}$.

Віброкопачі, обертаючись, конусами витягують корені цукровоих буряків з ґрунту і вводять їх між диски коренезабірників.

Коренезабірники захоплюють і подають коренеплоди на приймальний транспортер-очисник. Коренезабірник складається із двох дисків, які паралельно розміщені між собою, діаметром 700 мм із гумовими пальцями. Коренеплоди, які підняті коренезабірником, виштовхуються чотирилопатеvim бітером та потрапляють на приймальний транспортер-очисник.

Цей приймальний транспортер-очисник сепарує ворох та подає його на шнековий транспортер. Він складається із двох втулково-роликкових ланцюгів, що з'єднані між собою скрутками. Очисник видаляє ґрунт, після чого ворох коренеплодів потрапляє на шнековий транспортер, що додатково очищає від ґрунту і рослинних решток та зміщує коренеплоди на центральний поздовжній транспортер машини.

Шнековий транспортер складається із правої та лівої секцій. В кожній секції є вальці (гладкий і з спіральною навивкою) та бітер.

До гладкої частини вальця наварені прутки. Вальці та бітер приводяться в рух від центрального роздаточного редуктора через проміжні вали та ланцюгові передачі.

Поздовжній транспортер служить для приймання вороху коренеплодів із шнекового транспортера-очисника та подавання їх у бункер-нагромаджувач. Цей транспортер складається із двох втулково-роликкових ланцюгів, які з'єднані між собою прутками.

Завантажувальний елеватор служить для збирання коренеплодів із поперечного транспортера, піднімання та завантаження коренеплодів у кузов транспортного засобу, який рухається поряд.

2.2 Технологічний розрахунок коренезабірника

Для ефективної роботи бурякозбирального комбайна, необхідно, щоб продуктивність викопувального пристрою Q_b зокрема коренезабірника коренеплодів була більшою або рівною за продуктивність самого комбайна Q_k .

$$Q_b \geq Q_k,$$

$$Q_k = 0,1 \cdot A_k \cdot B_M \cdot V_M, \text{ т/год} \quad (2.1.)$$

де A_k - урожайність коренеплодів, т/га, $A_k=45$ т/га;

B_M - ширина захвату машини, м, $B_M=2,7$ м;

V_M - швидкість руху машини, км/год, $V_M=7,2$ км/год.

Підставивши значення у формулу (2.1.) отримаємо

$$Q_k = 0,1 \cdot 45 \cdot 2,7 \cdot 7,2 = 87,48 \text{ т/год.}$$

Продуктивність коренезабірника визначається за формулою:

$$Q_b = 0,1 \cdot A_k \cdot B_M \cdot V_{M_{\max}}, \quad (2.2)$$

де $V_{M_{\max}}$ - максимальна швидкість руху бурякозбирального комбайна

$$V_{M_{\max}} \leq R \cdot \omega, \text{ м/с} \quad (2.3)$$

де R – радіус диска коренезабірника, $R=0,35$ м;

ω_b - кутова швидкість коренезабірника, с^{-1} .

$$\text{Отже} \quad Q_b = 0,1 \cdot A_k \cdot B_M \cdot R \cdot \omega. \quad (2.4)$$

З формули (3.4) видно, що

$$\omega = \frac{Q_b}{0,1 \cdot A_k \cdot B_M \cdot R} = \frac{87,48}{0,1 \cdot 45 \cdot 2,7 \cdot 0,35} = 10,25 \text{ с}^{-1}. \quad (2.5)$$

Зустрічаються коренеплоди різних розмірів. Розмірні і масові характеристики коренеплодів приведені в таблиці 3 [11].

Розглянемо два крайні випадки, коли коренеплоди мають найменший і найбільший розміри. Якщо розроблюваний коренезабірний пристрій забезпечить забір цих коренеплодів t і коренеплоди, розміри яких входять в цей інтервал, також будуть забрані.

Нехай l_k - довжина коренеплоду, мм; d_k - максимальний діаметр коренеплоду, мм; c_o - координата центра тяжіння (вимірюється від верхньої частини кореня), мм; γ_k - кут конусності, град; m_k - маса коренеплоду, кг. Для коренеплодів мінімальних розмірів ці значення наступні: $l_{k1}=230$ мм, $d_{k1}=67$ мм, $c_{o1}=94$ мм, $\gamma_{k1}=9,45^\circ$, $m_{k1}=0,311$ кг. А для найбільших коренеплодів: $l_{k2}=280$ мм, $d_{k2}=122$ мм, $c_{o2}=94$ мм, $\gamma_{k2}=18,38^\circ$, $m_{k2}=1,348$ кг.

Коренезабірний пристрій здійснює піднімання коренеплода від активних вилок-копачів до відбійного бітера. В момент, коли коренезабірний пристрій повністю починає сприймати вагу коренеплода, корінь займає положення показане на рис. 2.2.

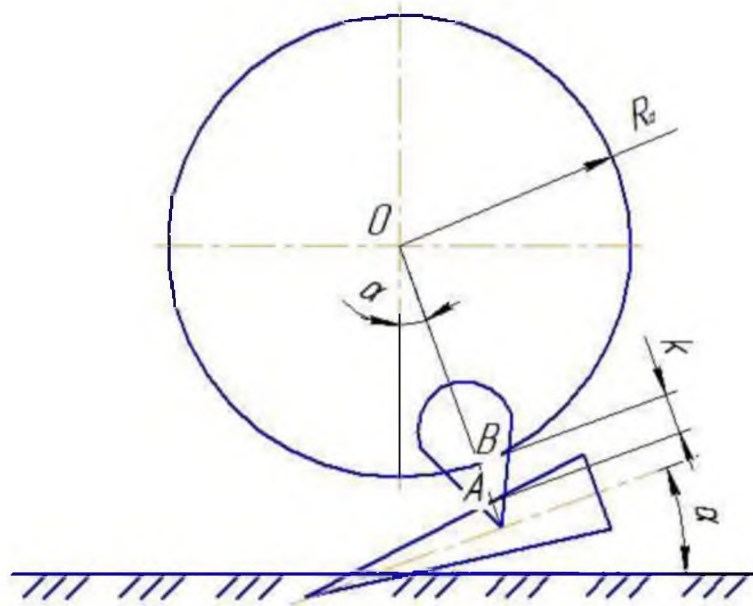


Рисунок 2.2 - Схема коренезабірної пристрою

На цьому рисунку показані активні вилки та коренезабірний пристрій. Відповідно до розмірів і розташування аналогічних робочих органів серійної машини РКС-6 приймаємо і для розроблюваної машини: R_d - радіус диска, $R_d=350$ мм; α - кут нахилу осі вилок до горизонту, $\alpha=11...13^\circ$, приймаємо

$\alpha=12^\circ$; k - відстань від вилки до диска коренезабірного пристрою, $k=50$ мм; p – відстань між вилками копача в місці, що відповідає точці А, $p=20$ мм.

На рис. 2.2 розглянемо положення коренеплодів відносно прямої АО і точки А. За допомогою рис. 2.3 визначимо відстань від центра, на якій потрібно розміщувати гумові пальці.

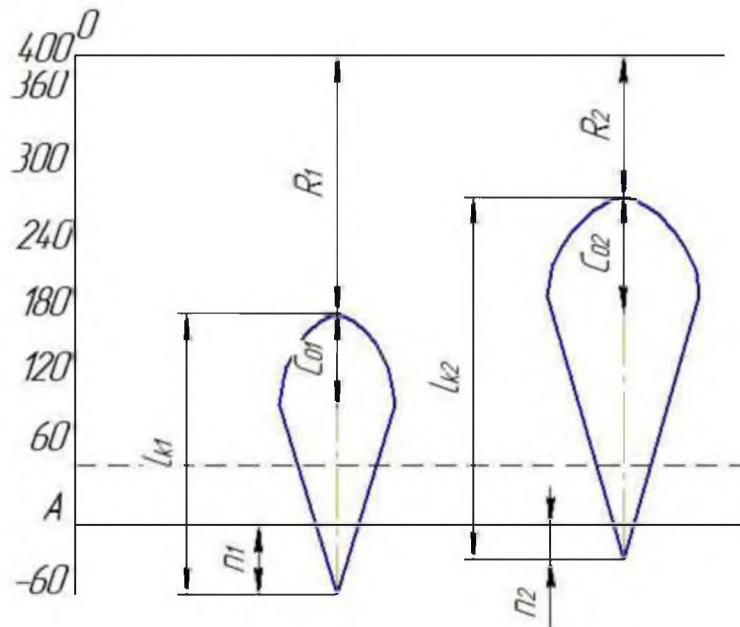


Рисунок 2.3 - Схема розміщення коренеплодів відносно прямої АО і точки А

Відрізок n_1 , що відповідає довжині нижньої частини кореня, яка має товщину рівну p , знаходимо за формулою:

$$n = \frac{p}{2} \cdot \operatorname{ctg} \gamma_k, \text{ мм} \quad (2.6)$$

Для найменшого кореня:

$$n_1 = \frac{20}{2} \cdot \operatorname{ctg} 9,45^\circ = 60 \text{ мм},$$

$$\text{для найбільшого: } n = \frac{20}{2} \cdot \operatorname{ctg} 18,38^\circ = 30 \text{ мм}.$$

Відрізок АО визначається за формулою:

$$AO = R_d + h = 350 + 50 = 400 \text{ мм}.$$

Положення центра ваги буряка відносно центру коренезабірника точки О рівна:

$$R = OA + n - l_k + c_o = R_d + h + n - l_k + c_o, \text{ мм.} \quad (2.7)$$

Для випадків, що розглядаються:

$$R_1 = 350 + 50 + 60 - 230 + 94 = 324 \text{ мм,}$$

$$R_2 = 350 + 50 + 30 - 280 + 94 = 244 \text{ мм.}$$

Визначені величини R_1 і R_2 будемо враховувати при розміщенні на дисках гумових пальців.

Визначимо сили, які діють на коренезабірний пристрій в роботі при подачі коренеплодів. Для цього розглянемо випадок коли коренезабірний пристрій найбільше навантажений, тобто подає найбільші коренеплоди і відстань між ними найменша. За табл. 2 [14] найменша відстань між коренеплодами $L = 180$ мм.

При підйомі буряків від активних вилок до відбійного бітера задіяна зона коренезабірного пристрою, що відповідає куту $\theta = 120^\circ$. Цьому куту відповідає довжина дуги диска коренезабірника, що рівна:

$$S = R_d \frac{\pi \cdot \theta}{180^\circ} = 350 \frac{3,14 \cdot 120}{180^\circ} = 733 \text{ мм.}$$

Беручи буряки з найбільшим діаметром $d_2 = 122$ мм і відстань між ними $L = 180$ мм, визначаємо, скільки буряків може розміститися на відрізьку S :

$$u = 1 + \frac{S}{L + d_2} = 1 + \frac{733}{180 + 122} = 3,42. \quad (2.8)$$

Приймаємо, що на відстані S можна розмістити 3 коренеплоди. Розглянемо це розміщення коренеплодів на рис. 2.4.

Кут між точками C_1 і C_2 , C_2 і C_3 (ці точки відповідають положенню центрів ваги буряків) визначаються з формули:

$$\varphi = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{L + d_2}{R_d} = \frac{180^\circ}{3,14} \cdot \frac{180 + 122}{350} = 50^\circ. \quad (2.9)$$

На рис. 2.3 в точках C_i прикладені вертикальні вектори сил ваги буряків:

$$G_i = g \cdot m_k, \text{ Н}$$

де g - прискорення вільного падіння, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$.

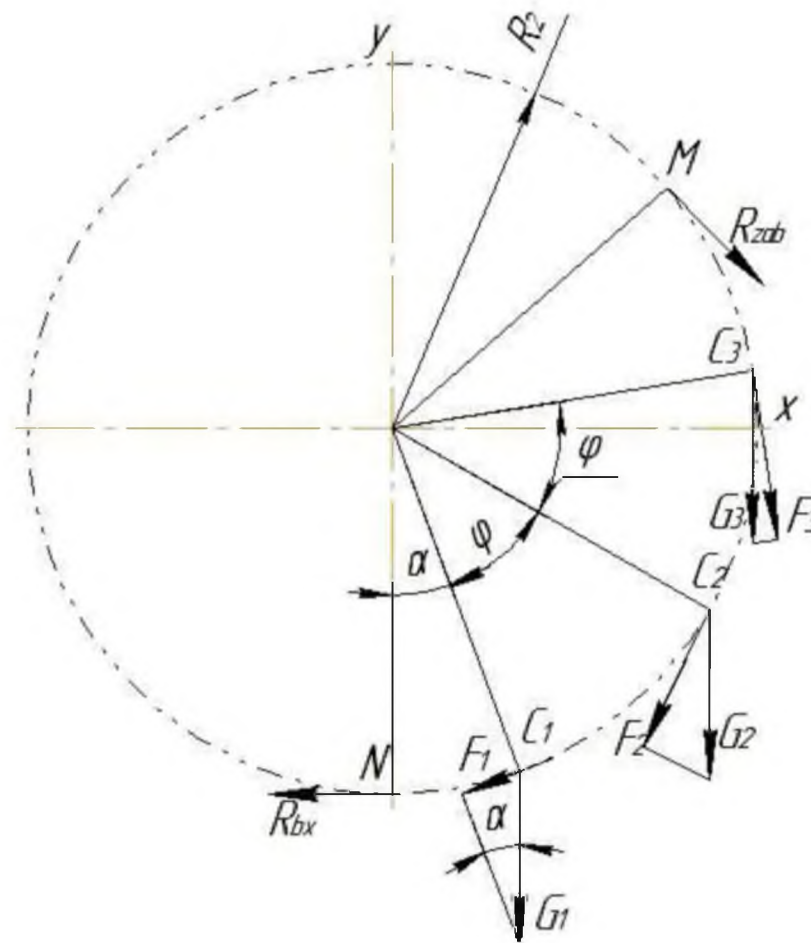


Рисунок 2.4 - Схема дії сил на диск коренезабірника

Щоб підняти буряки необхідно, щоб із боку коренезабірною пристрою діяли сили на буряки, що рівні за модулем векторам F_i - проєкціям сил G на дотичні в точках C_i . Ці сили визначаються за формулами:

$$F_1 = G_1 \cdot \sin \alpha = 1,548 \cdot 9,8 \cdot \sin 12^\circ = 3,15 \text{ Н};$$

$$F_2 = G_2 \cdot \sin(\alpha + \varphi) = 1,548 \cdot 9,8 \cdot \sin(12^\circ + 50^\circ) = 13,40 \text{ Н};$$

$$F_3 = G_3 \cdot \sin(\alpha + \varphi + \varphi) = 1,548 \cdot 9,8 \cdot \sin(12^\circ + 50^\circ + 50^\circ) = 14,07 \text{ Н}.$$

Крім цих сил на коренезабірній пристрій будуть діяти сили опору входження коренеплоду між пальці коренезабірною пристрою при захопленні коренеплоду в точці N . Позначимо рівнодіючу цих сил через F_{bx} - вона направлена по дотичній до радіуса R_d . Також в точці M ($\angle NOM = \alpha + 120^\circ = 12^\circ + 120^\circ = 132^\circ$) по дотичній до R_d прикладаємо вектор рівнодійної сил опору забирання коренеплоду лопатями відбійного бітера F_{zab} .

Сили F_{bx} і F_{zab} залежать від жорсткості гумових пальців. Ці сили повинні бути більші за силу ваги коренеплоду (щоб пальці утримували коренеплід при підніманні), але не набагато, щоб не пошкодити коренеплід. При вазі коренеплоду $G = 1,548 \cdot 9,8 = 15,17$ Н, приймаємо $F_{bx} = F_{zab} = 20$ Н.

Коренезабірник складається з двох однакових дисків, тому на кожен диск будуть діяти сили в два рази менші визначеним. Знаючи сили, що діють на диски, які закріплені на валу, для силового розрахунку цього вала необхідно ще знати крутний момент на привід і сили, що діють на зірочку ланцюгової передачі. Так як на валі знаходяться три коренезабірних пристроїв, то загальний крутний момент рівний:

$$M_{кр} = 3 \cdot (F_{bx} + F_1 + F_2 + F_3 + F_{zab}) \cdot R_2, \text{ Нм} \quad (2.10)$$

$$M_{кр} = 3 \cdot (20 + 3,15 + 13,40 + 14,07 + 20) \cdot 0,244 = 51,69 \text{ Нм.}$$

2.3 Енергетичний розрахунок

Повна потужність для приводу пристроїв для викопування коренеплодів визначається за формулою:

$$N = (N_1 + N_2 + N_3) \cdot k, \text{ кВт} \quad (2.11)$$

де N_1 - потужність, яка затрачається на привод кореневикопувальних вилок, кВт;

N_2 - потужність, яка затрачається на привод коренезабірних пристроїв, кВт;

N_3 - потужність, яка затрачається на привод відбійного бітера, кВт;

k - коефіцієнт перевантаження, $k=1,1$.

Потужність, яка затрачається на привод кореневикопувальних вилок

$$N_1 = \frac{\omega_b \cdot M_{k1} \cdot z}{\eta_r \eta_{lp} \eta_m \eta_p} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_b \cdot M_{k1} \cdot z}{\eta_r \eta_{lp} \eta_m \eta_p}, \text{ кВт} \quad (2.12)$$

де n_b - частота обертання вала конуса вітки активної вилки, $n_b = 7,05$ об/с;

M_{k1} - крутний момент на валу конуса вітки вилки, $M_{k1} = 65$ Нм;

η_r - коефіцієнт корисної дії закритої передачі багатоступінчастого редуктора,
 $\eta_r = 0,96$;

η_{lp} - коефіцієнт корисної дії ланцюгової передачі, $\eta_{lp} = 0,9$;

η_m - коефіцієнт корисної дії муфти, $\eta_m = 0,98$;

η_p - коефіцієнт корисної дії підшипників кочення, $\eta_p = 0,99$;

z - кількість конусів, $z = 12$ шт.

$$N_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 7,05 \cdot 65 \cdot 12}{0,96 \cdot 0,9 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 4121,8 \text{ Вт} = 4,1 \text{ кВт.}$$

Потужність, яка затрачається на привод коренезабірника:

$$N_2 = \frac{\omega_2 \cdot M_{k2} \cdot p}{\eta_r \eta_{lp} \eta_m \eta_p}, \text{ кВт} \quad (2.13)$$

де ω_2 - кутова швидкість обертання вала коренезабірника, $\omega_2 = 10,25 \text{ с}^{-1}$;

M_{k2} - крутний момент на валу конуса, $M_{k2} = 51,69 \text{ Нм}$;

η_r - коефіцієнт корисної дії закриті передачі багатоступінчастого редуктора,
 $\eta_r = 0,96$;

η_{lp} - коефіцієнт корисної дії ланцюгової передачі, $\eta_{lp} = 0,9$;

η_m - коефіцієнт корисної дії муфти, $\eta_m = 0,98$;

η_p - коефіцієнт корисної дії підшипників кочення, $\eta_p = 0,99$;

p - кількість валів, $p = 2$ шт.

$$N_2 = \frac{10,25 \cdot 51,69 \cdot 2}{0,96 \cdot 0,9 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 1264 \text{ Вт} = 1,26 \text{ кВт.}$$

Потужність, яка затрачається на привод відбійного бітера:

$$N_3 = \frac{r_3 \cdot F_z \cdot \omega_3 \cdot b \cdot k}{\eta_r \eta_{lp} \eta_m \eta_p}, \text{ кВт} \quad (2.14)$$

де r_3 - радіус бітера, $r_3 = 0,15 \text{ м}$;

F_z - сила, яка необхідна на забирання коренеплоду, $F_z = 20 \text{ Н}$;

ω_3 - кутова швидкість обертання вала відбійного бітера, $\omega_3 = 14,0 \text{ с}^{-1}$;

b - кількість відбійних бітерів на валі, $b = 3$ шт.;

k - кількість валів, $k=2$ шт.;

η_r - коефіцієнт корисної дії закритої передачі багатоступінчастого редуктора, $\eta_r=0,96$;

η_{lp} - коефіцієнт корисної дії ланцюгової передачі, $\eta_{lp}=0,9$;

η_m - коефіцієнт корисної дії муфти, $\eta_m=0,98$;

η_p - коефіцієнт корисної дії підшипників кочення, $\eta_p=0,99$.

$$N_3 = \frac{0,15 \cdot 20 \cdot 14,0 \cdot 3 \cdot 2}{0,96 \cdot 0,9 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 300,6 \text{ Вт} = 0,30 \text{ кВт.}$$

Тоді, повна потужність, яка затрачається на привод викопувального пристрою бурякозбирального комбайна $N=4,12+1,26+0,30=5,68$ кВт.

2.4 Розрахунок параметрів кореневикопувальних вилок

Активна вилка розроблюваної бурякозбиральної машини працює наступним чином. Привід здійснюється від ВВП трактора, який встановлений на рамі комбайна, крутний момент через карданний вал, ланцюгову передачу, конічно-циліндричний редуктор, карданний вал передається на вал активної вилки, яка обертається, відповідно до вилки машини-аналога РКС-6 з частотою $n_b=7,05$ об/с.

Крім цього вітка вилки здійснює коливання у вертикальній площині. Згідно з вимогами, які ставляться до вібраційних копачів частота цих коливань 20 Гц, амплітуда коливань кінця вилки 14 мм. Коливання відбуваються відносно центру самовстановлюючого підшипника, закріпленого у редукторі. Коливання вилки забезпечує кулачкова втулка, яка жорстко кріпиться на валі активної вилки і має три кулачка, які при обертанні вала по черзі взаємодіють із підшипниками, розміщеними на нерухомих осях. Це забезпечує частоту коливань вилки:

$$\nu = 3 \cdot n_b \quad (2.15)$$

де n_b - частота обертання вітки вилки, $n_b=7,05$ об/с.

$$\nu = 3 \cdot 7,05 = 21,15 \text{ Гц.}$$

Щоб вилка не відхилялась від вертикалі за кулачковою втулкою на вал встановлюється підшипник, що знаходиться у корпусі, який може переміщуватись в редукторі тільки у вертикальному напрямку. Для цього між спеціальними заглибленнями редуктора і корпуса підшипника знаходяться кульки.

Сама активна вилка складається із двох частин-віток, кожна з яких являє собою конусний ковпак, що жорстко кріпиться на вал. Довжина конуса $l_k = 340$ мм, відстань між кінцями двох конусів – ширина захвату вилки $b = 215$ мм, кут встановлення вилки до горизонту $\alpha = 20^\circ$ відповідають відповідним параметрам машини-аналогу РКС-6. Інші параметри приймаються з попереднього ескізного компонування: кут конусності вітки вилки $\varphi = 20^\circ$, кут розхилу віток вилки $\beta = 15^\circ$.

На вилку діють сили опору витягування коренеплоду з ґрунту і опору ґрунту, так як вилка кінцем заглиблена в ґрунт. Максимальна сила опору ґрунту (тяжкі ґрунти) за експериментальними даними для вітки вилки $R_{гр} = 200$ Н. Ця сила є рівнодієюю вертикальної $P_{бр}$ і горизонтальної $P_{гр}$ сил опору. $P_{бр}$ виникає при коливанні кінця вилки, $P_{гр}$ - від переміщення вітки вилки при поступальному русі машини. Вектори цих сил будуть паралельні відповідним векторам швидкостей переміщень точки прикладання цих сил у вертикальному \overline{v}_b і горизонтальному \overline{v}_r напрямках. Це значить, що вектор рівнодієююї $\overline{R}_{гр}$ буде паралельним вектору рівнодієююї швидкостей \overline{v}_b і \overline{v}_r . Величина $\overline{v}_r = 2$ м/с – робоча швидкість машини.

$$v_b = v'_b \cdot \cos \alpha, \quad (2.16)$$

де v'_b - середня швидкість коливань вітки вилки. Так як ця швидкість завжди змінюється по синусоїді (гармонійні вимушені коливання) то приймаємо, що

$$v'_b = 2 \cdot \nu \cdot A, \quad (2.17)$$

де ν - частота коливань вітки вилки, $\nu = 21,15$ Гц,

A – амплітуда коливань кінця вітки вилки, $A = 14$ мм.

$$v'_b = 2 \cdot 21,15 \cdot 0,014 = 0,6 \text{ м/с.}$$

Тут коефіцієнт 2 означає, що коливання відбуваються в зворотно-поступальному напрямку. Підставляючи це значення у формулу (2.17) отримаємо

$$v_b = 0,6 \cdot \cos 20^\circ = 0,56 \text{ м/с.}$$

Кут нахилу рівнодійної швидкості, а значить і \overline{R}_{rp} до горизонту рівний:

$$\arctg \frac{v_b}{v_r} = \arctg \frac{0,56}{2} = 16^\circ,$$

а до осі вітки вилки $\gamma = \alpha + 16^\circ = 20^\circ + 16^\circ = 36^\circ$.

Так як вітка вилки заглиблена в ґрунт на довжину приблизно 100 мм свого кінця, т вектор рівнодійної \overline{R}_{rp} буде знаходитись посередині цього відрізка, тобто на відстані $x_1 = 50$ мм від кінця вітки вилки.

2.5 Визначення допустимих частот коливань вібраційної вилки

Стосовно бурякозбиральних машин необхідною умовою забезпечення якості виконання технологічного процесу є, у першу чергу, непошкодження коренеплодів при їх викопуванні. Цілком очевидно, що найбільша ймовірність пошкодження коренеплодів існує при наявності ударної взаємодії робочого органу бурякозбиральної машини з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті. А тому виникає необхідність дослідити теоретично зазначену ударну взаємодію і на основі отриманих результатів визначити кінематичні і конструкційні параметри викопуючих робочих органів з умов непошкодження коренеплодів при їх вібраційному викопуванні.

У роботі [1] отриманий аналітичний вираз для знаходження, при заданій амплітуді, колової частоти коливань робочого органу з умов незламування хвостової частини коренеплоду при його ударній взаємодії з вібраційним викопуючим робочим органом:

$$\omega = \frac{1}{atg\beta} \left(\frac{[M_{32}] t_{y\delta}}{ABhm(1+\varepsilon)} - V_{\Pi} tg\gamma \right). \quad (2.18)$$

Тоді частота коливань робочого органу у герцах буде дорівнювати:

$$\nu = \frac{1}{2\pi a tg\beta} \left(\frac{[M_{32}] t_{y\delta}}{ABhm(1+\varepsilon)} - V_{\Pi} tg\gamma \right). \quad (2.19)$$

де ν – частота коливань робочого органу, Гц; m – приведена до точки удару маса робочого органу, кг; a – амплітуда коливань робочого органу, м; $[M_{32}]$ – допустимий для тіла коренеплоду згинальний момент, при якому не відбувається зламування коренеплоду, Нм; h – відстань від точки удару до точки умовного закріплення коренеплоду у ґрунті, м; ε – коефіцієнт відновлення при ударі; V_{Π} – швидкість поступального руху копача, м/с; $t_{y\delta}$ – тривалість удару, с; β, γ – кутові параметри клина, град.; A, B – коефіцієнти, аналітичні вирази яких наведені в [1], що характеризують геометричні параметри робочого органу і умови виконання технологічного процесу.

На базі розробленої теорії ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом можна визначити досить широкий спектр допустимих частот коливань робочого органу з умов незламування коренеплодів при різних значеннях конструкційних і кінематичних параметрів вібраційного викопуючого робочого органу.

Важливим конструкційним параметром при визначенні ударної взаємодії є маса робочого органу, приведена до точки удару. Орієнтовний набір значень приведених мас можна отримати з виразу (2.42), якщо задати діапазони амплітуд і частот коливань вібраційних викопуючих робочих органів і поступальних швидкостей існуючих бурякозбиральних машин. Згідно [1] і використовують наступні діапазони значень згаданих параметрів:

- амплітуда коливань робочого органу $a = 8 \text{ мм} \dots 24 \text{ мм}$;
- частота коливань робочого органу $\nu = 7,5 \dots 22,3 \text{ Гц}$;
- швидкість поступального руху копача $V_{\Pi} = 1,4 \dots 2,2 \text{ м/с}$.

З виразу (2.42) отримуємо вираз для підрахунку приведеної маси:

$$m = \frac{[M_{32}] t_{\text{уд}}}{ABh(1 + \varepsilon) (2\nu\pi atg\beta + V_{\Pi}tg\gamma)}. \quad (2.20)$$

Розрахунки проводимо для різних значень глибини ходу робочого органу, зокрема для $z = 0,08; 0,10; \dots 0,16$ м причому для трьох значень амплітуд: $a = 0,008; 0,016$ і $0,024$ м.

Значення приведеної маси отримуємо як функцію від частоти ν коливань робочого органу і швидкості V_{Π} поступального руху машини, тобто $m = m(\nu, V_{\Pi})$.

Таким чином, розраховані значення приведених мас забезпечать незламування коренеплоду при ударній взаємодії для конкретних значень глибини ходу, амплітуд і частот коливань робочого органу, а також конкретних значень поступальної швидкості машини.

Оскільки робоча глибина ходу викопуючих робочих органів у більшості випадків не перевищує $0,10$ м [1], то наведемо приклад варіанту розрахунку для $z = 0,10$ м і амплітуди $a = 0,016$ м. Для даного випадку графік функції $m = m(\nu, V_{\Pi})$ та відповідний контурний графік наведені на рис. 2.5.

При цьому частоти змінюються у межах $\nu = 7,5 \dots 22,3$ Гц, а швидкості поступального руху копача – у межах $V_{\Pi} = 1,4 \dots 2,2$ м/с.

Тенденція зменшення приведеної маси спостерігається при збільшенні амплітуди коливань робочого органу. Так, при $z = 0,10$ м і амплітуді $a = 0,008$ м приведені маси змінюються у межах $m = 1,07 \dots 2,38$ кг, а при $z = 0,10$ м і амплітуді $a = 0,024$ м – у межах $m = 0,45 \dots 1,11$ кг.

Приведена маса робочого органу також зменшується зі збільшенням глибини ходу робочого органу. Так, при амплітуді $a = 0,016$ м і глибині ходу робочого органу $z = 0,10$ м приведена маса змінюється у межах $0,63 \dots 1,51$ кг, а при тій же амплітуді і глибині ходу робочого органу $z = 0,12$ м – у межах $0,29 \dots 0,69$ кг.

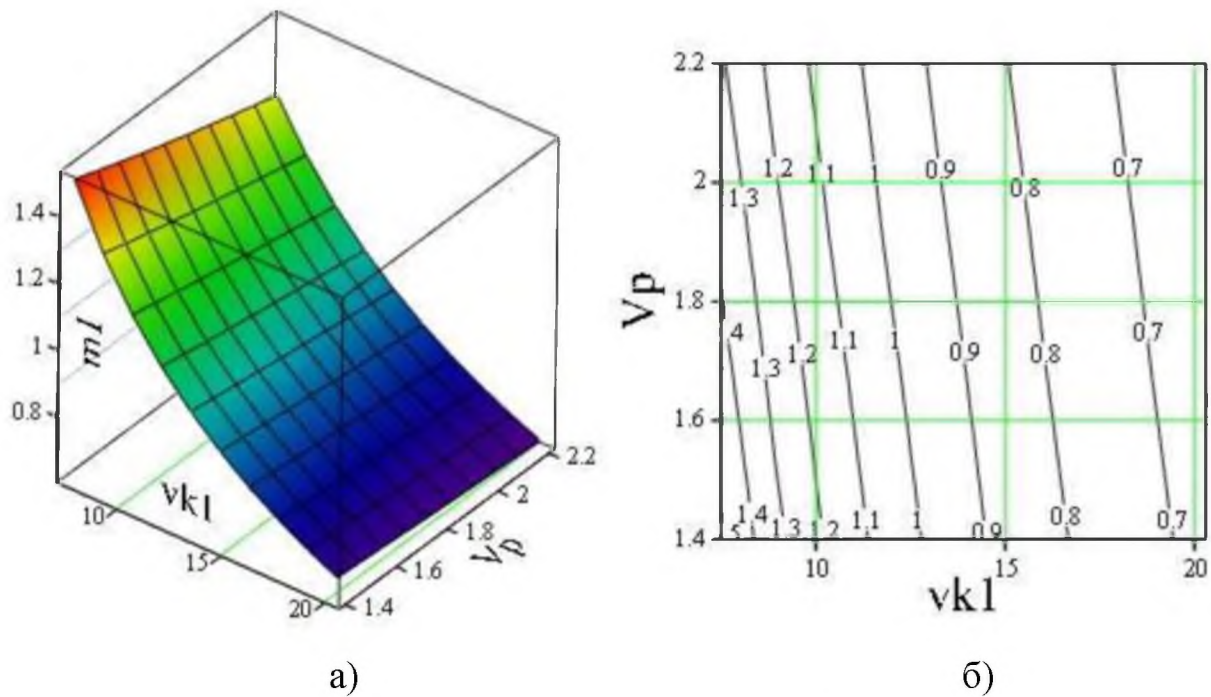


Рисунок 2.5 - Поверхня (а) та контурний графік (б) значень приведеної до точки удару маси робочого органу $m(\nu, V_p)$, кг (глибина ходу робочого органу $z = 0,10$ м; амплітуда коливань $a = 0,016$ м)

Отриманий графік чітко відображає тенденцію зменшення приведеної маси робочого органу з ростом частоти коливань і швидкості поступального руху машини.

Результати розрахунків приведених мас при зміні частоти у межах $\nu = 7,5 \dots 20,3$ Гц і швидкості поступального руху копача у межах $V_p = 1,4 \dots 2,2$ м/с представлені у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Результати розрахунків приведених мас робочого органу

Глибина ходу робочого органу, м	Значення приведених мас, кг		
	$a = 0,008$ м	$a = 0,016$ м	$a = 0,024$ м
0,08	2,00...4,45	1,18...2,82	0,83...2,07
0,10	1,17...2,38	0,63...1,51	0,45...1,11
0,12	0,49...1,08	0,29...0,69	0,20...0,50
0,14	0,17...0,37	0,10...0,24	0,07...0,17
0,16	0,03...0,07	0,02...0,05	0,01...0,03

Відомо, що критична енергія ударних імпульсів зламування хвостової частини коренеплодів (діаметром 30...40 мм) складає 2,5...3,0 Дж [14]. Це відповідає глибині ходу робочого органу 0,10...0,12 м.

У першому наближенні енергія ударного імпульсу дорівнює кінетичній енергії робочого органу перед ударом. А тому з виразу:

$$m = \frac{2T}{V_{\Pi}^2}, \quad (2.21)$$

де m – приведена маса робочого органу; T – кінетична енергія робочого органу перед ударом; V_{Π} – швидкість поступального руху копача.

Визначаємо приведену масу, при якій відбувається зламування коренеплоду. При $V_{\Pi} = 1,4$ м/с, $m = 2,55$ кг; при $V_{\Pi} = 2,0$ м/с, $m = 1,25$ кг; при $V_{\Pi} = 2,2$ м/с, $m = 1,03$ кг. Отже отримані значення приведеної маси близькі до представлених у таблиці при $z = 0,10$ м.

Таким чином, дані розрахунки надали можливість отримати досить широкий спектр значень приведених мас робочого органу. Звичайно, при розробці конкретного вібраційного викопуючого робочого органу, ми маємо справу з конкретним значенням приведеної маси. Проте, використовуючи результати наведених вище розрахунків, завжди можна сказати, який кінематичний режим руху робочого органу забезпечує дана приведена маса з умов незламування коренеплодів. Більш того, вибравши конкретне значення приведеної маси із отриманого спектру значень приведених мас (або близьке до нього), можна розрахувати значення допустимих частот для більш широкого спектру амплітуд, глибин ходу робочого органу, швидкостей поступального руху машини.

2.6 Висновки

1. Обґрунтовано функціональну схему коренезбиральної машини, обладнаної вібраційними вилчастими копачами з дисковими коренезабірниками.

2. Встановлено, що продуктивність коренезабірника повинна бути більше 87,48 т/год. Обґрунтовано його конструктивні геометричні параметри і на основі схеми дії сил на диск коренезабірника встановлено, що загальний крутний момент для його приводу рівний 51,69 Нм. Потужність, яка затрачається на привод викопувального пристрою бурякозбирального комбайна склала 5,68 кВт.

3. Встановлено наступні діапазони значень режимів роботи вібраційного вилчастого копача: частота коливань вітки вилки $\nu=21,15$ Гц, амплітуда коливань кінця вітки вилки $A=14$ мм.

4. З умов незламування хвостової частини коренеплодів отримано вираз для визначення допустимої частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних параметрів та поступальної швидкості руху бурякозбиральної машини.

5. Визначено досить широкий спектр приведених мас та допустимих частот коливань вібраційного викопуючого робочого органу з умов незламування хвостової частини коренеплодів.

3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Програма експериментальних досліджень

Розглянувши конструкції та провівши аналіз різних типів копачів для викопування цукрових буряків, а також результатів їх досліджень, виникла необхідність звернути більшу увагу на коливальні викопуючі органи бурякозбиральних машин та вивчення роботи цих вузлів.

Актуальність проведення експериментальних досліджень визначається тим, що в літературних джерелах відсутні дані по вивченню основних параметрів коливальних вилчастих викопуючих органів із дисково-пальцевим коренезабірниками, а також дані, які характеризують їх ефективність.

Підсумовуючи вищесказане та в зв'язку з основними завданнями, викладеними в першому розділі, на базі теоретичного аналізу роботи дискового коренезабірника розроблена програма та методика експериментальних досліджень коренезабірника.

Загальною програмою експериментальних досліджень передбачається:

- а) визначення розмірних характеристик коренеплодів цукрового буряка;
- б) визначення енергії, поглиненої при зіткненні коренеплоду з робочими органами;
- в) визначення впливу зазору між дисками коренезабірника і діаметра коренеплоду на відношення сили витягування коренеплоду з коренезабірника до ваги коренеплоду

Для виконання вищевказаної програми експериментальних досліджень необхідно вирішити наступні питання:

- розробити методику проведення окремих етапів досліджень;
- вибрати необхідне стандартне обладнання;
- розробити конструкцію лабораторної установки;
- організувати проведення досліджень у відповідності із методикою планування експериментів та обробкою результатів досліджень.

3.2 Опис експериментальної установки та апаратури, що використовується при експериментальних дослідженнях

Для визначення енергії, поглиненої при зіткненні коренеплоду з робочими органами була запропонована лабораторна установка, зображена на рис. 3.1. До металевої плити 1 під кутом 90° приварена лінійка 2 з міліметровою шкалою, на якій за допомогою фіксатора 4 кріпиться кутник 3.

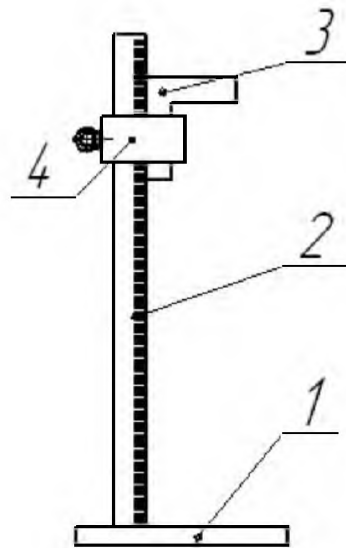


Рисунок. 3.1 - Схема лабораторної установки для тарування руйнування крихкого покриття: 1 - металева плита 300x200x10 мм; 2 - лінійка; 3 - кутник;
4 – фіксатор

Лабораторна установка (рис. 3.2) для дослідження сукупного впливу для визначення впливу зазору між дисками коренезабірника і діаметра коренеплоду на відношення сили витягування коренеплоду з коренезабірника до ваги коренеплоду. Вона складається з двох пластин 1 із закріпленими на них гумовими пальцями. Пластини насаджені на вісь 2, вздовж якої вони можуть переміщуватися. Зазор між пластинами регулюється за допомогою різьбового регулювання 3. В простір між пластинами вноситься коренеплід 4, який через підвіс 5 з'єднаний із динамометром 6.

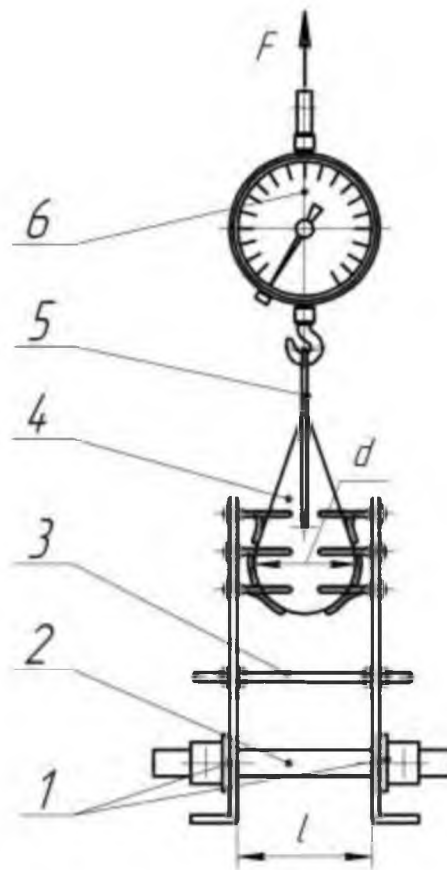


Рисунок 3.2 - Схема лабораторної установки для визначення впливу зазору між дисками коренезабірника і діаметра коренеплоду на відношення сили витягування коренеплоду з коренезабірника до ваги коренеплоду: 1 – пластини із гумовими пальцями; 2 – вісь; 3 – різьбове регулювання; 4 – коренеплід; 5 – підвіс; 6 – динамометр

3.3 Методика статистичної обробки даних

При проведенні дослідів ми маємо справу з параметрами які потрібно визначати за допомогою знаходження середнього статистичного (або арифметичного) та середньоквадратичного відхилень з числа повторень n .

Середнє статистичне значення x_{cp} та середнє квадратичне відхилення S_c визначалися за наступними формулами:

$$x_{cp} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (3.1)$$

$$S_C = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - x_{cp})^2}{n-1}}, \quad (3.2)$$

Як відомо, неможливо провести абсолютно точно будь-яке вимірювання. Так при вимірюванні будь-яким приладом певної величини похибку приймають рівною ціні поділки вимірювального приладу. Крім цього ми визначали абсолютні Δ та відносні δ похибки за наступними формулами:

$$\Delta = a - x, \quad (3.3)$$

$$\delta = \frac{\Delta}{a}, \quad (3.4)$$

де a – дійсне значення величини.

Також, для зручності, відносну похибку виражали у відсотках, тоді:

$$\delta = \frac{\Delta}{a} \cdot 100\%, \quad (3.5)$$

Бралось до уваги і те, що поняття похибки напряму пов'язане з поняттям точності: чим вища похибка, тим нижча точність і, навпаки, чим вища точність, тим нижча похибка.

Застосовували ми також коефіцієнт варіації для характеристики розсіювання (мінливості) статичного розподілу. Цей коефіцієнт визначали за формулою:

$$V = \frac{S_C}{x_{cp}} \cdot 100\%, \quad (3.6)$$

Всі розрахунки проводились із застосуванням комп'ютера що забезпечувало їх високу точність. Для визначення деяких значень величин також використовувались спеціалізовані комп'ютерні програми, результатами яких були розрахунки проведені з високою точністю.

Дисперсія S_u^2 , що характеризує розсіювання результатів в u – му досліді визначається за формулою:

$$S_u^2 = \frac{1}{m_0 - 1} \sum_{i=1}^{m_0} (y_{u_i} - \bar{y}_u)^2, \quad (3.7)$$

де m_0 – число повторюваностей;

i – номер повторюваності;

y_{u_i} – вихідний параметр при i – й повторюваності;

\bar{y}_u – середнє арифметичне значення вихідного параметра в u – му досліді.

Дисперсія відтворюваності (помилка досліді) визначається за формулою:

$$S_y^2 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n S_u^2. \quad (3.8)$$

Перевірку адекватності встановленого рівняння регресії проводили спочатку на лінійній його частині за допомогою критерію Фішера F . Адекватність матиме місце, коли виконується нерівність:

$$F = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2} < F(0,05; f_{ad}; f_y), \quad (3.9)$$

де S_{ad}^2 – дисперсія адекватності;

$F(0,05; f_{ad}; f_y)$ – табличне значення критерію Фішера для 5% рівня значущості [54];

$f_{ad} = n - k - 1$ – число ступенів вільності дисперсії адекватності;

$f_y = n(m_0 - 1)$ – число ступенів вільності дисперсії відтворюваності.

Дисперсія адекватності S_{ad}^2 обчислюється за формулою:

$$S_{ad}^2 = \frac{1}{n - k - 1} \sum_{u=1}^n (y - \bar{y}_u)^2, \quad (3.10)$$

де y – розрахункове значення відгуку в u – му досліді за лінійною частиною прийнятого рівняння регресії.

Характеристику культури визначали сортом та розмірами коренеплодів. Для визначення розмірних характеристик відбирали підряд 300 коренеплодів. За допомогою штангенциркуля заміряли діаметр та довжину кожного коренеплоду. У ході обробки результатів вимірювань визначали середній діаметр коренеплодів, мм; середньоквадратичне відхилення, мм; коефіцієнт варіації, %; визначали кількість коренеплодів діаметром: до 80; 80...115; 115...150; понад 150 мм. Також визначали середню довжину коренеплодів, мм;

середньоквадратичне відхилення, мм; коефіцієнт варіації, %; визначали кількість коренеплодів довжиною: до 200; 200...250; 250...3000 та понад 300 мм. Крім того, для виявлення залежності між довжиною та діаметром коренеплодів, дані вимірювання обробляли методами кореляційного та регресивного аналізу, в ході яких визначали коефіцієнт кореляції і розраховували рівняння регресії.

3.4 Методика визначення енергії, поглиненої при зіткненні коренеплоду з робочими органами

Мета дослідів – визначити енергію, поглинену при зіткненні коренеплоду з робочими органами бурякозбиральної машини.

Досліди проводились в лабораторних умовах на лабораторній установці, зображеної на рис. 3.1. Поверхня буряка оброблялась спеціальним розчином. При проведенні експериментальних досліджень був зроблений вибір складу крихкого покриття : каніфоль - 99,65% і віск бджолиний - 0,35%. При такому складі крихкого покриття виключається поява тріщин на поверхні коренеплоду, що не взаємодіє з поверхнею, в яку вдаряється коренеплід [21].

Перед нанесенням крихкого покриття коренеплоди цукрового буряка промивалися і просушувалися при кімнатній температурі до повного видалення вологи з їх поверхні. Для отримання оптимальної товщини крихкого покриття, коренеплоди витримувалися в тепловій камері при температурі 50...60°C протягом 30 хвилин. Підготовка коренеплодів до експерименту полягала в тому, що вони опускалися в розчин крихкого покриття, розігрітий до температури 80...90°C, витримувалися в нім 2...3 секунди і повільно виймалися. Після чого 5...7 секунд коренеплід витримувалася над ємкістю з розчином, потім охолоджувалася при кімнатній температурі до повного затвердіння крихкого покриття.

Проміжок часу між обробкою коренеплодів і проведенням дослідів не повинен перевищувати 1...1,5 доби, при зберіганні коренеплодів в діапазоні температур 5...10°C.

Енергія, поглинена при ударі, задавалася висотою падіння коренеплоду (заздалегідь за допомогою ваг відбиралися коренеплоду масою 860 ± 20 г), за допомогою лінійки 2, трикутника 3, і розраховувалася по формулі:

$$W = mgh(1 - k^2), \quad (3.11)$$

де W - енергія, поглинена при ударі, Дж;

m - маса коренеплоду, кг;

h - висота падіння коренеплоду, м;

k - коефіцієнт відновлення [21], при падінні коренеплоду на залізну плиту $k = 0,59$, а при вдарянні об гуму - $k = 0,73$.

Висота падіння змінювалась від 0,05 м до 0,5 м з інтервалом 0,05 м.

При взаємодії коренеплоду з металевою плитою, на ній з'являються характерні плями у вигляді матових поверхонь округлої форми з чітко видними межами плями. Залежність поглиненої енергії і руйнування крихкого покриття на коренеплодах визначалася за величиною діаметру плями, вимірюваної штангенциркулем на його межі з точністю до 0,1 мм. За найменшим і найбільшим вимірам обчислювалося середнє значення, яке бралось за показник поглиненої енергії.

Досліди робились у трьохразовій повторюваності. Отримані дані статистично обробляються за формулами 3.1, 3.2 і 3.6.

3.5 Методика дослідження сукупного впливу зазору між дисками коренезабірника і діаметра коренеплоду на відношення сили витягування коренеплоду з коренезабірника до ваги коренеплоду

Мета дослідів – встановити сукупний вплив зазору між дисками коренезабірника і діаметра коренеплоду на відношення сили витягування коренеплоду з коренезабірника до ваги коренеплоду.

Досліди проводили на лабораторній установці, яка описана в підрозділі 3.2 (рис. 3.2).

Для дослідів вибиралися коренеплоди цукрового буряка діаметрами головок приблизно 80, 115 і 150 мм. Ці коренеплоди зважувались за допомогою динамометра ДПУ-0,1-2 з точністю до 0,1 Н. Зазор між пластинами із гумовими пальцями (модель дисків коренезабірника) виставлявся за допомогою різьборого регулятора. Досліди проводились для зазорів рівних 160 180 і 200 мм.

Коренеплід вносився в простір між пластинами, де він затискався гумовими пальцями. Після чого, тягнучи вгору за ручку динамометра витягували коренеплід із лабораторної установки, фіксуючи за допомогою відеокамери смартфона найбільше значення сили витягування.

Досліди проводили за план-матрицею двофакторного експерименту за трирівневим планом [13] у триразовій повторюваності. Використовуємо метод Бокса-Уілсона.

Методика обробки дослідних даних та знаходження коефіцієнтів рівняння регресії описана в [8, 12, 13], а самі розрахунки здійснювались на ПЕОМ.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Характеристика коренеплодів цукрового буряка

Розмірні характеристики коренеплодів, які викопувались, визначали відповідно до методики описаної у третьому розділі. Результати вимірювань наведено в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 - Характеристика коренеплодів цукрового буряка

Назва показників	Значення показників
Культура	коренеплоди цукрових буряків
Сорт	гібрид Український ЧС 70
Середня довжина коренеплодів, мм	246,7
кількість коренеплодів, %, по групах:	
до 200 мм	29,0
від 200 до 250 мм	54,3
від 250 до 300 мм	16,7
понад 300 мм	0
Середній діаметр, мм	105,2
кількість коренеплодів, %, по групах:	
до 80 мм	26,3
від 80 до 115 мм	67,0
від 115 до 150 мм	6,7
понад 150 мм	0

Оцінюючи, за допомогою критерію Пірсона, різницю між теоретичним та емпіричним розподілом коренеплодів за їх діаметром та довжиною, можна зробити висновок, що гіпотеза про нормальний закон розподілу цих величин (нульова гіпотеза) підтверджується, оскільки довірчий рівень p в обох випадках перевищувала заданий рівень суттєвості: $p > \alpha = 0,05$ (рис. 4.1).

У ході обробки отриманих розмірних даних методом кореляційного аналізу було встановлено, що між діаметром коренеплоду D та його довжиною L існує суттєвий ($t_r=15,81 > t_{0,05}=1,97$) кореляційний зв'язок. Оскільки коефіцієнт парної кореляції становить $r=0,68 < 0,70$, то виявлений кореляційний зв'язок є

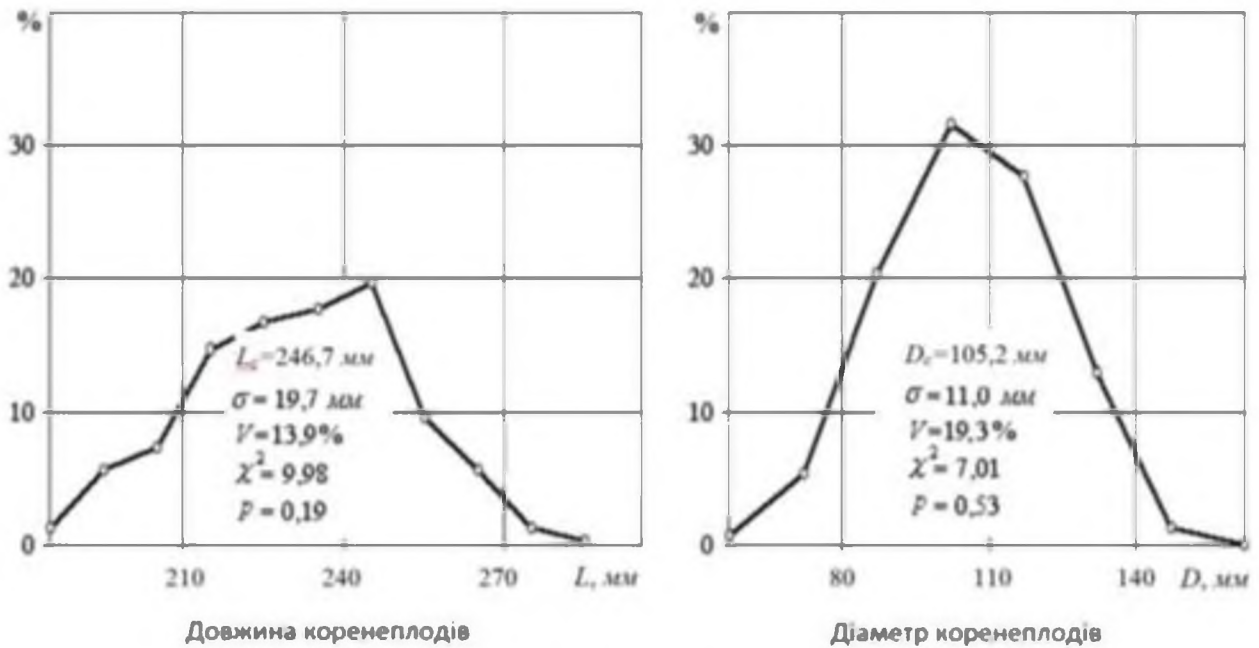


Рисунок 4.1 - Розподіл коренеплодів за розміром

середньої сили. Проаналізувавши дані вимірювань методами регресивного аналізу було встановлено, що залежність середньої довжини коренеплоду від його діаметра носить лінійний характер і може бути описана рівнянням регресії (рис. 4.2):

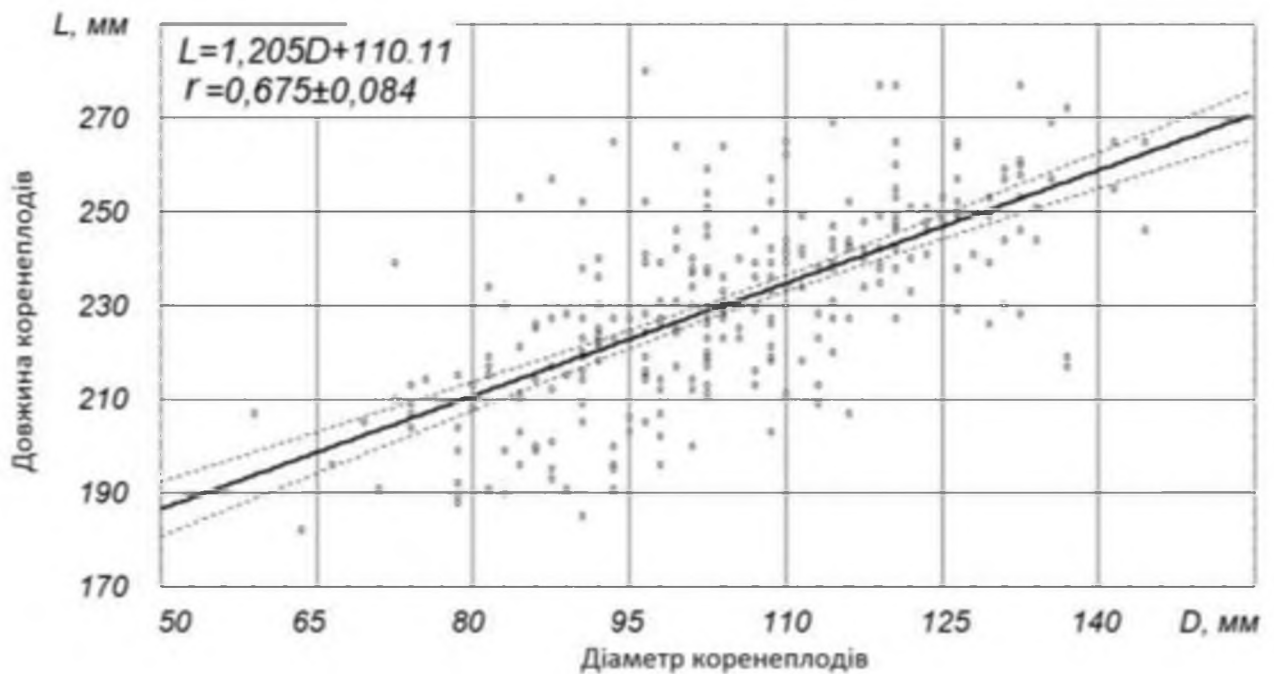


Рисунок –4.2 - Кореляційна залежність між діаметром та довжиною коренеплодів цукрових буряків гібриду Український ЧС 70

$$L=1,2D+110, \quad (4.1)$$

де L – середня довжина коренеплодів, мм; D – діаметр коренеплодів, мм.

4.2 Визначення енергії, поглиненої при зіткненні коренеплоду з робочими органами

Досліди по визначенню енергії, поглиненої при зіткненні коренеплоду з робочими органами проводилися у лабораторних умовах згідно з методикою, описаною в п.3.2.

В результаті обробки дослідних даних побудовано тарувальний графік поглиненої коренеплодом енергії і діаметру плями руйнування крихкого покриття на коренеплодах цукрових буряків (рис. 4.3).

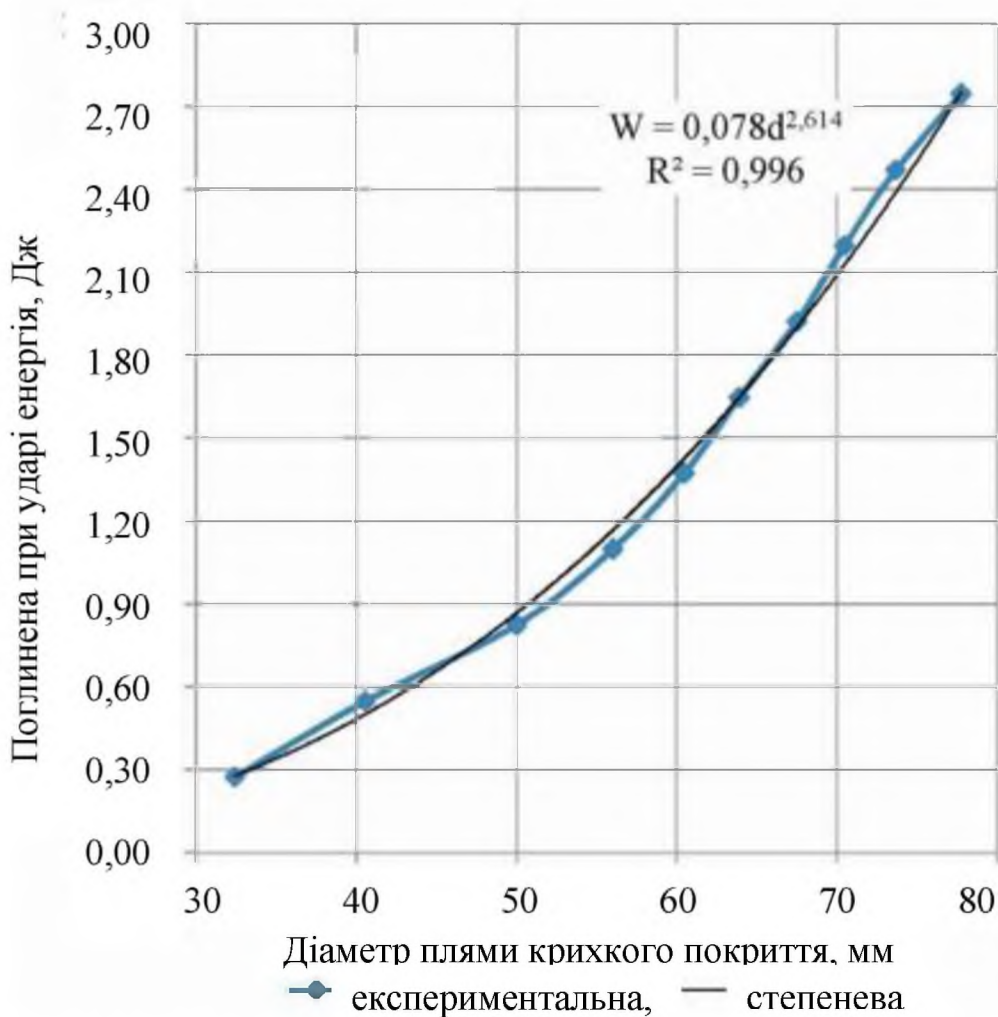


Рисунок 4.3 - Тарувальний графік поглиненої коренеплодом енергії і діаметру плями руйнування крихкого покриття на коренеплодах буряків

Тарувальний графік (рис. 4.3) може бути використаний для визначення енергії поглиненою при взаємодії коренеплоду із робочими органами викопувального пристрою. Отримана емпірична залежність, приведена на рис 4.1, дозволяє обчислювати значення поглиненої енергії при зіткненні коренеплодів з робочими органами по діаметру плями руйнування крихкого покриття з величиною достовірності апроксимації R^2 більш 0,99.

4.3 Визначення вплив зазору між дисками коренезабірника і діаметра коренеплоду на відношення сили витягування коренеплоду з коренезабірника до ваги коренеплоду

Дослідження сукупного впливу зазору між дисками коренезабірника і діаметра коренеплоду на відношення сили витягування коренеплоду з коренезабірника до ваги коренеплоду здійснювалось експериментально в лабораторних умовах за методикою підрозділу 3.4.

Нами проведено двофакторний експеримент. У відповідності з літературними даними [8, 12, 13] використаємо метод Бокса-Уілсона.

За вихідне рівняння регресії приймаємо неповне квадратне рівняння типу:

$$y = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_{12} \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (4.1)$$

де y – відношення сили витягування коренеплоду з коренезабірника до ваги коренеплоду, в разях;

x_1, x_2 – кодовані значення двох факторів, а саме, відповідно, зазору між дисками коренезабірника і діаметра коренеплоду ;

b_0, b_1, b_2, b_{12} – коефіцієнти при відповідних значеннях x .

Проведемо кодування факторів для переведення натуральних значень в безрозмірні величини. Зв'язок між кодованими x_i і натуральними X_i значеннями факторів буде:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \frac{X_1 - X_{10}}{\Delta X_1}, \\ x_2 &= \frac{X_2 - X_{20}}{\Delta X_2}, \end{aligned} \right\} \quad (4.2)$$

де X_1, X_2 – відповідно натуральні значення зазору між дисками коренезабірника і діаметра коренеплоду ; X_{10}, X_{20} – натуральні значення вищезгаданих факторів на нульовому рівні; $\Delta X_1, \Delta X_2$ – інтервал варіювання вказаних факторів.

Нульовий рівень – це середнє значення фактора (основний рівень, що займає центр інтервалу). У нашому випадку зазор між дисками коренезабірника змінюється від 160 мм до 200 мм, діаметр коренеплоду X_2 змінюється від 80 мм до 150 мм. Тоді $X_{10} = 180$ мм, $X_{20} = 115$ мм, а $\Delta X_1 = 20$ мм, $\Delta X_2 = 35$ мм. Результати кодування факторів представлені таблицею 4.2.

Таблиця 4.2 - Результати кодування факторів

Фактор і одиниця вимірювання	Натура- льне позна- чення	Кодо- ване позна- чення	Інтерв- ал варію- вання	Рівні варіювання					
				натуральні			кодовані		
				верх- ній	ниж- ній	нульо- вий	верх- ній	ниж- ній	нульо- вий
Зазор між дисками коренезабір- ника, мм	X_1 або l	x_1	20	200	160	180	+1	-1	0
Діаметр коренеплоду, мм	X_2 або d	x_2	35	150	80	115	+1	-1	0

Після закінчення кодування факторів складаємо план-матрицю експерименту для чотирьох дослідів ($n=2^2=4$). При цьому дослід №1 являє собою сукупність x_1 і x_2 на нижньому рівні; дослід №2 сукупність x_1 на верхньому рівні, а x_2 – на нижньому рівні; дослід №3 сукупність x_1 на нижньому рівні, а x_2 – на верхньому рівні; дослід №4 – x_1 і x_2 на верхньому рівні. План-матриця поданий у табл. 4.3, він називається планом першого порядку і дозволяє проводити незалежну оцінку коефіцієнтів регресії.

Після цього проводилась рандомізація дослідів з метою встановлення послідовності їх проведення. Справа в тому, що y залежить не тільки від x_1 і x_2 , а й від інших факторів, які можуть бути невідомі досліднику. Проявлення невідомих факторів (наприклад, вологість коренеплодів) може по-різному відзначитися на результатах експерименту і буде залежати від того, чи будемо ми проводити досліді у послідовності 1, 2, 3, 4 (див табл. 4.3) або 1, 3, 2, 4 чи в будь-якій іншій послідовності. Щоб виключити цей вплив, встановлюється випадковий порядок постановки дослідів у часі, для чого користуються таблицями випадкових величин.

У результаті отримали таку послідовність проведення дослідів: 2, 3, 1, 4. Проводимо досліді в трьох повторюваностях, тоді послідовність 2, 3, 1, 4 будемо вважати такою, що належить до першої послідовності; нехай для другої та третьої повторюваностей вибраним способом ми отримали ще дві послідовності: 2, 1, 3, 4 та 3, 2, 4, 1.

Під час проведення дослідів (при реалізації плану-матриці експерименту) ми одержали дані, подані в табл. 4.3, де u – номер досліді, u_1 – номер досліді в першій повторюваності (в першій реалізації плану), u_2 – номер досліді в другій повторюваності (другій реалізації плану) тощо.

Значення y_{u_1} , y_{u_2} і y_{u_3} в таблиці 4.2 отримані в результаті дослідів, а значення \bar{y}_u – при розрахунках за формулою $\bar{y}_u = \frac{1}{3}(y_{u_1} + y_{u_2} + y_{u_3})$. Необхідно перевірити їх відтворюваність.

Таблиця 4.3 - Умови проведення і результати дослідів

Точка плану (номер досліді) u	Значення кодіваних факторів			Вихідний параметр y , раз			Середнє арифметичне значення вихідного параметра \bar{y}_u , раз
				Повторюваність			
	x_1	x_2	$x_1 \cdot x_2$	перша y_{u_1}	друга y_{u_2}	третя y_{u_3}	
1	-1	-1	+1	1,125	1,129	1,127	1,127
2	+1	-1	-1	1,049	1,048	1,052	1,049
3	-1	+1	-1	1,142	1,138	1,140	1,140
4	+1	+1	+1	1,060	1,058	1,061	1,059

Перевірка відтворюваності дослідів при однаковому числі повторюваностей для кожного досліді (для кожної точки плану) проводилась за критерієм Кохрена, табличне значення якого [12] позначається $G(0,05; n; f_u)$, де 0,05 означає 5%-й рівень значущості (дорівнює $1-\alpha$, де α – довірча ймовірність; n – число незалежних оцінок дисперсії (число дослідів); $f_u = m_0 - 1$ – число ступенів вільності кожної оцінки, тут m_0 – число повторюваностей. Перевірка відтворюваності проводилась за умови:

$$G \leq G(0,05; n; f_u), \quad (4.3)$$

де $G = \frac{S_{u \max}^2}{\sum_{u=1}^n S_u^2}$ – розрахункове значення критерію Кохрена;

$S_{u \max}^2$ – найбільша із дисперсій, що характеризують розсіювання результатів в u – му досліді (тобто на u – му поєднанні рівнів факторів);

$\sum_{u=1}^n S_u^2$ – сума дисперсій.

Дисперсія S_u^2 , що характеризує розсіювання результатів в u – му досліді визначається за формулою:

$$S_u^2 = \frac{1}{m_0 - 1} \sum_{i=1}^{m_0} (y_{u_i} - \bar{y}_u)^2, \quad (4.4)$$

де i – номер повторюваності;

y_{u_i} – вихідний параметр при i – й повторюваності.

Дисперсія відтворюваності (помилка досліду) визначається за формулою:

$$S_y^2 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n S_u^2. \quad (4.5)$$

У нашому випадку $m_0 = 3$, $n = 4$. Для першого досліду за формулою (4.4), отримаємо:

$$S_{u_1}^2 = \frac{1}{3-1} \left((1,125 - 1,127)^2 + (1,129 - 1,127)^2 + (1,127 - 1,127)^2 \right) = 0,000004 \text{ раз}^2.$$

Для другого досліду:

$$S_{u_2}^2 = \frac{1}{3-1} \left((1,049 - 1,049)^2 + (1,048 - 1,049)^2 + (1,052 - 1,049)^2 \right) = 0,000005 \text{ раз}^2.$$

Для третього досліду:

$$S_{u_3}^2 = \frac{1}{3-1} \left((1,142 - 1,140)^2 + (1,138 - 1,140)^2 + (1,140 - 1,140)^2 \right) = 0,000004 \text{ раз}^2.$$

Для четвертого досліду:

$$S_{u_4}^2 = \frac{1}{3-1} \left((1,060 - 1,059)^2 + (1,058 - 1,059)^2 + (1,061 - 1,059)^2 \right) = 0,000003 \text{ раз}^2.$$

$$S_y^2 = \frac{1}{4} (0,000004 + 0,000005 + 0,000004 + 0,000003) = 0,000004 \text{ раз}^2.$$

Після підстановки значень $S_{u_1}^2$, $S_{u_2}^2$, $S_{u_3}^2$, і $S_{u_4}^2$ в (4.3), отримаємо:

$$G = \frac{0,000005}{0,000004 + 0,000005 + 0,000004 + 0,000003} = \frac{0,000005}{0,000016} = 0,312.$$

Табличне значення критерію Кохрена за [13] для 5% рівня значущості та $n = 4$ і $f_u = 2$ буде 0,770. Число 0,312 більше за 0,312, тому робимо висновок, що процес відтворюється.

Оскільки розглядуваний процес відтворюваний, то вираховуємо коефіцієнти рівняння регресії. Вище вказувалось, що в відношення сили

визначення коренеплоду з коренезабірника до ваги коренеплоду будемо визначати у формі неповного квадратного рівняння, тому за даними табл. 4.3 необхідно визначити коефіцієнти b_0, b_1, b_2, b_{12} за такими залежностями:

$$\left. \begin{aligned} b_0 &= \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n \bar{y}_u; \\ b_1 &= \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{1u} \bar{y}_u; \\ b_2 &= \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{2u} \bar{y}_u; \\ b_{12} &= \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{1u} x_{2u} \bar{y}_u, \end{aligned} \right\} \quad (4.6)$$

де $n = 4$ – число точок плану (число дослідів);

\bar{y}_u – середнє арифметичне значення вихідного параметра в u – му досліді;

x_{1u}, x_{2u} – значення відповідного кодованого фактора в рядку плану-матриці в u – му досліді.

Отже, в нашому випадку отримаємо:

$$b_0 = \frac{1,127 + 1,049 + 1,140 + 1,059}{4} = 1,0938;$$

$$b_1 = \frac{(-1) \cdot 1,127 + (+1) \cdot 1,049 + (-1) \cdot 1,140 + (+1) \cdot 1,059}{4} = -0,0398;$$

$$b_2 = \frac{(-1) \cdot 1,127 + (-1) \cdot 1,049 + (+1) \cdot 1,140 + (+1) \cdot 1,059}{4} = 0,0058;$$

$$b_{12} = \frac{(+1) \cdot 1,127 + (-1) \cdot 1,049 + (-1) \cdot 1,140 + (+1) \cdot 1,059}{4} = -0,0008.$$

Отже, рівняння регресії (4.1) матиме вигляд:

$$y = 1,0938 - 0,0398 \cdot x_1 + 0,0058 \cdot x_2 - 0,0008 \cdot x_1 \cdot x_2. \quad (4.7)$$

Перевірку адекватності рівняння проводимо спочатку на лінійній частині $y = 1,0938 - 0,0398 \cdot x_1 + 0,0058 \cdot x_2$ за допомогою критерію Фішера F .

Адекватність матиме місце, коли виконується нерівність:

$$F = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2} < F(0,05; f_{ad}; f_y), \quad (4.8)$$

де S_{ad}^2 – дисперсія адекватності;

S_y^2 – дисперсія відтворюваності (помилка досліду);

$F(0,05; f_{ad}; f_y)$ – табличне значення критерію Фішера для 5% рівня значущості [54];

$f_{ad} = n - k - 1 = 4 - 2 - 1 = 1$ – число ступенів вільності дисперсії адекватності;

$f_y = n(m_0 - 1) = 4(3 - 1) = 8$ – число ступенів вільності дисперсії відтворюваності.

Дисперсія адекватності S_{ad}^2 обчислюється за формулою:

$$S_{ad}^2 = \frac{1}{n - k - 1} \sum_{u=1}^n (y - \bar{y}_u)^2, \quad (4.9)$$

де y – розрахункове значення відгуку в u -му досліді лінійної частини формули (4.7).

Для досліду №1 відгук $y^{(1)}=1,128$, а для решти дослідів: $y^{(2)}=1,048$; $y^{(3)}=1,139$; $y^{(4)}=1,060$. Відповідне значення $(y - \bar{y}_u)$ для першого досліду дорівнює $(1,128 - 1,127)^2 = 0,000001$; для другого $(1,048 - 1,049)^2 = 0,000001$; для третього $(1,139 - 1,140)^2 = 0,000001$; для четвертого $(1,060 - 1,059)^2 = 0,000001$.

Згідно (4.9), отримаємо:

$$S_{ad}^2 = \frac{1}{4 - 2 - 1} (0,000001 + 0,000001 + 0,000001 + 0,000001) = 0,000004 \text{ раз}^2.$$

Отже, розрахункове значення F критерію Фішера дорівнює:

$$F = \frac{0,000004}{0,000004} = 1.$$

Табличне значення $F(0,05; 1; 8) = 5,318$, а це значно більше за 1. Тому приходимо до висновку, що лінійна модель адекватна.

Після перевірки адекватності рівняння проводимо оцінку значущості коефіцієнтів регресії за допомогою критерію Стьюдента. Коефіцієнт вважається значущим (таким, що суттєво впливає на відгук), якщо виконується нерівність:

$$|b_a| \geq \Delta b_a = t(0,05; f_y) \frac{\sqrt{S_y^2}}{\sqrt{n}}, \quad (4.10)$$

де b_a – коефіцієнти b_0, b_1, b_2, b_{12} у формулі (4.6);

Δb_a – довірна границя;

$t(0,05; f_y)$ – критерій Стюдента для 5% рівня значущості та числа ступенів вільності дисперсії відтворюваності $f_y = n(m_0 - 1)$.

Рівень значущості дорівнює $1-\alpha$, де α – довірна ймовірність. З урахуванням цього критерій Стюдента можна визначити за таблицею [13], де приводяться його значення залежно від α . Оскільки при 5%-му рівні значущості $\alpha = 0,05$, а $f_y = 8$, то при таких α і f в таблиці $t = 2,3$; тоді $\Delta b_a = 2,3 \frac{\sqrt{0,000004}}{\sqrt{4}} = 0,0023$. Згідно умови (4.10) робимо висновок, що коефіцієнти b_0, b_1, b_2 значущі, а коефіцієнт b_{12} перед взаємодією факторів – незначущий.

На основі викладеного приходимо до висновку, що рівняння (4.7) добре описує явище, яке вивчається, при цьому останнім членом $-0,0008x_1x_2$ можна знехтувати.

Аналізуючи отримане рівняння регресії (4.7) видно, що значення y зменшується при збільшенні x_1 та зменшенні x_2 . При цьому вплив фактора x_2 менший, ніж x_1 .

Перейдемо до рівняння регресії у натуральному вигляді за формулами (4.2). При $X_{10} = 180$ мм, $\Delta X_1 = 20$ мм, $X_{20} = 115$ мм, $\Delta X_2 = 35$ мм, одержимо:

$$\begin{aligned} x_1 &= \frac{X_1 - 180}{20}; & x_2 &= \frac{X_2 - 115}{35}; \\ y &= 1,0938 - 0,0398 \cdot \left(\frac{X_1 - 180}{20} \right) + 0,0058 \cdot \left(\frac{X_2 - 115}{35} \right) = \\ &= 1,42962 - 0,00199 \cdot X_1 + 0,00017 \cdot X_2. \end{aligned}$$

Отже

$$\lambda = 1,42962 - 0,00199 \cdot l + 0,00017 \cdot d. \quad (4.11)$$

зазор між дисками коренезабірника l змінюється від 160 мм до 200 мм, діаметр коренеплоду d змінюється від 80 мм до 150 мм.

Користуючись універсальною системою комп'ютерної математики Maple V Release 11.0, за рівнянням регресії (4.7) побудована поверхня відгуку (рис. 4.4) у тривимірному просторі.

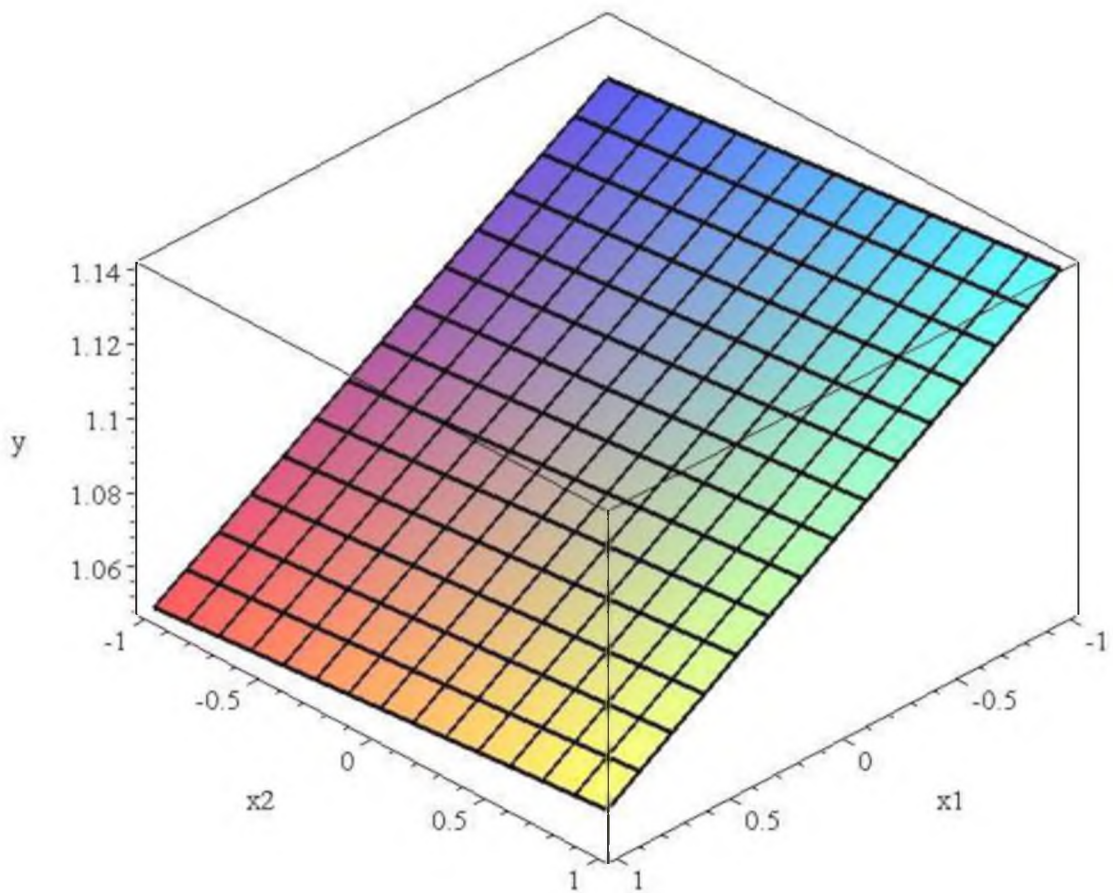


Рисунок 4.4 - Поверхня відгуку для λ для визначення відношення сили витягування коренеплоду з коренезабірника до ваги коренеплоду

Аналізуючи рівняння регресії (4.7) та побудовану за ним поверхню відгуку, можна зробити висновок, що найбільше на відношення сили витягування коренеплоду з коренезабірника до ваги коренеплоду λ впливає зазор між дисками коренезабірника l . При $l = 180$ мм, за можливих значень

$d = 80...150$ мм, забезпечується якісне утримання коренеплодів між дисками коренезабірника ($\lambda \approx 1,1$). Це означає, що коренеплоди будуть повністю забиратися з зони дії викопувальних вилок і легко вибиватися лопатями відбійного бітера. Цим самим буде забезпечена якість викопування (коренеплоди менше травмуються) і зменшення енергозатрат на привод відбійного бітера.

4.4 Висновки

1. Встановлено залежність середньої довжини коренеплоду від його діаметра: $L=1,2D+110$, мм.

2. Запропоновано методику визначення енергії, поглиненої при зіткненні з робочими органами віброкопача і побудовано тарувальний графік.

3. Проведено математичне планування експерименту по визначенню впливу зазору між дисками коренезабірника і діаметра коренеплоду на відношення сили витягування коренеплоду з коренезабірника до ваги коренеплоду, отримано рівняння регресії $\lambda = 1,42962 - 0,00199 \cdot l + 0,00017 \cdot d$, та підібраний рекомендований зазор між коренезабірними дисками $l=180$ мм.

5 ДАНІ ДО ЕКОНОМІЧНОГО ОБҐРУНТУВАННЯ МАШИНИ

Використання сучасної коренезбиральної техніки на даний час залишається однією з найбільш ресурсовитратних технологічних операцій у сільськогосподарській галузі.

У сільському господарстві для збирання буряків використовується машина РКС-6 з вилчастим викопувальним органом, який обладнаний прутковими коренезабірниками. Металічні прутки цього коренезабірника травмують коренеплоди, через встановленням під кутом пруткових дисків у складнюється їх привод.

При вібраційному витягуванні в процесі вертикального переміщення коренеплоди за рахунок надання їм значних прискорень інтенсивно очищаються від ґрунту. Так, на коренеплодах, що витягують вилчасті копачі, є 35-40 % налиплого ґрунту, а вібраційними копачами – тільки 10-12 % [2]. Зниження тягового опору в 2,5-3 рази (1,9-3,1 кВт проти 10,7 кВт) в порівнянні з невібруючим. Це суттєво дозволить зменшити енерговитрати.

Взагалі ж, за рахунок застосування такої конструкції викопуючого пристрою має підвищитись технологічна надійність, ефективність роботи машини. Продуктивність машини повинна зрости на 10...20%.

При якісному викопуванні коренеплодів з'являється можливість при необхідності продовження терміну зберігання буряків в кагатах чи в сховищах. При викопуванні буряків, обламування хвостиків призводить до зниження цукристості. Підсумовуючи наведені переваги, можна зробити висновок, що агротехнічні і експлуатаційно економічні показники роботи суттєво залежать як від фізичного стану і типів ґрунтів, агрофізичних характеристик коренеплодів, так і від бурякозбиральної техніки.

Вважаємо, що економічний ефект буде досягатися за рахунок збільшення продуктивності, покращення очистки коренеплодів, зменшення їх травмування та зниження енергетичних витрат.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Таким чином, після дослідження дисково-пальцевого коренезабірника вібраційного копача можна зробити наступні висновки:

1. Обґрунтовано функціональну та принципову схеми коренезбиральної машини, обладнаної вібраційними вилчастими копачами з дисково-пальцевим коренезабірниками.

2. Встановлено, що продуктивність коренезабірника повинна бути більше 87,48 т/год. Обґрунтовано його конструктивні геометричні параметри і на основі схеми дії сил на диск коренезабірника встановлено, що загальний крутний момент для його приводу рівний 51,69 Нм. Потужність, яка затрачається на привод викопувального пристрою коренезбиральної машини склала 5,68 кВт.

3. Встановлено раціональні значення режимів роботи вібраційного вилчастого копача: частота коливань віткивилки $\nu=21,15$ Гц, амплітуда коливань кінця віткивилки $A=14$ мм.

4. З умов незламування хвостової частини коренеплодів отримано вираз для визначення допустимої частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних параметрів та поступальної швидкості руху коренезбиральної машини.

5. Розроблено креслення конструкції дисково-пальцевого коренезабірника.

6. Розроблено схему лабораторної установки та методику проведення дослідів у лабораторних умовах.

7. Встановлено залежність середньої довжини коренеплоду від його діаметра: $L=1,2D+110$, мм.

8. Запропоновано методику визначення енергії, поглиненої при зіткненні з робочими органами віброкопача і побудовано тарувальний графік.

9. Проведено математичне планування експерименту по визначенню впливу зазору між дисками коренезабірника і діаметра коренеплоду на відношення сили витягування коренеплоду з коренезабірника до ваги коренеплоду, отримано рівняння регресії $\lambda = 1,42962 - 0,00199 \cdot l + 0,00017 \cdot d$, та підібраний рекомендований зазор між коренезабірними дисками $l=180$ мм.

10. Економічний ефект буде досягатися за рахунок збільшення продуктивності, покращення очистки коренеплодів, зменшення їх травмування та зниження енергетичних витрат.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

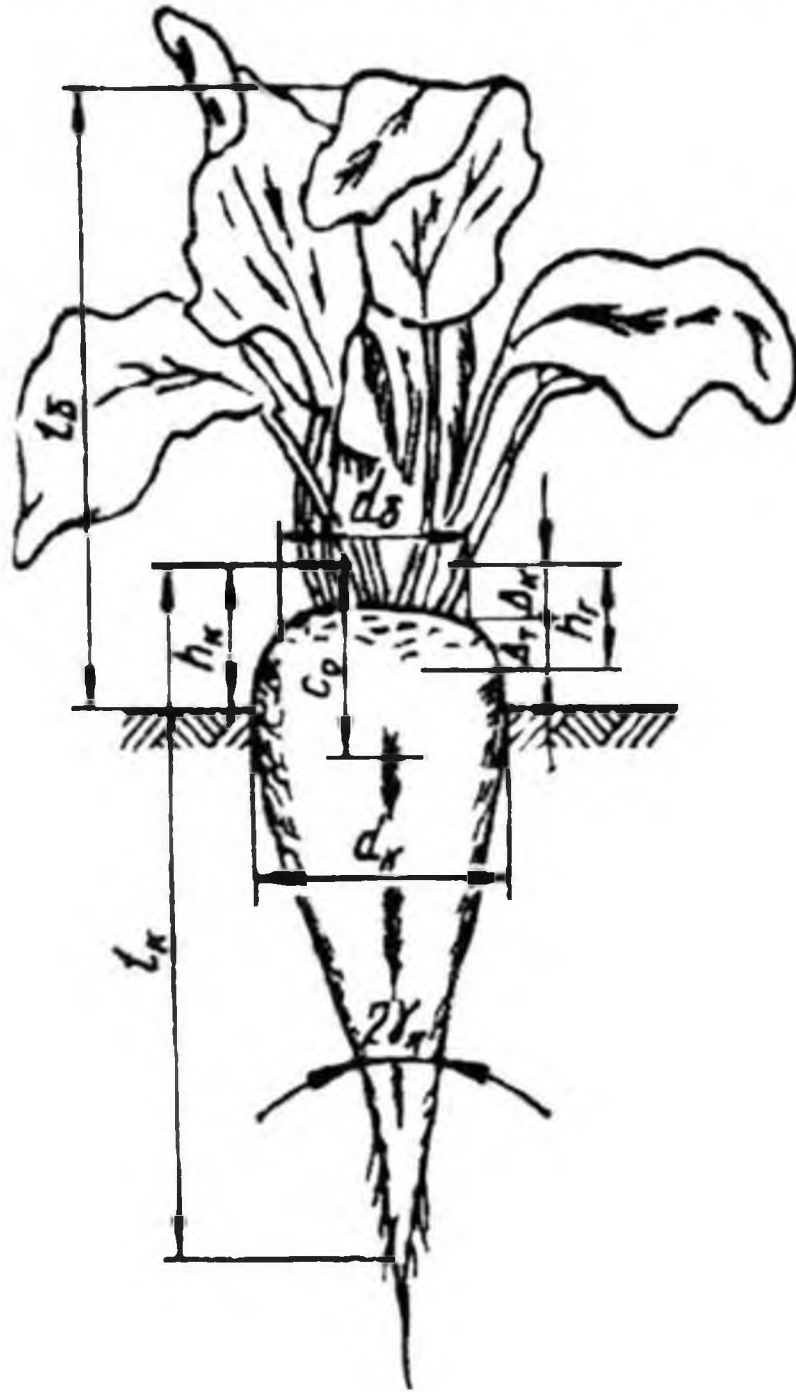
1. Адамчук В.В., Булгаков В.М., Головач І.В. Теорія ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом цукрового буряка, закріпленим у ґрунті // Механізація та електрифікація с/г: Міжвід. темат. наук. зб. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2008. – Вип. №92. – С. – 26-42
2. Булгаков В.М. Теорія бурякозбиральних машин. Монографія. Київ: Видавничий центр НАУ, 2005. 245 с.
3. Василенко П.М., Погорельий Л.В., Брей В.В. Вибрационный способ уборки корнеплодов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1970, №2. – С. 9-13.
4. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. – 8-е издание. – М.: Наука, 1966. – 870 с.
5. Гевко Р.Б. Викопувально-очисні пристрої бурякозбиральних машин: Конструювання і розрахунок. – Тернопіль: Поліграфіст, 1997. – 119 с.
6. Гевко Р.Б., Ткаченко І.Т., Синій С.В. та ін. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки. – Луцьк: ЛДТУ, 1999. – 168 с.
7. Гудован Л.И. Машина коренеуборочная самоходная РКС-6. – Т.: Збруч, 1979.
8. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта. – 5-е изд., доп. и перераб. – М.: Агропромиздат, 1985. – 351 с.
9. ДСТУ 2258-93. Машини бурякозбиральні.- Київ.: Держстандарт України, 1993.- 18 с.
10. Кваліфікаційна робота магістра [Текст] : методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи магістра для здобувачів другого (магістерського) рівня освітньо-професійної програми «Агроінженерія» галузь знань 20 Аграрні науки та продовольство спеціальності 208 Агроінженерія денної та заочної форм навчання / уклад. В.В. Сацюк, Р.В. Кірчук, Л.Ю. Забродоцька. – Луцьк : Луцький НТУ, 2020. – 60 с.

11. Коренеплоди цукрових буряків для промислового перероблення. Технічні умови: ДСТУ 4327:2004. - [Чинний від 2004-01-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2003. – 10 с. – (Національний стандарт України).
12. Листопад Н.А. Планирование эксперимента в исследованиях по механизации сельскохозяйственного производства. - М.: Агропромиздат, 1989. – 88с.
13. Митков А.Л., Кардашевский С.В. Статистические методы в сельхозмашиностроении. – М.: Машиностроение, 1978. – 360 с.
14. Погорелый Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз). – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
15. Пилюк М.В. Дослідження процесу витягування коренеплоду з коренезабірника // Тези IV студентської науково-технічної конференції “Сучасні технології у агровиробництві та природокористуванні”. Луцьк: Факультету аграрних технологій та екології, ЛНТУ. – 2024 р. – С. 72-73.
16. Хайліс Г.А. Основи теорії і розрахунку сільськогосподарських машин: Навч. посібник. – Київ: Вид-во УСГА, 1992. – 240 с.
17. Хелемендик М.М. та ін. Цукрові буряки на заході України. – Луцьк: Надстир'я, 2001. – 200 с.
18. Юхимчук С.Ф., Толстушко М.М., Дацюк Л.М. Обґрунтування параметрів вібровилчастого копача // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 14- Луцьк: ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2006.-С. 201-208
19. 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. PP. 127-138.
20. Krumov I. Varringerug der Verluste bei der Zuckerrubenente. – Akademie Landwirtschaftswissenschaften der DDR Tagungsbericht, 1985. - Bd1. - №229. – s.163-168
21. Thompson J. Sugar Beet harvesting machine. // British Sugar Beet Review.- 1987.- Vol.58.- № 4.- p.59.

ДОДАТКИ

Додаток А

Агрофізичні характеристики коренеплоду цукрового буряка



$d_k = 62 - 122$ мм - діаметр; $l_k = 130 - 260$ мм - довжина; $d_r = 50 - 100$ мм - діаметр пучка гички; $h_r = 10,4 - 32,4$ мм - висота голівки коренеплоду; $h_k = 18,4 - 42,4$ мм - висота голівки коренеплоду над рівнем ґрунту; $c_0 = 94$ мм - координата центра ваги; $\Delta_k = 13,2 - 16,2$ мм - товщина зони коронки; $\Delta_r = 8,0 - 21,4$ мм - товщина зони «вічок»; $\gamma_k = 9,45 - 18,38$ град. - кут конусності

Форм	Зона	Поз.	Позначення	Назва	К-ть	Примітка
				<u>Документація</u>		
			КАІ.КЗМ.00.00.0000ПЗ	Пояснювальна записка	1	
A1			КАІ.КЗМ.01.00.0000СК	Складальне креслення	1	
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	КАІ.КЗМ.01.01.0000СК	Кронштейн	2	
		6	КАІ.КЗМ.01.02.0000СК	Вал	1	
		7	КАІ.КЗМ.01.03.0000СК	Диск	6	
		14	КАІ.КЗМ.01.04.0000СК	Муфта	1	
				<u>Деталі</u>		
		3	КАІ.КЗМ.01.00.0001	Кришка	1	
		5	КАІ.КЗМ.01.00.0002	Корпус	2	
		8	КАІ.КЗМ.01.00.0003	Палець	648	
		9	КАІ.КЗМ.01.00.0004	Палець	6	
		13	КАІ.КЗМ.01.00.0005	Кришка	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		17		Болт М12×8g×20 ГОСТ 7798-70	4	
		20		Болт М8×8g×50 ГОСТ 7798-70	4	
		16		Гайка М20-6Н ГОСТ 5915-70	1	
		18		Гайка М12-6Н ГОСТ 5915-70	4	
		21		Гайка М8-6Н ГОСТ 5915-70	4	
		4		Манжета 1.1.-35×58-1 ГОСТ 8752-79	2	
		12		Манжета 1.1.-30×52-1 ГОСТ 8752-79	1	
		2		Підшипник 306 ГОСТ 8338-75	2	
		10		Шайба 10.02.ВСт3 ГОСТ 11371-78	6	
		19		Шайба 12.65Г.029 ГОСТ 6402-70	4	
		22		Шайба 8.65Г.029 ГОСТ 6402-70	4	
		11		Шплінт 4x20 ГОСТ 397-79	6	
		15		Шпонка 5×5×24 ГОСТ 23360-78	1	

КАІ.КЗМ.01.00.0000СК				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
		Розробив	Пилюк	
		Перевір.	Юхимчук	
		Н. контр.	Юхимчук	
		Затверд.	Хомич	
Коренезабірник (Складальне креслення)			Літера	Аркуш
			м	1
			ЛНТУ, гр. АІм-21	