

ТЕРНОПІЛЬСЬКА АКАДЕМІЯ НАРОДНОГО ГОСПОДАРСТВА

На правах рукопису

ПАВЕЛЧАК ОЛЬГА БОГДАНІВНА

УДК 621.356.2

**РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЙ ТА ОБГРУНТУВАННЯ
ПАРАМЕТРІВ ОЧИСНИКІВ КОРЕНЕПЛОДІВ**

05.05.11 – Сільськогосподарські машини

ДИСЕРТАЦІЯ

на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник:

Заслужений винахідник України,

доктор технічних наук,

доцент Гевко Роман Богданович

Тернопіль - 2000

ВСТУП

Розробка сучасних бурякозбиральних машин в першу чергу пов'язана з підвищенням їх експлуатаційних показників при високому рівні якості виконання технологічного процесу, що в основному визначає технічний рівень коренезбиральної техніки, розвиток і виробництво якої в Україні за останні десять років ведеться надзвичайно повільно. Вітчизняні машини, в номінальних умовах експлуатації, за показниками роботи, поступаються зарубіжним, а в екстремальних допускають значні пошкодження та забрудненість коренеплодів. Зарубіжна техніка, яка не пристосована до важких ґрунтів і умов збирання в Україні, в екстремальних умовах досить часто працює незадовільно.

Підвищення показників якості роботи очисників, які разом з копачами є основними робочими органами бурякозбиральних машин повинно вирішуватись комплексно, на основі аналізу процесів взаємодії коренеплодів з поверхнями очисників, що дозволить на більш високому науково-практичному рівні здійснювати вибір раціональних параметрів нових робочих органів.

Тому розробка конструкцій очисників та обґрунтування їх раціональних параметрів дозволить підвищити технічний рівень бурякозбиральних машин, що на даний час є **актуальним** завданням.

У дисертації вирішується наукова задача, яка полягає в комплексній оцінці процесів взаємодії коренеплодів цукрових буряків з робочими органами очисників, що дозволяє на більш високому науково-практичному рівні здійснювати вибір їх раціональних параметрів для покращення ступеня сепарації коренеплодів і зниження рівня їх пошкоджень.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Розробка робочих органів очисників і обґрунтування їх параметрів проведені у відповідності з темами СКБ ВАТ "Тернопільський комбайновий завод" і Тернопільської академії народного господарства, а також цільової комплексної програми "Національна програма розробки і виробництва технологічних комплексів машин і обладнання сільського господарства, харчової та переробної промисловості", затвердженої Кабінетом Міністрів від 7.03.1996р.

Мета роботи. Покращення сепарації та зниження рівня пошкоджень коренеплодів шляхом розробки та обґрунтування раціональних параметрів очисників бурякозбиральних машин.

Завдання досліджень. Проведення комплексних досліджень для визначення глибини пошкоджень тіла буряків, їх доочищення від налиплилого ґрунту, а також розробка нових методик проведення експериментальних досліджень в польових і лабораторних умовах.

Об'єкт дослідження. Робочі органи бурякозбиральних машин та процеси їх взаємодії з коренеплодами цукрових буряків.

Предмет дослідження. Конструктивно-кінематичні параметри очисників коренеплодів.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження виконувались з використанням основних положень вищої математики, теоретичної механіки, математичної статистики та теорії ймовірності. Аналіз математичних моделей здійснювався за допомогою розроблених програм на ЕОМ. Експериментальні дослідження проводились в лабораторних і польових умовах при застосуванні спеціально розробленого імітатора коренеплоду, а також на спроектованому та виготовленому стенді. Досліди проводились за планом повнофакторного експерименту.

Наукова новизна одержаних результатів. Вперше визначено ймовірності виникнення центральних і бокових ударів на поверхні тіла цукрових буряків при їх взаємодії з робочими органами очисників від контакту окремих поверхонь коренеплодів, їх розмірних характеристик і з врахуванням налиплого ґрунту. Встановлено межі раціональних конструктивно-кінематичних параметрів скребкового очисного транспортера з криволінійною трасою розташування пруткового полотна шляхом розв'язку диференціальних рівнянь руху коренеплодів по поверхні скребків та їх взаємодії з поверхнею полотна. Визначені раціональні конструктивні параметри модернізованих скребків очисних транспортерів. Встановлено залежності глибини пошкодження тіла коренеплода від їх маси, швидкості ударної взаємодії з робочим органом, а також форми сепаруючої поверхні. Встановлено закономірності ступеня відсепарованих домішок від параметрів очисного транспортера.

Практичне значення одержаних результатів. За результатами досліджень розроблена конструкція очисного скребкового транспортера з криволінійною трасою розташування скребкового полотна та наведені табличні дані його раціональних конструктивно-кінематичних параметрів. За результатами повно факторного експерименту виведена регресійна залежність, яка дає змогу оцінити глибину пошкодження тіла коренеплоду від параметрів його ударної взаємодії з робочим органом. Запропонована принципово нова методика для визначення ступеня пошкодження коренеплодів на основі розробленого їх імітатора яка дозволяє проводити дослідження параметрів машин в процесі їх модернізації не залежно від сезону збирання цукрових буряків. Технічна новизна розроблених конструкцій очисників підтверджена 3-ма рішеннями НДЦПЄ про видачу патентів України на винаходи. Конструкція пруткового полотна (заявка N98105211 від 02.10.1998р., по якій прийнято рішення про видачу патенту України на винахід), яке забезпечує зниження пошкодження коренеплодів впроваджена у вивантажувальному транспортері коренезбиральної машини КБ-6, яку виготовляє ВАТ "Тернопільський комбайновий завод" (виготовлено 16 машин).

Особистий внесок здобувача. У теоретичних дослідженнях визначено ймовірності виникнення центральних і бокових ударів на окремих поверхнях тіла цукрових буряків при їх взаємодії з робочими органами очисників. Складені диференціальні рівняння руху коренеплодів по поверхні скребків очисного транспортера з криволінійною трасою розташування пруткового полотна. Виведені аналітичні залежності, для визначення раціональних конструктивних параметрів модернізованих скребків очисних транспортерів. В розроблених методиках автором запропонована схема розташування обгортки імітатора, ідея дослідного стенда, а також спосіб визначення ступеня

пошкодження коренеплодів (на основі застосування імітатора) при робочому та холостому режимі роботи коренезбиральної машини. Експериментальні дослідження та обробка їх результатів здобувачем проведено самостійно. В двох технічних рішеннях, які розроблені на рівні винаходів частка кожного автора є однаковою. В опублікованій монографії, у вступі, вказано конкретні параграфи, які готувались з активною участю автора. В опублікованих статтях доля здобувача становить близько 80%. Дві статті у фахових виданнях, а також одне позитивне рішення на винахід робочого органу очисника є одноосібними.

Апробація роботи. Основні положення виконаних досліджень доповідались і обговорювались: на науково-практичних конференціях факультету механізації Національного аграрного університету (1998, 2000рр.); на засіданні науково-технічної ради СКБ ВАТ "ТеКЗ" (2000р.); на 4-й науково-технічній конференції Тернопільського державного технічного університету (2000р); на розширеному засіданні кафедри "Земельних відносин і технологічних дисциплін" Тернопільської академії народного господарства (2000р).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 11 друкованих праць, з яких одна монографія та сім статей у фахових виданнях. Технічна новизна розробок підтверджена 3-ма рішеннями НДЦПЄ про видачу патентів України на винаходи по заявках (N98094907 від 18.09.1998р., N98105212 від 02.10.1998р., N98105211 від 02.10.1998р.).

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ І МАШИН ДЛЯ МЕХАНІЗОВАНОГО ЗБИРАННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ І НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ

1.1 Агрофізичні характеристики коренебульбоплодів

Показники якості виконання технологічного процесу збиральними машинами, які в значній мірі визначають їх технічний рівень, залежить від ряду факторів, серед яких важливе місце займають агрофізичні характеристики плодів. До числа важливих агрофізичних характеристик і властивостей коренебульбоплодів, необхідних при вирішенні завдань аналізу і синтезу робочих органів, схем компоновок машин і оптимальних параметрів технологічних процесів, відносяться розмірні, масові та механічні характеристики плодів, їх окремих біологічних частин, розташування в рядках та інші показники [22; 75; 110; 128].

Важливим показником, який впливає на якість роботи машин для збирання коренеплодів (буряк, морква) є величина заглиблення та розташування плодів відносно поверхні ґрунту, а також їх розмірно-вагові характеристики. Так згідно [7] у моркви сорту Шатене поряд з коренеплодами, які мають незначну вагу (5... 10г), зустрічаються коренеплоди вагою 457г при середній вазі 80,7г. В сорті Нантська межі коливань менші (середня вага 46г, максимальна – 160г, мінімальна – 20г). У Лосиноостровської – середня вага 94,5г, а максимальна і мінімальна – 240,30г. Подібні коливання спостерігаються і по гичці.

В середньому вага коренеплоду столового буряка в 1,5 ... 2 рази більша ніж вага гички. Для сортів Бордо і Єгипетська середня вага коренеплодів відповідно становить 110 і 151г, а максимальна і мінімальна – (595; 4) і (540; 15)г.

Середній діаметр коренеплода моркви коливається від 33 до 36 мм, а столових буряків від 52 до 67 мм. Об'ємна вага коренеплодів моркви становить 591 кг/м³, а столових буряків – 607кг/м³.

За цінністю, як продовольча, кормова і технічна культура картопля займає провідне місце після зернових. Це обумовлено високим змістом в бульбах поживних речовин (крохмалю 17,5%, білка 1...2%, цукру 0,5%, мінеральних солей 1%) і вітамінів (С, В₁, В₂, В₆, РР, К), а також високою врожайністю бульб (в середньому 200 ... 300 ц/га) [7]. Фізико-механічні властивості бульб в значній мірі залежать від сорту картоплі і ґрунтово-кліматичних умов її вирощування.

Опосередковані їх значення, за даними Е.А.Глухих і ВІСГОМа [22], наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Характеристики бульб картоплі

ПОКАЗНИК	Значення показника		
	Середнє	Мінімальне	Максимальне
Кількість бульб в одному куці	15- 18	3 - 4	25 - 30
Маса бульб, г	55 - 60	20 - 25	120 150
Густина бульби, г/см ³	1070	1004	1120
Насипна щільність, кг/м ³	648	632	665
Зусилля відриву від столона, Н	7,35	3,53	1185
Стат. навантаж. руйнув. бульби, Н	343 - 490	196 - 245	735 - 883

Якість роботи картоплезбиральних машин залежить в першу чергу від вологості і механічного стану ґрунту, які обумовлюють тяговий опір машини, і особливо сепаруючу здатність робочих органів. Ґрунт легко сепарується від бульб, якщо його грудки руйнуються при статистичному навантаженні до 196 Н.

Важкі умови сепарації, якщо у воросі спостерігаються міцні грудки землі, для руйнування яких необхідно прикладати зусилля, що перевищують допустимі для дії на бульбоплід (на бульбоплід допускається навантаження не більше 80% від руйнівного).

В пластичному стані ґрунт характеризується високою липкістю, від чого традиційні сепаруючі робочі органи залипають і стають непрацездатними, а тому найбільш ефективно працюють картоплезбиральні машини при вологості 14...20% [7].

Агротехнічні та експлуатаційно-економічні показники функціонування бурякозбиральної техніки, виробництво якої в Україні є пріоритетною галуззю сільськогосподарського машинобудування, в значній мірі залежить як від фізичного стану і типу ґрунту, так і від агрофізичних характеристик коренеплодів цукрових буряків.

Під час збирання, коренеплоди цукрових буряків мають конусоподібний головний корінь (рис. 1.1), від якого відходить в боки (на 20... 25см) дрібні корінці. Основна маса цукру (95... 97%) зосереджена в тілі коренеплода, що визначається довжиною L_k . Нижня хвостова частина головного кореня проникає глибоко в ґрунт (більше 1м) і при викопуванні, як правило, обривається на діаметрі 8... 10мм та залишається в землі [75; 110; 122].

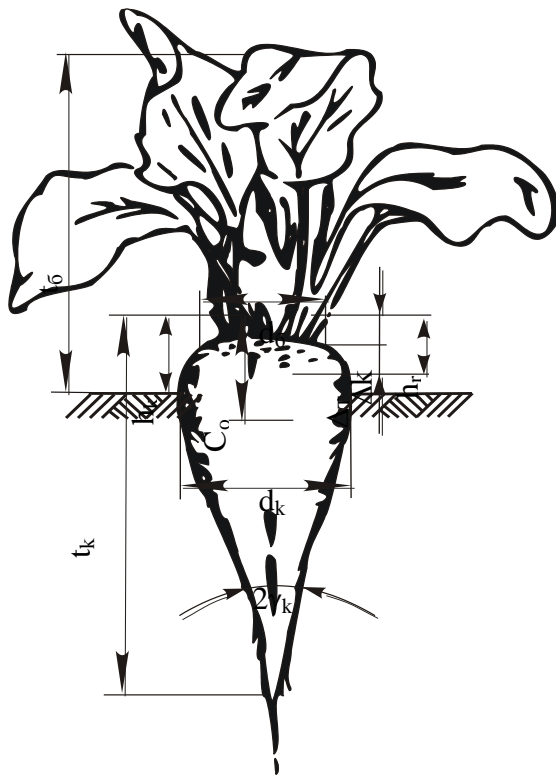
Матеріал кореня цукрового буряка є крихким і анізотропним. Біля хвостової частини він менш крихкий і при навантаженні виникають пластичні деформації. В цій частині коренеплода тимчасовий опір матеріалу і критичні кути згину значно більші, а згинна жорсткість менша, ніж в основної [110].

Розмірні і масові характеристики коренеплодів цукрових буряків, а також розташування їх на полі є випадковими і коливаються в певних межах [7; 8; 22; 23; 35; 47; 75; 128], що представлено в таблиці 1.2.

Механічні характеристики коренеплодів мінливі і розподіл їх значень, як і агрофізичних характеристик, задовільно описується нормальним законом [110].

Важливими механічними характеристиками, згідно даних Л.В.Погорілого, М.В.Тальянка, В.В.Брея, А.К.Сарапулова, М.М.Хелемендика, Г.А.Хайліса, В.М.Булгакова [8; 9; 95; 109; 122; 128], є фрикційні властивості, ступінь пошкодження, а також зв'язок коренеплодів з ґрунтом, їх пружність і характеристики міцності при динамічному навантаженні, момент інерції, власні частоти коливань при защемленні, координата центра ваги.

Стосовно процесу сепарації коренеплодів, то міцність зв'язків ґрунту з викопаними коренеплодами доцільно оцінювати кількістю енергії, необхідної для її відділення при імпульсивному навантаженні (наприклад, вільним падінням коренеплодів з різної висоти або дією маятниковим копиром). Результати таких



d_k – діаметр коренеплода;
 L_k – довжина коренеплода;
 d_b – діаметр пучка гички;
 L_b – довжина пучка гички;
 h_r – висота голівки коренеплода;
 h_k – висота голівки коренеплода над рівнем ґрунту;
 C_o – координата центра ваги;
 Δ_k – товщина зони коронки;
 Δ_t – товщина зони вічок;
 $2\gamma_k$ – кут конусності коренеплода

Рис. 1.1. Розмірні характеристики коренеплоду цукрового буряка

досліджень наведені в працях Л.В.Погорілого, В.В.Брея [8;110], а залежності впливу динамічного навантаження на ступінь очищення коренеплодів зображено на рис. 1.2. Як видно з рис. 1.2, найбільш ефективно ґрунт відділяється при невисокій (3,0... 7,0 Н·м) інтенсивності ударів, особливо при високій частоті їх повторюваностей.

Згідно даних В.В.Брея [8] сильні механічні пошкодження коренеплоди отримують при падінні з висоти більш як 1,5м, що відповідає швидкості взаємодії 5,4м/с.

Дослідження деяких фізико-механічних властивостей цукрових кормових буряків проведені Г.П.Юхіним [136]. Встановлено, що середнє зусилля руйнування кореня кормового буряка складає 5,16 кН. Діаграма стискання коренеплодів (рис. 1.3) в межах до 3 кН близька до прямої і характеризується кутом нахилу її до горизонтальної осі, тангенс якого рівний жорсткості кореня: $C = P/a$, де P і a – відповідно зусилля і величина деформації кореня.

Таблиця 1.2

Розмірні, масові та механічні характеристики коренеплодів
цукрових буряків

ПОКАЗНИК	ЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКА
Ширина міжрядь B , мм	
на поливних ґрунтах	6000 +/- 40
при звичайному посіві	450 +/- 30
при вузькорядному посіві	300 +/- 30
Відстань між коренеплодами L , мм	180... 350
Діаметр d_k , мм	67... 122
Довжина L_k , мм	230... 280
Кут конусності Y_k , град	9,45... 16,38
Висота голівки h_r , мм	10,4... 32,4
Висота голівки над рівнем ґрунту h_k , мм	18,... 42,4
Маса коренеплода Q_k , кг	0,311... 1,548
Насипна щільність коренеплодів P_k , кг/м ³	550... 650
Товщина зони коронки мм	13,2... 16,2
Товщина зони вічок Δ_k , мм	8,0... 21,4
Маса коронки G_k , г	54,7... 95,4
Маса зони вічок G_k , г	62,1... 122,5
Координата центра ваги C_o , мм	94
Маса гички Q_r , кг	0,11... 0,80
Насипна щільність гички P_r , кг/м ³	140... 160
Врожайність коренеплодів, Q , т/га	25... 120
Модуль пружності E_k , Мпа	18,4
Тимчасовий опір при згині, σ_k МПа	
статистичне навантаження	1,8
динамічне навантаження	1,15
Момент інерції коренеплода, кг·м ²	0,053
Коефіцієнт відновлення головки K_r	0,212...0,235
Сила опору вертикальному витягуванню P_c , Н	
підкопаних коренеплоді	147... 289
не підкопаних коренеплодів	439... 481
Робота викопування коренеплода, A_k , Дж	
силою, прикладеною вертикально	15,2
силою, прикладеною горизонтально	17,8... 25,3
Опір коренеплодів зусиллю, Н	
похилому (до 10 град.), P_r	185... 432
вивалюванню, P_v	227... 522

Вище наведені статистичні дані розподілу агрофізичних властивостей коренеплодів необхідно враховувати при дослідженні технологічних процесі їх

сепарації різними конструкціями робочих органів. Ці дані повинні лягати в основу розрахунку конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів очисників, вибору їх робочих поверхонь, в першу чергу для уникнення сильних механічних пошкоджень плодів, які призводять до незворотніх втрат сировини.

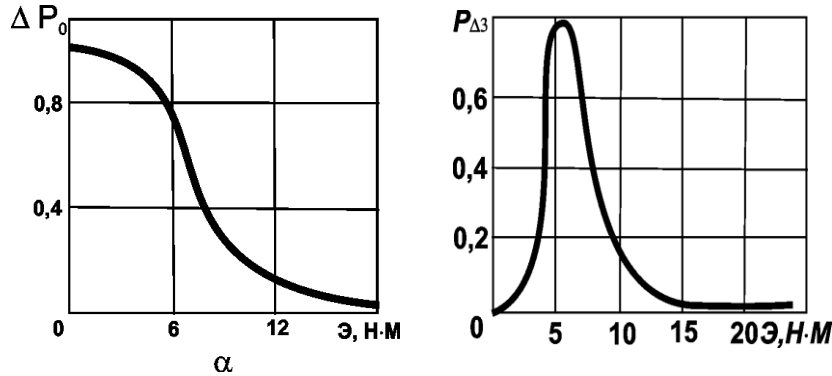


Рис. 1.2. Вплив динамічного навантаження на ступінь відділення ґрунту від коренеплодів ($W = 22 \dots 26\%$);

а – відносний вміст ґрунту на коренеплодах;
б – ступінь відділення ґрунту від коренеплодів.

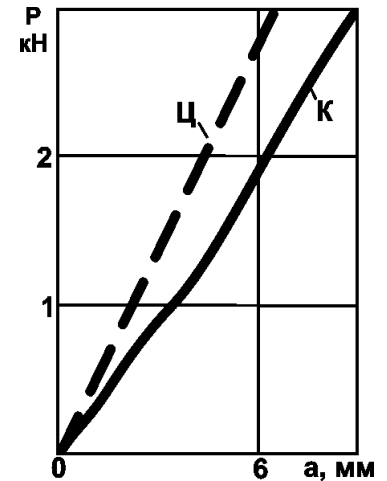


Рис. 1.3. Діаграма стиску коренів кормових (к) і цукрових буряків.

1.2. Джерела та види механічних пошкоджень коренебульбоплодів і значення допустимих меж параметрів їх взаємодії з робочими органами машин.

Одним з найважливіших показників якості роботи, як картоплезбиральних, так і бурякозбиральних машин є ступінь пошкодження плодів. Згідно даних Г.Д.Петрова, М.І.Верещагіна [20;89; 92], доля бульб з механічними пошкодженнями при їх механізованому збиранні є досить високою (практично ні одна машина не задовольняє агротехнічні вимоги). Так, за даними державних випробувань картоплезбиральних комбайнів на Центральній МВС [89] в залежності від умов роботи механічні пошкодження бульб сягали 22,7% в машини ККУ-2А, 17,2% в КПК-3 (дослідний взірець), 33,8% в КСК-4-1 і 23,8% в ДЛ-1500 фірми "Грімме" (ФРН) при допустимому рівні згідно агро вимог 10%. Показники якості роботи машин визначали в період масового збирання, при температурі і

вологості ґрунту, близьких до оптимальних. Збирання в більш ранні терміни, при пониженній температурі ґрунту призводить до різкого підвищення кількості механічних пошкоджень. За даними досліджень [89; 92] встановлено, що основними видами механічних пошкоджень в період повної стиглості є деформаційні плями від ударів (4,4... 23,6%) і впливи (4,0... 10,6%) м'якості, що свідчить про недосконалість технологічних схем машин і нераціональних, з точки зору механічних пошкоджень бульб, конструктивних і кінематичних параметрів органів комбайнів.

Аналогічна картина склалася при роботі комбайнів і машин для збирання цукрових буряків. Ряд якісних показників, що встановлені при випробуванні коренезбиральних машин на МВС [9; 27; 40; 75] є суттєво заниженими, оскільки роботу і регулювання параметрів машини контролюють одночасно декілька провідних інженерів заводів-виробників і дослідні машини виготовляються та складаються значно якісніше ніж серійні. Тому агровимоги стосовно ступеня сильних механічних пошкоджень коренеплодів досить часто не виконуються. Так, згідно літературних даних [9; 28], механічні пошкодження коренеплодів цукрових буряків (при роботі машин у важких ґрунтово-кліматичних умовах) можуть сягати 60%.

Втрати, що викликані технологічним процесом очищення коренеплодів робочими органами шнекового, роторного та кулачкового типів, в основному виникають за рахунок пошкоджень коренів при відділенні від них ґрунту та рослинних залишків. В процесі сепарації відбуваються ударні взаємодії коренів з робочими поверхнями очисників, що призводить до обривання хвостів, локальних відривів частинок коренів, їх дроблення [75].

Іншим видом пошкодження, що виникають при роботі шнекових сепараторів, вали яких обертаються в зустрічному напрямку (особливо при невисоких кутових швидкостях гвинтових валів) є защемлення коренеплодів між очисними валами, що спричиняє їх зминання [28].

Із збільшенням часу перебування коренів в робочому руслі збільшується ймовірність їх пошкодження. Тому ступінь агресивності шнеків, який

визначається висотою і частотою навивання рифів, і час перебування на них вороху обмежується, що в свою чергу веде до зниження сепаруючої здатності таких робочих органів [110].

В більшості літературних джерел (наприклад [8; 28; 110]) основним фактором, який впливає на ступінь пошкодження коренебульбоплодів є допустимі статичні навантаження на корені, або їх допустима висота падіння на тіла різної жорсткості та форми поверхні.

Так, згідно досліджень, проведених у ВІСГОМІ [22; 89; 92] для середніх розмірів картоплі (37... 49мм) різних сортів (Вольт ман, Рання роза, Кореневський, Лорх) руйнуючі навантаження (згідно переліку сортів) становили: максимальні – 1150; 1060; 700; 700 (Н); мінімальні – 310; 370; 290; 320 (Н); середні – 630; 900; 560; 570 (Н). Дані цих же досліджень [22, стор. 260] засвідчують, що для бульб товщиною 50... 60 мм допустимі статичні навантаження, при їх охопленні згинаючою прогумовленою стрічкою, жорсткою прогумовленою стрічкою, а також металевими пластинами становлять 1050 Н (у всіх випадках). Міцність ґрунтових грудок змінюється в досить широкому діапазоні. Середнє руйнуюче навантаження на одну ґрунтову грудку змінюється від 22 до 155 Н, а максимальне – від 110 до 340 Н.

В той же час, згідно даних підручника Е.С.Босого [7] (стор. 446) зусилля руйнування бульб картоплі при статистичному навантаженні становить: максимальні – 735... 883 Н; мінімальні – 196... 246 Н; середні - 343...490 Н. Такі суттєві різниці в значеннях силових факторів, що призводять до руйнування бульб, потребують їх уточнень, оскільки відносно цих даних відбувається вибір конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів та технологічних параметрів процесів сепарації вороху.

Варто зауважити, що аналогічні силові параметри, які вказують зону зусилля руйнування коренеплодів цукрових буряків у вищенаведених джерелах не наводяться.

Однак, досить цікавими є результати досліджень фізико-механічних властивостей столових коренеплодів, проведених А.І.П'янковим і

В.Ф.Шем'якіною [22]. Як вказують автори, удар при падінні коренеплодів з висоти 1 м на листову сталь практично не викликає виривів м'якоті, а кількість тріщин складає 8,33% навіть при значній вазі дослідних коренів 150...900 г).

Удар коренеплода в дерев'яну поверхню при висоті його падіння з 0,5 м викликає вириви м'якоті до 18,2%, при ударі коренеплода в коренеплід пошкодження м'якоті складає 9,1% (при аналогічній висоті падіння) і в прутки стрічкового транспортера – до 33,3% (при висоті падіння 0,25 м). Таким чином, найбільш травмонебезпечні поверхні для удару тіла коренеплода – прутковий елеватор (що підтверджено результатами досліджень для картоплі [22]), найменш – листовая сталь. Проміжні пошкодження, спостерігаються при взаємному ударі коренеплодів.

Таким чином, досліди зі свіже зібраними коренеплодами показали, що удар викликає різні види пошкоджень, які можна поділити на наступні групи: відламування хвостиків коренеплодів; пошкодження м'якоті – зазвичай у вигляді вм'ятини і як правило незначної глибини 1... 3 мм; тріщини різної довжини і товщини; розколювання коренеплодів на дві частини.

Коренеплоди моркви досить чутливі до ударів. Відсоток пошкоджених коренеплодів зростає з 7,5 до 83,3 в залежності від висоти падіння (0,5...1 м) і матеріалу робочої поверхні (металеві прутки; коренеплоди).

Незалежно від виду робочої поверхні та швидкості удару крупні коренеплоди пошкоджуються більше ніж дрібніші [22]. Так, середня вага пошкоджених коренеплодів столових буряків рівна 360 г, а не пошкоджених – 206 г, в числі яких 1/3 коренеплодів вагою 100 г. Цілком ймовірно, що в даному випадку має значення певна неоднорідність механічних властивостей тканин крупних і дрібних коренеплодів. Однак одна з головних причин, яка викликає підвищене пошкодження коренеплодів, полягає у величині живої сили, яку розвиває коренеплід у вільному падінні.

Відомо, що жива сила, тіла яке вільно падає складає

$$\frac{mv^2}{2} = \frac{pv^2}{2g} = PH, \quad (1.1)$$

де m – маса коренеплода;

v – швидкість взаємодії коренеплода з поверхнею робочого органа;

g – прискорення вільного падіння;

P – вага коренеплода;

H – висота падіння коренеплода.

З аналізу (1.1) випливає, що при заданій висоті падіння жива сила удару пропорційна вазі коренеплода.

В роботі Р.Б.Гевка [28] поряд з вище вказаними факторами, які впливають на ступінь пошкодження коренеплодів цукрових буряків, наводяться такі: площа контакту тіл взаємодії коренеплід – поверхня робочого органу, а також жорсткість робочого органу. Автором встановлені наступні закономірності: при висоті вільного падіння коренеплодів від 0,5 до 2 м глибини їх пошкоджень описується лінійними залежностями, кут підйому яких збільшується при зменшенні площі контакту: збільшення радіуса круглого поперечного перетину основи від 5 до 10 мм і від 5 до 15 мм призводить до зменшення глибини пошкоджень (при $H=1,5$ м) відповідно в 1,6... 1,9 і 2,3... 2,6 рази.

В дисертаційній роботі В.А.Поліщука [99] встановлені залежності глибини пошкодження коренеплодів цукрових буряків при їх взаємодії з обертовим бітером викопуючого пристрою. Ним доведено, що на ударні зусилля максимально впливає швидкість та реологічні характеристики тіл контакту, а в меншій ступені жорсткість поверхні робочого органу.

Вплив конструктивних і кінематичних параметрів шнекових, роторних і кулачкових очисників на ступінь пошкодження коренеплодів цукрових буряків досліджено в роботах Л.В.Погорілого, А.К.Сарапулова, М.М.Хелемендика, Р.М.Рогатинського, В.В.Брея [8; 95; 106; 109; 130].

Таким чином, на основі проведеного аналізу літературних джерел, встановлено, що основними факторами, які впливають на ступінь пошкодження

коренебульбоплодів є: швидкість ударної взаємодії продукту з робочим органом; площа контакту тіл взаємодії; жорсткість поверхні робочого органу; реологічні властивості та маса об'єкту очищення. Дані фактори необхідно враховувати при розробці технологічних процесів і робочих органів сепараторів збиральних машин.

1.3. Аналіз методик і результатів експериментальних досліджень з визначення ступеня пошкодженості та сепарації коренеплодів робочими органами машин.

На даний час відомо ряд методик, направлених на визначення, як окремих параметрів і показників якості виконання технологічного процесу коренезбиральними машинами, так і комплексного дослідження збиральних комбайнів і машин. Найбільш розповсюдженою є методика проведення експериментальних досліджень і випробувань бурякозбиральних машин в польових умовах [77], яка широко застосовується, як на державних машино-випробувальних станціях, так і в дослідних господарствах для визначення показників якості виконання технологічного процесу (втрати, пошкодження, забрудненість коренеплодів) та енергетичних показників при різних режимах роботи машини. Застосування даної методики є ефективним на стадії випробувань і оцінки бурякозбиральної техніки. В той час дослідження впливу на показники виконання технологічного процесу кінематичних і конструктивних параметрів різних робочих органів пов'язані із значними матеріальними витратами, а також обмежені сезонністю (1,5... 2 місяці) роботи техніки. Характеристики фону, вологості, твердості, в'язкості ґрунту, нерівностей поля, глибини копання та ін. суттєво впливають на значення показників при механізованому збиранні коренеплодів, що потребує багатократного повторення дослідів. Також, практично неможливим є встановлення впливу на якісні показники виконання технологічного процесу окремих робочих органів їх конструктивно-кінематичних параметрів, взаємозв'язку з іншими технологічними вузлами.

На стадії пошукових досліджень досить часто застосовують імітатори бульб, коренеплодів [40; 89; 99], які взаємодіють або з окремими робочими органами, або оброблюються в потоці вороху.

Для визначення ступеня пошкодженості бульб збиральними машинами у ВІСГОМі розроблена методика проведення досліджень за допомогою радіометричної системи “Радіобульба”, яка складається з датчика імітатора бульби картоплі, антен, радіоприймального пристрою та осцилографа [89]. Чутливий елемент (датчик зусиль імітатора) змонтований в штучній гумовій бульбі (“радіобульба”), заповненій селіконовим маслом. Разом з датчиком зусиль в бульбу вмонтований радіопередавач. За масою, розмірами та фізико-механічними властивостями “радіобульба” подібна до природної. Дві антени встановлювали на шляху проходження маси бульб в машині. Одна антена приймала сигнали від датчика за величиною навантажень, інша фіксувала місце проходження радіо бульби по робочих органах машини. Приймальний пристрій і ультрафіолетовий осцилограф встановлювались в рухомій лабораторії, яка рухалась паралельно до збиральної машини. “Радіобульбу” закопували в грядку, яка викопувалась і сепарувалась робочими органами разом з іншими бульбами картоплі. Осцилограф в масштабі записував зусилля стискання (або ударний імпульс), час дії навантаження і місцезнаходження “радіобульби”. “Радіобульбу” пропускали з десятикратною повторюваністю через комбайни, закопуючи його почергово у всіх рядках по ширині захвату комбайна.

Технологічні схеми комбайнів ДЛ-1500 фірми “Грімме”, ККУ-2А і КСК-4-1 з пронумерованими відрізками довжин робочих органів і осцилограмами, які їм відповідають зображені на рис. 1.4 – 1.6. З проведеного аналізу можна зробити висновок, що час проходження бульби технологічних вузлів даних машин складає 13... 26 с. При цьому кількість динамічних навантажень на “радіобульбу”, відповідно до переліку машин, складає 21; 48 і 32, а їх абсолютні значення 140... 200 н суттєво перевищують допустимі.

Аналізуючи технологічні схеми даних картоплезбиральних комбайнів і осцилограми зміни ударних навантажень на бульби, по мірі їх проходження

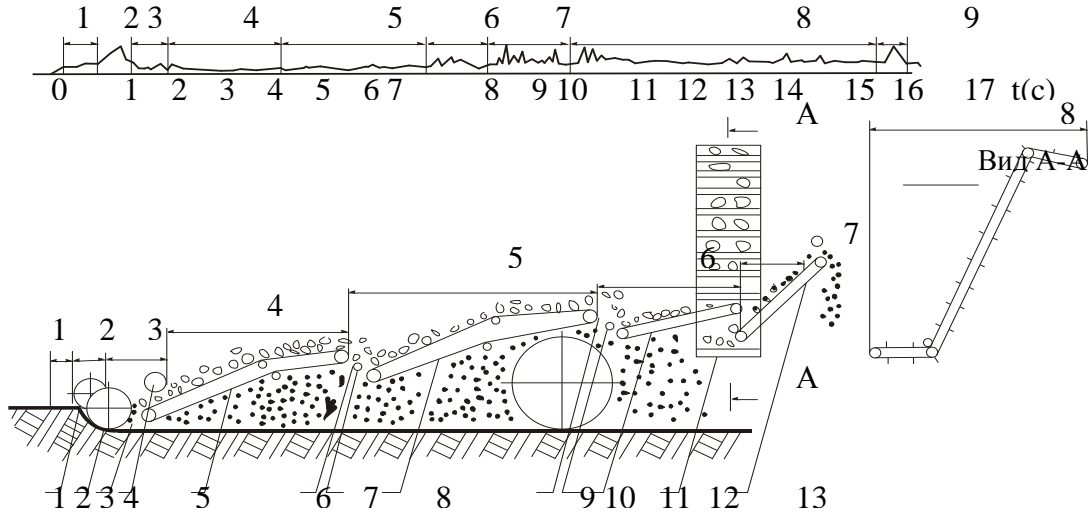


Рис. 1.4. Технологічна схема копача-навантажувача ДЛ-1500 (ФРН)

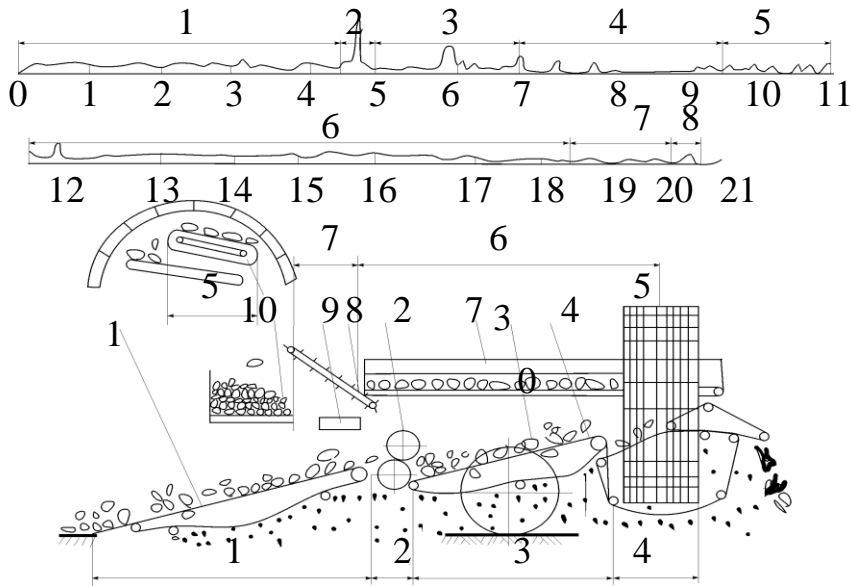


Рис. 1.5. Технологічна схема комбайна ККУ-2А

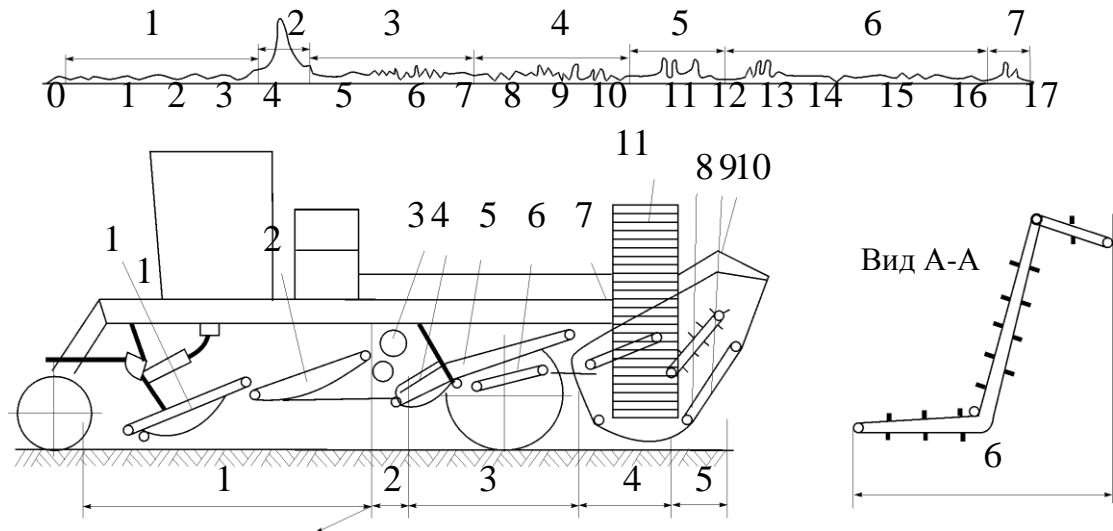


Рис. 1.6. Технологічна схема копача-навантажувача КСК-4-1

робочих органів, можна констатувати, що основними джерелами механічних пошкоджень є зони зміни напрямку потоку вороху, особливо при переході на вивантажувальний і піднімальний транспортери, а також при переходах в бункер і транспортні засоби.

Розглянута методика по визначенню найбільш травмонебезпечних зон в збиральних машинах є досить ефективною і реально відображає недоліки виконання технологічного процесу тими чи іншими комбайнами. Однак її застосування потребує значних матеріальних витрат, наявності високоточної тензометричної та радіоприймальної апаратури, яка повинна автономно працювати в полі, паралельно пересуваючись поряд з дослідною машиною. Тому застосування такої методики є можливим у науково-дослідних інститутах, машино-випробувальних станціях, а при пошукових дослідженнях реалізації її є практично неможливою.

Досить часто для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів робочих органів на коренеплоди застосовують їх імітатори.

Так, в дисертаційній роботі М.Г.Данильчинка [40] для визначення показників процесу сепарації коренеплодів та їх порівняльної оцінки в якості забрудненого коренеплоду цукрового буряка застосовувався гумовий коренеплід, оброблений сумішшю піску і силікатного клею. Дослідження проводились в лабораторних умовах. На шнекові та роторні очисники, які стаціонарно встановлювали на стенді завантажували імітатори коренеплодів (різної форми, ваги та величини). Обертання робочих органів забезпечувало переміщення умовного вороху в зону вивантаження і відділення від тіла імітатора налиплої суміші. Під сепараторами розміщували ємності, розділені між собою поперечними стінками. Шляхом зважування суміші, яка попадала в ємності після проходження потоку імітаторів визначали як загальну ступінь сепарації різних типів робочих органів, так і на окремих участках переміщення.

На основі проведених досліджень [40] встановлено, що швидкість переміщення коренеплодів в еліпсному гвинтовому очиснику в 1,32... 1,44 рази вища, ніж в циліндричному, а зміна кута нахилу лінії розташування шнеків від 8°

до 10^0 призводить до зменшення швидкості переміщення коренеплодів в 1,13... 1,15 разів. Найвищу ступінь сепарації імітаторів коренеплодів мали роторні очисники (94%), далі шнекові еліпсні (84%), далі шнекові циліндричні (78%). Однак отримані дані носять відносний характер, так як наступні сепарації тих чи інших робочих органів значний вплив мали конструктивні особливості очисників коренезбиральних машин КС-6Б і КС-6Б-05. Така методика може застосовуватись виключно для визначення якості очищення коренеплодів і не передбачає дослідження глибини їх пошкоджень.

В роботах В.А.Поліщука і Р.Б.Гевка [28; 29; 99] для визначення глибини пошкоджень коренеплодів при їх взаємодії з жорсткою нерухомою та пружною лопатками бітерного валу викопуючого пристрою застосована наступна методика. Попередньо, вибирались коренеплоди цукрових буряків близькі один до одного за масою. Далі, корені кидали з певної висоти на лопатку бітера, вал якого жорстко закріплювали. При цьому, глибина пошкоджень коренеплодів визначалась шляхом зрізання травмованого шару і відповідним замірюванням його товщини. Далі, бітерний вал кінематично з'єднували з пружно-захисним механізмом [99] і проводили аналогічні дослідження, при різних режимах роботи і параметрах механізму.

За отриманими результатами встановилась глибина пошкоджень коренеплодів в залежності від конструктивних параметрів бітерного валу та швидкості взаємодії коренеплодів з робочими органами.

Однак, дана методика дослідження глибини пошкодження коренеплодів є надзвичайно тривалою (необхідно 1-2 години затратити на термін потемніння з деформованої зони коренеплоду), а також потребує багаторазового повторювання дослідів, підбору коренеплодів однієї ваги, форми та сорту. Для прискорення досліджень був застосований імітатор коренеплоду, виконаний у вигляді сферичного ізотропного пластичного шару, наприклад пластиліну [90]. В цьому випадку, при взаємодії імітатора з лопаткою бітера, чітко спостерігається zdeформована зона у вигляді плями контакту, яка при інших постійних

параметрах ударної взаємодії збільшується при підвищенні жорсткості з'єднання лопатки з ведучою ланкою бітерного валу.

При однакових параметрах взаємодії коренеплоду та імітатора встановлюють співвідношення між глибинами їх деформацій. Далі дослідження проводяться виключно з імітатором і будуються графічні залежності величини його деформації від конструктивних та кінематичних параметрів бітерного валу.

Дана методика може знайти застосування виключно в лабораторних умовах при дослідженні окремих робочих органів.

Одним з перспективних напрямків покращення ступеня сепарації коренеплодів є їх доочищення на пруткових транспортерах, загальна довжина яких в технологічному руслі коренезбиральних машин складає від 30% до 70% [28; 83; 111]. Одним із способів такого доочищення коренеплодів є надання скребковим полотнам повздовжніх коливних рухів, параметри яких обґрунтовані в дисертаційній роботі Павха І.І. [83]. Автором також запропонована і методика визначення ступеня сепарації коренеплодів без зупинки машини, яка збирає врожай. У цьому випадку між коренезбиральною машиною з досліджувальним доочисним вивантажувальним транспортером і транспортним засобом розстеляють рядно. При переміщенні машини і транспортного засобу між прутками транспортера просипаються домішки, які попадають на рядно, а далі зважуються. Змінюючи ті чи інші параметри робочого органу, можна встановити ступінь їх впливу на які сепарації коренеплодів.

Недоліком такої методики є її відносність, тобто неможливість визначення абсолютних показників ступеня сепарації коренеплодів.

Експериментальними дослідженнями технологічних процесів сепарації коренеплодів з визначенням впливу конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів очисних робочих органів на ступінь забрудненості та пошкодженості коренеплодів цукрових буряків займались Л.В.Погорілий, М.М.Хелемендик, Б.П.Шабельник, В.В.Брей, В.М.Булгаков, А.К.Сарапулов, Р.Б.Гевко, М.Г.Данильченко, Я.І.Козіброда та ін.

В дисертаційній роботі Р.Б.Гевка [28] зведені показники якості виконання технологічного процесу коренезбиральними машинами (табл. 1.3), які проходили випробування на державних машино-випробувальних станціях. На основі аналізу даних результатів, встановлено, що для трироторних сепараторів (машина КС-6Б-05) забрудненість зібраних коренеплодів знаходилась в межах 1,5...4,9%. Значна кількість домішок у купі зібраних коренеплодів (14,7%) при випробовуванні комбайна КС-6Б-05 на Львівській МВС (1988р.) пояснюється неякісною роботою гичкозбиральної машини БМ-6Б, оскільки основною частиною домішок були зв'язані з коренеплодами залишки гички, які відповідно становили 14,4%. Сильні механічні пошкодження коренеплодів при їх очищенні трироторним сепаратором знаходяться в межах 0,3... 2,9%. Значні пошкодження коренеплодів (9,4%) при визначенні функціональних параметрів даної машини на ВНДІМОТ (1988р.) пояснюються граничною межею фізико-механічного стану ґрунту (вологість – 8... 11,2% і твердість – до 4,6 МПа).

Застосування двороторних сепараторів забезпечує зменшення активного транспортного шляху очищення коренеплодів, що відповідно зменшує ступінь їх сильних механічних пошкоджень (до 0,4%).

Використання в компоновочних рішеннях коренезбиральних машин шнекових очисників дають такі результати: забрудненість коренеплодів 5,3... 6,6%, сильні пошкодження – 0,9... 3,1% (табл. 1.3).

Комплексній оцінці впливу різних типів сепараторів, їх конструктивних і кінематичних параметрів на якісні показники виконання технологічного процесу коренезбиральними машинами присвячена дисертаційна робота М.Г.Данильченка [40]. Автором оброблені протоколи державних випробувань різних конструкцій бурякозбиральних машин, які зведені в таблицю 1.4.

З проведеного аналізу встановлено, що найбільші пошкодження коренеплодів спостерігаються при роботі роторних очисників, однак вони характеризуються високими сепаруючими властивостями. Менші пошкодження дають шнекові очисники, але разом з тим вони поступаються роторним очисникам по якості очищення вороху коренеплодів.

Показники якості виконання технологічного процесу
коренезбиральними машинами

Коренезбр. машина	Типи викопувально-очисного пристрою	Місце і рік випробувань	Коренеплоди	Врожайн. т/га	Вологість гр. (0-20см),%	Твердість гр. (0-20см), МПа	Робоча шв.,м/с	Втрати кор., %	Забруд. Кор., %	Сильні пошк., %
1. КС-6Б-05	пасивний лемішний	Львів.МВС, 1988	кормові	73,1	37 – 34	1,2 – 1,7	1,5	2,6	14,4	0,3
2. КС-6Б-05	диск – трироторний	ВНДІМОТ, 1988	цукрові	48,2	8,6 – 11,2	1,5 – 4,6	1,5	2,9	4,9	9,4
3. КС-6Б-05	сепаратор	ЦЧ МВС, 1988	кормові	110,9	19 – 24	2,1 – 3,0	1,5	3,04	3,93	2,91
4. КС-6Б-05		Львів, МВС, 1989	кормові	92,7	28,5 – 30	1,53 – 2,57	1,5	0,2	1,5	0,8
5. КС-6Б	активні дискові	ЦЧ МВС, 1990	цукрові	37,7	22,35 – 24,84	0,71 – 1,25	1,5	0,4	6,6	3,0
6. КС-6Б	копачі –	УкрЦВТ, 1990	цукрові	40,0	12,4 – 16,2	3,2 – 4,7	1,5	1,4	7,2	3,1
7. КС-6Б	шнековий	Львів, МВС, 1990	цукрові	46,6	12,7 – 16,7	2,06 – 3,78	1,5	0,6	6,6	0,9
8. КС-6Б	сепаратор	УкрЦВТ, 1992	цукрові	30,8	25,8 – 26,6	1,4 – 2,0	1,5	1,2	5,3	3,0
9. КС-6Б-02	вилкові копачі	УкрНДІПВТ, 1994	цукрові	44,4	9,1 – 9,9	1,8 – 2,4	1,5	1,0	7,6	2,4
10. КС-6В	п. диск-дворот. сеп.	Львів, МВС, 1991	цукрові	39,5	17,6 – 2,8	1,42 – 2,8	1,5	0,2	0,5	0,4
11. КС-6Б	V-под. форма диска	ЦЧ МВС, 1992	цукрові	45,2	34 – 26,6	1,32 – 1,37	1,5	1,0	14,6	4,1
12. КС-6Б	Г-под. форма диска	К-п “Нива”, 1996	цукрові	34	25 – 30	1,8 – 2,2	1,5	1,2	7,0	3,0
	лемішний диск-						1,0	0,0	3,7	1,1
13. КС-6В	роторний підбирач	ВНДІМОТ, 1988	кормові	94,4	15,4 – 16,8	1,5 – 4,6	1,5	0,2	6,1	1,7
	бітерний очисник						2,0	0,7	6,7	2,3
14 КС-6Б	вібраційний копач.	Львів, МВС, 1995	цукрові	22,7	17,8 – 19,7	1,8 – 2,4	1,6	1,4	3,8	4,7
15. МКП-6	ак. диски-шнec. оч.	ВНДІМОТ, 1991	цукрові	45,8	25,9 – 24,3	0,6 – 1,4	1,8	1,2	21,8	2,3
16. МКП-3	п. диск-бітерн. оч.	К-п “Нива”, 1995	цукрові	26,8	18 - 22	1,5 – 2,5	1,5	2,3	4,4	4,7

Варто відмітити, що вище наведені результати випробувань є досить загальними, оскільки на ступінь сепарації і пошкодження коренеплодів впливають також тип копачів, наявність в машинах спеціальних до очисників (еластичних гірок), грудкоподрібнювачів, бітерних валів та ін. В той же час, встановити безпосередній вплив тих чи інших конструктивних або кінематичних параметрів на ступінь пошкодження чи сепарації коренеплодів в польових умовах на даний час є практично неможливо, оскільки відсутні відповідні методики таких досліджень.

Таблиця 1.4

Агротехнічні показники польових випробувань сепараторів

ПАРАМЕТР	Шнековий циліндрич. КС-6Б	Шнековий еліпсний КС-6В	Трироторний КС-6Б-05	Двомоторний КС-6В
Загальна забрудненість коренів, %	3,9... 6,1	3,1... 3,93	1,5...3,93	1,6... 4,2
Втрати, %	1,8... 1,9	1,8... 1,9	0,2... 1,5	0,2... 1,4
Травмування, %	8,8...9,8	8,0... 9,2	12,0... 12,9	8,2... 8,6

Встановленню раціональних конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів малогабаритних причіпних коренезбиральних машин, а також розробці нових способів сепарації та транспортуванню коренеплодів присвячені роботи В.М.Булгакова [9; 11; 12]. На основі проведених досліджень автором встановлені енерговитрати технологічного процесу збирання коренеплодів цукрових буряків причіпною коренезбиральною машиною. Аналіз отриманих даних показав, що загальні затрати потужності головним чином визначаються глибиною копання і змінюються в досить широких межах 42... 74

кВт. При цьому найбільша доля потужності (29,85 кВт) припадає на подолання тягового опору, що фактично складає 56% всіх енерговитрат. Копачі поглинають потужність, рівну 9,6 кВт, а разом з очисними робочими органами – 16,4 кВт, що складає 31% від загальних енерговитрат процесу збирання [9]. Таким чином, на очисні робочі органи припадає 6,8 кВт або 12,8% від всіх енерговитрат. Отримані В.М.Булгаковим залежності питомої енергомісткості процесу збирання коренеплодів коренезбиральною машиною від швидкості її переміщення та глибини копання показали, що в діапазоні швидкостей до 2 м/с питома енергомісткість із збільшенням поступальної швидкості машини зростає незначно, при середньому її значенні 3,5... 4,0 кВт·с/кг. Однак збільшення глибини копання від 0,04 м до 0,12 м призводить до значного підвищення питомої енергомісткості технологічного процесу збирання коренеплодів в 1,5 рази, яка сягає 6,5 кВт·с/кг.

На Львівській МВС проведено дослідження по визначенню енергетичних показників дискових викопувальних пристроїв, агрегованих з бурякозбиральними машинами КС-6Б і КС-6В [75]. Встановлено, що тяговий опір при викопуванні коренеплодів на глибині 70 мм збільшується в 1,47... 1,52 рази при зміні поступальної швидкості машини від 1,35 до 2,5 м/с і відповідно складає: 8,7 кН і 13,3 кН (граничні значення). Для коренезбиральної машини КС-6Б-05 з дисково-лемішним копачем і трироторним підбирачем-сепаратором коренеплодів визначено, що при її поступальній швидкості в межах 1,0... 1,3 м/с тяговий опір змінюється в діапазоні – 10,5... 10,9 кН; затрачена потужність – 43,6... 75,2 кВт; питомі енерговитрати – 44,7... 54,7 кВт·год/га.

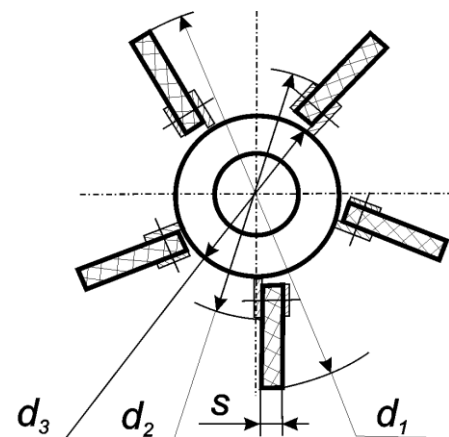
Експериментальні дослідження кулачкових очисників проведені Б.П.Шабельниковим [133]. На основі польових випробувань, при збиранні коренеплодів в сухих ґрунтово-кліматичних умовах і при наявності твердих грудок ґрунту (вологість 14%, твердість 3,9 мПа), встановлено, що для приводу валів кулачкових очисників доцільно застосовувати пружні ланки (торсіони) жорсткістю 374 Нм/рад, що забезпечить високу якість процесу сепарації (зменшуються пошкодження коренеплодів) і надійність робочого органу. Три

лопаткові кулачки повинні виконуватись з однаковим осьовим кроком по довжині вала 0,045 м. Кількість пошкоджених коренеплодів при цьому не перевищує 5%, а кількість домішок ґрунту в зібраному воросі коренеплодів не перевищує 3%. Питомі енерговитрати знаходяться в межах 0,0735... 0,145 кВт·с/кг.

Результати експериментальних досліджень шнекових і кулачкових очисників наведені в дисертаційній роботі А.К.Сарапулова [109]. Як встановлено дослідженнями, оптимальна кутова швидкість кулачків відповідає обертанню першого вала з частотою 190... 200 об/хв., а оптимальний кут нахилу очисника до горизонту складає 15° .

На основі пошукових досліджень, конструкторами розроблені шнекові, роторні, кулачкові та бітерні очисники, які широко застосовуються в бурякозбиральних машинах. Так, згідно досліджень проведених на ВАТ “ТеКЗ” і державних машино-випробувальних станціях встановлені основні конструктивні та кінематичні параметри робочих органів сепараторів коренеплодів цукрових буряків [27; 75].

Параметри бітерних (рис. 1.7) очисних робочих органів



$$d_1 = 170 \dots 180 \text{ мм};$$

$$d_2 = 110 \dots 120 \text{ мм};$$

$$d_3 = 54 \dots 60 \text{ мм};$$

$$S = 10 \text{ мм};$$

$$n = 310 \dots 330 \text{ об/хв.}$$

Рис. 1.7. Конструктивні схеми очисників шнекового типу, для шестирядного виконання коренезбиральних машин представлені на рис. 1.8 і 1.9.

Рациональні конструктивно-технологічні параметри розвідних шнекових очисників (рис. 1.8): $d_1 = 106... 110$ мм; $d_2 = 122... 126$ мм; $d_3 = 300... 320$ мм; $d_4 = 240... 260$ мм; $d_5 = 246... 252$ мм; $d_6 = 186... 192$ мм; $l_1 = 740... 740$ мм; $t_1 = 120$ мм; $t_2 = 270$ мм; $t_3 = 180$ мм; $n_1 = 340... 360$ об/хв.; $n_2 = 340... 360$ об/хв.; $n_3 = 520... 530$ об/хв.

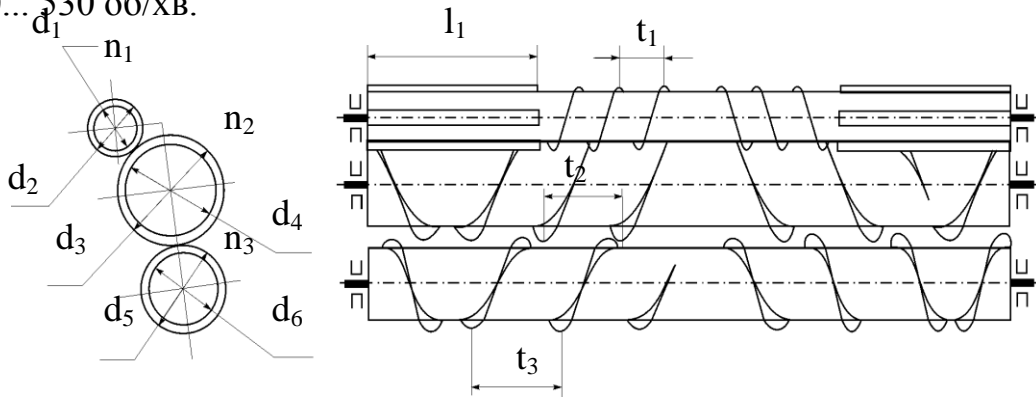


Рис. 1.8. Група розвідних очисних шнеків

Відповідно аналогічні параметри для звідних шнекових очисників (рис. 1.9): $d_1 = 130... 140$ мм; $d_2 = 122... 126$ мм; $d_3 = 106... 110$ мм; $d_4 = 166... 170$ мм; $d_5 = 310... 320$ мм; $d_6 = 240... 260$ мм; $d_7 = 240... 260$ мм; $d_8 = 280... 300$ мм; $t_1 = 270$ мм; $t_2 = 270$ мм; $t_3 = 270$ мм; $t_4 = 180$ мм; $n_1 = 340... 360$ об/хв.; $n_2 = 340... 360$ об/хв.; $n_3 = 340... 360$ об/хв.; $n_4 = 520... 540$ об/хв.

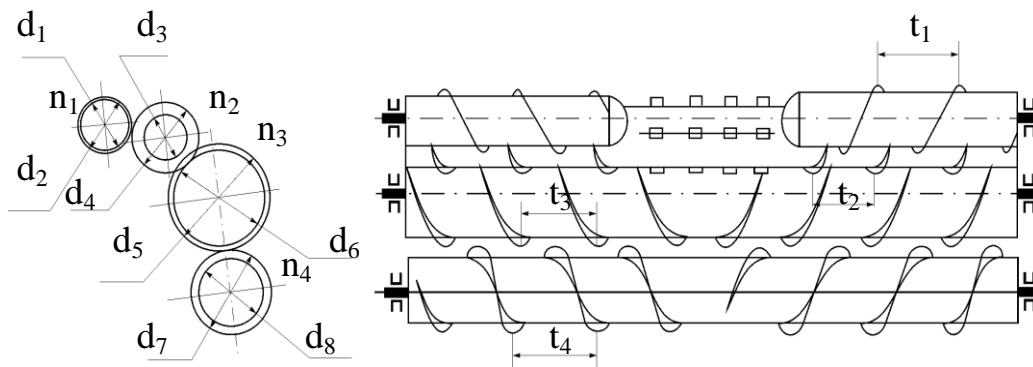
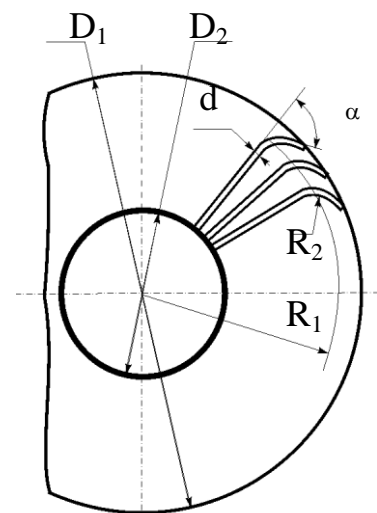


Рис. 1.9. Група звідних очисних шнеків

Рекомендовані конструктивно-технологічні параметри роторних підбирачів-сепараторів (рис. 1.10) знаходяться в наступних межах:

$$D_{11} = 1320 \text{ мм};$$

$$d_1 = 18 \text{ мм};$$



$$\alpha = 14... 16 \text{ град.};$$

$$R_1 = 1220... 1230 \text{ мм};$$

$$R_2 = 70... 80 \text{ мм};$$

$$n = 32... 36 \text{ об/хв..}$$

Рис. 1.11. Сепаруючий ротор-підбирач

Конструктивно-кінематичні

параметри кулачкового
грудкоподрібнювача;
 $40 < \alpha < 53$ град;
 $n = 185... 348$ об/хв..;
 $S = 50$ мм.

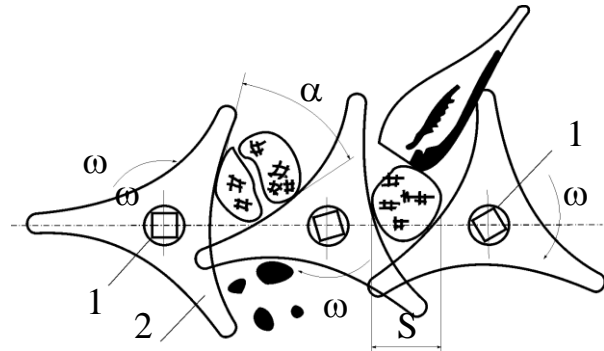


Рис. 1.12. Кулачковий грудкоподрібнювач

Наведені схеми робочих органів та раціональні межі їх параметрів можуть забезпечити якісне виконання технологічного процесу машинами лише в номінальних умовах роботи.

Широкий діапазон зміни ґрунтово-кліматичних умов збирання буряків в Україні потребує диференційованого підходу при проектуванні коренезбиральних машин. Так з аналізу проспектів провідних зарубіжних фірм виробників техніки “Тim” (Данія), “Natrot”, “Herriau” (Франція), “Holmer”, “Stoll” (ФРН) та інших, встановлено, що ступінь сепарації коренеплодів регулюється застосуванням додаткових очисних пристроїв в залежності від умов роботи [96; 120].

Для підвищення технічного рівня вітчизняної бурякозбиральної техніки необхідно з однієї сторони проводити пошуки перспективних схем і компоновок робочих органів та машин в цілому, а з іншої розробляти методики теоретичного обґрунтування параметрів технологічних вузлів, а також їх експериментальних досліджень.

1.4. Аналіз теоретичних досліджень з визначення параметрів сепаруючих робочих органів.

Фундаментальні основи з розробки і дослідження процесів сепарації бульбо- та коренеплодів цукрових і кормових буряків та обґрунтування параметрів робочих органів для їх здійснення викладені в працях відомих вчених П.М.Василенка, Л.В.Погорілого, О.О.Василенка, В.С.Глуховського, Б.П.Шабельника, Г.Д.Петрова, В.А.Хвостова, А.К.Сарапулова, В.М.Булгакова, М.М.Хелемендика, Б.М.Гевка, Р.М.Рогатинського, С.А.Топоровського, І.М.Серебрякова, Ю.Б.Авансова, М.М.Зуева, П.В.Савича, П.І.Сичова та ін.

В працях Л.В.Погорілого [95; 110] приведені аналітичні залежності для визначення швидкості переміщення коренеплоду по поверхні шнекового очисника V_k та швидкості транспортування вороху вздовж осі шнеків V_b

$$V_k = \frac{W}{B_o g}, \quad (1.2)$$

де W – продуктивність машини;

B_o – ширина робочого русла очисника;

g – маса коренеплодів, розташованих в один шар на одиницю площі (25... 30 кг).

$$V_b = \frac{W}{k(R_1 + R_2 + C)g},$$

(1.3)

де k – кількість робочих русел очисника; R_1 , R_2 – радіуси шнеків, які утворюють робоче русло; C – зазор між шнеками.

Діаметр шнеків вибирають з умови, що контактні напруження, які виникають в тілі коренеплоду під дією ударної сили взаємодії будуть менші допустимих ніж для матеріалу коренеплоду. Умова не пошкодження коренів в процесі їх очищення має вигляд [110]

$$\frac{2g(R+C)l_b \sin \alpha (f \cos \beta \sin \beta + 1) \varepsilon^2 E^2}{r_b^2} \leq [\sigma]^3,$$

(1.4)

$$\cos\alpha = \frac{R+C}{R+r_k}; \quad \beta = \arctg \frac{l_b}{2R}.$$

де l_b - крок гвинта шнека; r_k і r_b – відповідно радіус коренеплоду і гвинта шнека; ε - коефіцієнт, який залежить від співвідношення кривизни поверхонь тіл контакту і вибирається за відповідними таблицями опору матеріалів; E – модуль пружності матеріалу коренеплода; $[\sigma]$ – допустимі напруження стискання тіла коренеплода.

При виборі параметрів роторного очисника (радіуса диска R , швидкості його обертання ω , кута розташування до горизонту α) в першу чергу необхідно враховувати його пропускну здатність [110]:

$$W = \pi \xi_1 R^2 \omega, \quad (1.5)$$

де $\xi_1 = 1 - r^2/R$ – коефіцієнт, який враховує використання робочої поверхні диска (для роторів-підбирачів $R - r = 250 \dots 300$ мм);

k – радіус суцільної основи ротора.

Кут розташування ротора по відношенню до горизонту, його кутова швидкість і радіус повинні задовольняти умовам, які забезпечують перевищення рухомої сили, обумовленої силою тертя коренеплодів по решітчастій поверхні ротора, над силою опору обмежувальних стінок від дії відцентрових сил [110]:

$$\omega^2 R \leq \frac{gf_1 \cos\alpha}{f_2}, \quad (1.6)$$

де f_1, f_2 – коефіцієнти тертя коренеплодів по поверхні диска

і обмежувальних стінка;

g – прискорення вільного падіння.

Однак, приведені залежності відображають лише основні закономірності процесу і взаємозв'язку між параметрами сепараторів, а остаточні розрахункові залежності, як правило, уточнюються з врахуванням результатів експериментальних досліджень.

Процеси сепарації бульбоплодів картоплі за допомогою ударних взаємодій досліджені Г.Д.Петровим, В.А.Хвостовим, М.І.Верещагіним, Д.С.Абусеїдовим та ін. [1; 20; 92]. На основі проведених досліджень визначені основні закономірності характеру пошкодження бульб картоплі в залежності від типу робочих органів, параметрів їх жорсткості та площ контакту, швидкості бульбоплоду в момент удару.

Дослідженням барабанно-шнекових очисників коренеплодів цукрових буряків присвячені роботи М.М.Хелемендика, В.М.Доманькова, В.П.Мармалюкова та ін. [41; 130]. Ними встановлені оптимальні та раціональні конструктивно-технологічні параметри робочих органів в зв'язку з енерговитратами на виконання технологічного процесу.

В працях Б.М.Гевка і Р.М.Рогатинського [25; 26; 106] досліджено вплив параметрів еліпсних шнекових очисників на характер переміщення коренеплоду в технологічному руслі. Наведені залежності для визначення коефіцієнтів динамічності, які визначають ступінь очищення вороху і залежать від величини ексцентриситетів валів, їх середніх діаметрів, розмірів коренеплодів, кутових швидкостей і технологічної схеми очищення. Встановлені залежності для визначення кінематичних і динамічних характеристик коренеплодів при їх транспортуванні та очищенні.

Р.М.Рогатинським [105] розроблені математичні моделі взаємодії коренебульбоплодів між собою та робочими органами на основі їх формалізованого опису функціями полів одиничного градієнту. Приведена методика загального розв'язування об'ємної задачі такої взаємодії із визначенням базових кінематичних і динамічних параметрів очищення, сортування та транспортування коренебульбоплодів. Розроблений спосіб динамічного сортування картоплі та інших овочів шнековими сортувальниками із еліпсними конічними гвинтовими робочими органами [25]. Встановлено, що

раціональними режимами сортування з умови точності технологічного процесу і не пошкодження картоплі є кутова швидкість валків $w = 15... 30$ 1/с, осьова швидкість картоплі $V = 0,5... 1,0$ м/с, коефіцієнт динамічності очищення $k_d = 0,5... 0,8$.

Р.М.Рогатинським встановлено, що найтіснішим кореляційним зв'язком ($r = 0,7... 0,9$) пошкодження коренебульбоплодів зв'язане із максимальними напруженнями, які при центральному пружному ударі в жорстку стінку пропорційні величинам, що включають модуль зсуву $G_T^{1,07}$, масу $m^{0,2}$, швидкість ударного зіткнення $V_c^{0,4}$, кривизну поверхні коренебульбоплоду $k^{0,47}$, коефіцієнт Пуассона $(1-V^2)^{-0,5}$ [105; 106]. При цьому ступінь пошкодження коренебульбоплодів залежить від співвідношення глибини жорсткого зближення (Δh) та радіусу кривизни в точці контакту (r), а саме $e = \Delta h/r$. Для картоплі пружна деформація реалізується при $e < 0,03$, при $0,03 < e < 0,05$ – пластична деформація із мікро пошкодженнями внутрішніх структур і при $e > 0,07$ пошкодження із руйнуванням суцільної бульби [105].

Для випадку удару коренебульбоплоду в жорстку поверхню максимальні напруження, які задають рівень пошкоджень [106]:

$$\sigma_{\max} = 0,364 K_{ij}^{1,07} m^{0,2} V_o^{0,4} (K_1 + K_2)^{0,467},$$

(1.7)

де K_{ij} – параметр моделі;

V_o – швидкість коренебульбоплоду до удару;

K_1, K_2 – кривизна поверхні робочого органу та продукту очищення.

В дисертації М.Г.Данильченка [40] на основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень запропонована методика вибору конструктивних параметрів очисників на стадії їх проектування, порівняно з базовими за коефіцієнтом динамічності і ступенем очищення W , які зв'язані між собою залежністю:

$$W = 100 \left(\frac{K_{\partial}^{\delta}}{K_l + C} \right) n, \quad (1.8)$$

де K_{∂}^{δ} і K_l – коефіцієнт динамічності відповідного базового і нового очисника;
 C і n – коефіцієнти вираховані для кожного типу очисника на основі експериментальних залежностей.

Для шнекових еліптичних очисників $C = 0,09$; $n = 0,95 \dots 1$. для роторних очисників $C = 0,03$; $n = 1,3$.

В дисертаційній роботі Б.П.Шабельника [133] розглядаються питання пов'язані з підвищенням технічного рівня кулачкових очисників. Ним виведені залежності для визначення кутової швидкості кулачків з умови безвідривного руху компонентів вороху по поверхнях робочого органу

$$\omega = \frac{1}{a+h} \left[\sqrt{V_m^2 \cos^2(\varphi_0 + \tau) - g(a+h) \cos \varphi_0} + V_m \cos(\varphi_0 + \tau) \right], \quad (1.9)$$

де a – величина ексцентриситету лопатки кулачка;

h – половина висоти компонентів вороху;

V_m – швидкість компонентів вороху на початку руху,

яка направлена під кутом τ до горизонту;

φ_0 – кут, який визначає початкове положення лопатки кулачка.

Виконання даної умови забезпечує мінімальне пошкодження коренеплодів, яке не перевищує 5%. Б.П.Шабельником розроблені методи розрахунку геометричних і кінематичних параметрів кулачкового конвейера-очисника, а також методика визначення економічної ефективності очисника від зниження механічних пошкоджень коренеплодів під час їх збирання в перерахунку на 1 га [133]:

$$E_c \left\{ \frac{\left[Q_{\bar{b}} - \frac{q_{\bar{b}}(1+t)}{2} \right] n_{\bar{b}} - \left[Q_H - \frac{q_H(1+t)}{2} \right] n_H}{W_{\bar{b}} - W_H} \right\} \frac{t}{97150} \cdot 10^{-2} \frac{z_{PH}}{га},$$

(1.10)

де $Q_{\bar{b}}$; Q_H – валовий збір коренеплодів машинами з базовим і новим очисником за сезон, (тон);

$W_{\bar{b}}$; W_H – річне напрацювання базової і нової модифікованої машини, (га);

$q_{\bar{b}}$; q_H – денний прохід коренеплодів при сепарації базовою і новою модифікованою машинами, (тон);

t – число днів зберігання коренеплодів;

$n_{\bar{b}}$; n_H – кількість сильно пошкоджених коренеплодів базовою і новою модифікованою машинами.

В роботах В.А.Поліщука і Р.Б.Гевка [28; 29; 99] проведено теоретичне обґрунтування параметрів робочих поверхонь та вузлів приводу бітерного валу з умови не пошкодження коренеплодів. В загальному випадку, динамічна взаємодія бітера з коренем цукрового буряка із налиплим ґрунтом описується системою диференціальних рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} -m\ddot{Y}_1 mg \cos \gamma + ku^{3/2} = 0; \\ -I\ddot{\varphi} - ku^{3/2} D / 2 + c_{\varphi} \Delta\varphi = 0; \\ Y_1 = \frac{\Delta\varphi D}{2} - u, \end{array} \right.$$

(1.11)

де m – маса коренеплоду з налиплим ґрунтом;

I – момент інерції бітера;

C_φ крутильна жорсткість пружного вузла;

u – величина жорсткого зближення коренеплоду з лопаткою;

$k = 4E_1\sqrt{R/3(1-\mu_1^2)}$ – постійна, яка залежить від властивостей коренеплоду (при умові роботи металеві лопатки бітера $E_2 \gg E_1$);

E_1 – відповідно модуль пружності коренеплода;

μ_1 – коефіцієнт Пуассона коренеплода.

Залежність кута демпфування $\Delta\varphi$ від силових параметрів ударної взаємодії бітер – коренеплід має вигляд [99]:

$$\Delta\varphi = \sqrt{\left[m_n V_0^2 - 2E - 4ku \right] / C_\varphi}, \quad (1.12)$$

де E – кінетична енергія зближення тіл взаємодії;

V_0 – швидкість взаємодії;

m_n – приведена маса коренеплоду.

З аналізу системи диференціальних рівнянь (1.11) встановлено, що на ударні зусилля максимально впливає швидкість та реологічні характеристики тіл контакту, а в меншій ступені кутова жорсткість пружного вузла передачі моменту та момент інерції бітерного валу.

Теоретичним обґрунтуванням конструктивних і кінематичних параметрів шнекових і кулачкових очисників присвячена кандидатська дисертаційна робота А.К.Сарапулова [109]. Дані пошуки були направлені в першу чергу на визначення раціональних геометричних розмірів (діаметри валів, висота навивання та крок спіралей шнеків, взаємне розташування елементів робочих органів) та частота їх обертання.

Встановлення закономірностей впливу конструктивних і технологічних параметрів сепаруючих робочих органів на ступінь пошкодження коренеплодів присвячені роботи Р.Б.Гевка [27; 28].

Згідно з [28] одним з основних напрямків підвищення інтенсивності очищення коренеплодів є збільшення кутової швидкості обертання коренеплоду та параметрів da/dt і $d\varepsilon/dt$ при невисокому рівні динамічних навантажень (a та ε), що дозволяє зменшити час очищення та шлях проходження коренеплодів по сепаруючих поверхнях і відповідно зменшити матеріало- і енергомісткість конструкцій очисників. В загальному випадку рівняння руху коренеплоду у воросі із врахуванням змінної маси m_t тіла визначається

$$\begin{aligned} & \frac{d(m_t \bar{V}_k)}{d_t} + \frac{dm_0(\bar{V}_k - \bar{V}_b)}{d_t} - \frac{d(m_b \bar{V}_b)}{d_t} + \bar{\Phi} + \\ & + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^k \left(\bar{n}_i - \mu \frac{\Delta \bar{V}_i}{|\Delta \bar{V}_i|} \right) N_i(t - \tau_j) = 0; \\ & \sum_{i=1}^n \left[\sum_{j=1}^k \left(\bar{n}_i - \mu \frac{\Delta \bar{V}_i}{\Delta V} \right) N_i(t - \tau_j) \right] \times \bar{r}_j + \bar{M}_b + \bar{\Phi} r_{np} - \bar{l}_o^l = 0, \end{aligned}$$

(1.13)

де \bar{V}_k і \bar{V}_b - відповідно вектори швидкості коренеплоду та вороху, що займає

об'єм рівний коренеплода із землею (m_t);

m_0 - приєднана маса середовища, що рухається одночасно із коренеплодом;

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

\bar{r}_i - радіус вектора точки контакту;

\bar{r}_{np} - приведений радіус прикладання рівнодійної розподілених сил Φ ;

l_o^e - векторна сума моментів зовнішніх сил;

M_b - момент від зміщення рівнодійної P_b контактного тиску p .

Вище наведені залежності можуть бути використаними для більш детальних вивчень параметрів ударної взаємодії поверхонь робочих органів з коренеплодами для зниження рівня їх пошкоджень.

В дисертаційній роботі Павха І.І. [83] запропоновано спосіб надання скребковим полотнам повздовжніх коливних рухів відносно середньої швидкості їх переміщення, що підвищує сепараторну здатність скребкових транспортерів. Автором виведені залежності для визначення шляху переміщення коренеплодів, часу їх доочищення і швидкості повторної взаємодії з групами скребоків на протязі одного циклу коливань. Встановлені діапазони раціональних режимів роботи скребкових полотен: кутова амплітуда коливань $13^{\circ} \dots 24^{\circ}$, частота коливань 1,8... 2,6 Гц при кутах нахилу транспортера до горизонту $45^{\circ} \dots 70^{\circ}$.

Однак такий спосіб доочищення коренеплодів призводить до значних енерговитрат на процес транспортування, а також знижує довговічність полотна і вузлів приводу, в зв'язку з постійними циклічними навантаженнями на робочі органи.

В дисертаційній роботі Туніка І.Г. [119] розроблена математична модель роботи приймального дволанкового доочисного транспортера, яка дозволила комплексно оцінити взаємодію коренеплодів з несучими поверхнями робочого органа в різних режимах функціонування та визначити його основні конструктивно-технологічні параметри. Встановлено, що наявність поперечних коливань пруткового полотна є одним із найважливіших факторів, при якому здійснюється сходження коренеплодів з доччиної ланки транспортера в зоні вивантаження.

Однак така схема доочисних транспортерів [75; 119] має обмежене застосування і може зайти застосування в коренезбиральних машинах лише при двоярусному способі транспортування коренеплодів.

З аналізу теоретичних робіт встановлено, що питання зменшення пошкоджень коренеплодів вивчені не достатньо глибоко, а ступінь їх сепарації в основному визначається статистичними методами.

Особливої уваги потребують вивчення питання, нав'язані з пошкодженням коренеплодів робочими органами машин, які призводять до незворотніх втрат цукрової сировини.

1.5. Висновки та завдання досліджень

На основі проведеного в першому розділі аналізу можна зробити наступні висновки:

- аналіз протоколів випробувань серійних і модернізованих коренезбиральних машин показав, що вони не в певній мірі задовольняють агрономи, щодо якості виконання технологічного процесу. Особливо це спостерігається при роботі машин у важких умовах збирання;

- сильні механічні пошкодження коренеплодів виникають в зв'язку з неправильним вибором конструктивно-технологічних параметрів робочих органів і режимів їх функціонування, а також в місцях різкого перепаду по висоті технологічного русла та зміні напрямку транспортування вороху;

- існуючі методи по визначенні ступеня пошкодження та сепарації коренеплодів робочими органами машин є трудомісткими і можуть використовуватись лише в сезон збирання врожаю, що, за термінами обмежує проведення пошукових досліджень конструкторів для підвищення технічного рівня нових машин. Методики, які можуть використовуватись в лабораторних умовах не дають цілісної оцінки процесів функціонування робочих органів і машин в цілому і можуть застосовуватись лише для порівняльної оцінки ступеня пошкодження та сепарації коренеплодів;

- розробка нових очисних робочих органів повинна проводитись з врахуванням ймовірності взаємодії окремих частин тіла коренеплода, які призводять до їх суттєвих пошкоджень.

Підвищення технічного рівня бурякозбиральних машин в першу чергу пов'язано із якісним виконанням своїх функціональних призначень, які оцінюють ступенем втрат, пошкоджень і забрудненості коренеплодів.

Для зниження пошкоджень коренеплодів, а також підвищення якості їх очищення сформульовані наступні завдання досліджень:

- провести теоретичні дослідження для визначення ймовірності взаємодії окремих поверхонь коренеплодів з робочими органами очисників для вибору їх оптимальних конструктивно-кінематичних параметрів;
- теоретично обґрунтувати конструктивно-кінематичні параметри скребкового транспортера з криволінійною трасою переміщення вороху коренеплодів;
- провести оцінку параметрів ударної взаємодії коренеплодів з прутковим полотном сепаруючого транспортера;
- розробити прості методики для визначення ступеня пошкодження коренеплодів робочими органами машин для їх застосування в лабораторних умовах;
- розробити перспективні конструкції транспортно-сепаруючих робочих органів коренезбиральних машин;
- встановити вплив конструктивних і технологічних параметрів сепаруючих робочих органів на ступінь пошкодження та забрудненості коренеплодів.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ОЧИСНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ НА ОСНОВІ ЇХ ВЗАЄМОДІЇ З КОРЕНЕПЛОДАМИ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ

2.1. Визначення ймовірності взаємодії поверхонь коренеплодів з робочими органами очисників

Для досягнення максимального сепаруючого ефекту робочими органами бурякозбиральних машин, при допустимому рівні пошкоджень коренеплодів, першочерговим постало питання виявлення їх найбільш травмонебезпечних зон. В зв'язку з цим, необхідно визначити ймовірність взаємодії різних поверхонь коренеплодів з робочими органами очисників, з урахуванням налиплого ґрунту, центральних і бокових ударів, та характеру руху коренеплодів.

З аналізу літературних джерел [27; 28; 99; 110] відомо, що основними факторами, які впливають на ступінь пошкодження коренеплодів є швидкість їх ударної взаємодії з робочим органом, площа контакту коренеплід - очисник, жорсткість основи та сепаруючої поверхні робочого органу. При цьому, вибір оптимальних параметрів, очисників повинен забезпечити їх високу сепаруючу здатність коренеплодів, сильні механічні пошкодження яких, згідно агрономог

[70] не повинні перевищувати 5%. Однак, при певних режимах роботи і заданих конструктивно-кінематичних параметрах очисника його взаємодія з хвостовою частиною коренеплоду може призвести до глибоких пошкоджень, або руйнувань тіла цукрового буряка, але ймовірність такої взаємодії може бути незначною. Отже вибір параметрів робочих органів необхідно проводити, як з урахуванням фізико-механічних властивостей коренеплодів, так і з умови мінімально допустимої ймовірності такої взаємодії, при якій глибина пошкодження тіла коренеплоду не перевищує величини, встановленої агрономогами.

Ймовірність взаємодії коренеплодів з рифовими поверхнями робочих органів визначатимемо, як добуток ймовірностей від контакту окремих поверхонь коренеплоду, центральних і бокових ударів, налиплого ґрунту на тіло буряка та його кутової швидкості обертання.

При проведенні досліджень прийняті наступні припущення:

- коренеплід є ідеальне ізотропне тіло, яке складається з півсфери та конуса;
- налиплий ґрунт може знаходитись виключно на конусній частині коренеплоду;
- дотичними взаємодіями робочого органу на коренеплід нехтуємо, оскільки пошкодження від таких контактів є незначними;
- взаємодіями коренеплодів між собою, в процесі очищення, їх вдараннями у захисні еластичні фартухи нехтуємо, оскільки параметри жорсткості ударів від таких взаємодій є незначними, а площі контактів суттєво перевищують активні площі рифових поверхонь очисників.

При проведенні розрахунків коренеплід цукрового буряка умовно поділимо на три частини: головка коренеплоду (I), бокове конусне тіло (II) і хвостова частина (III). Його схема із зображенням варіантів розподілу сил ударних взаємодій від робочого органу зображена на рис. 2.1.

Попередньо визначимо ймовірність взаємодії частин коренеплоду з очисником від площі їх бокових поверхонь.

Повна площа S_k поверхні коренеплоду, який складається з конуса та півсфери рівна [59]

$$S_k = \pi RL + 2\pi R^2 = \pi R(L + 2R), \quad (2.1)$$

де πRL - площа конуса;

$2\pi R^2$ - площа півкулі;

R - радіус основи кола та півкулі;

L - твірна конуса.

Відповідно ймовірність взаємодії повної площі зовнішньої поверхні коренеплоду з очисним робочим органом рівна 1.

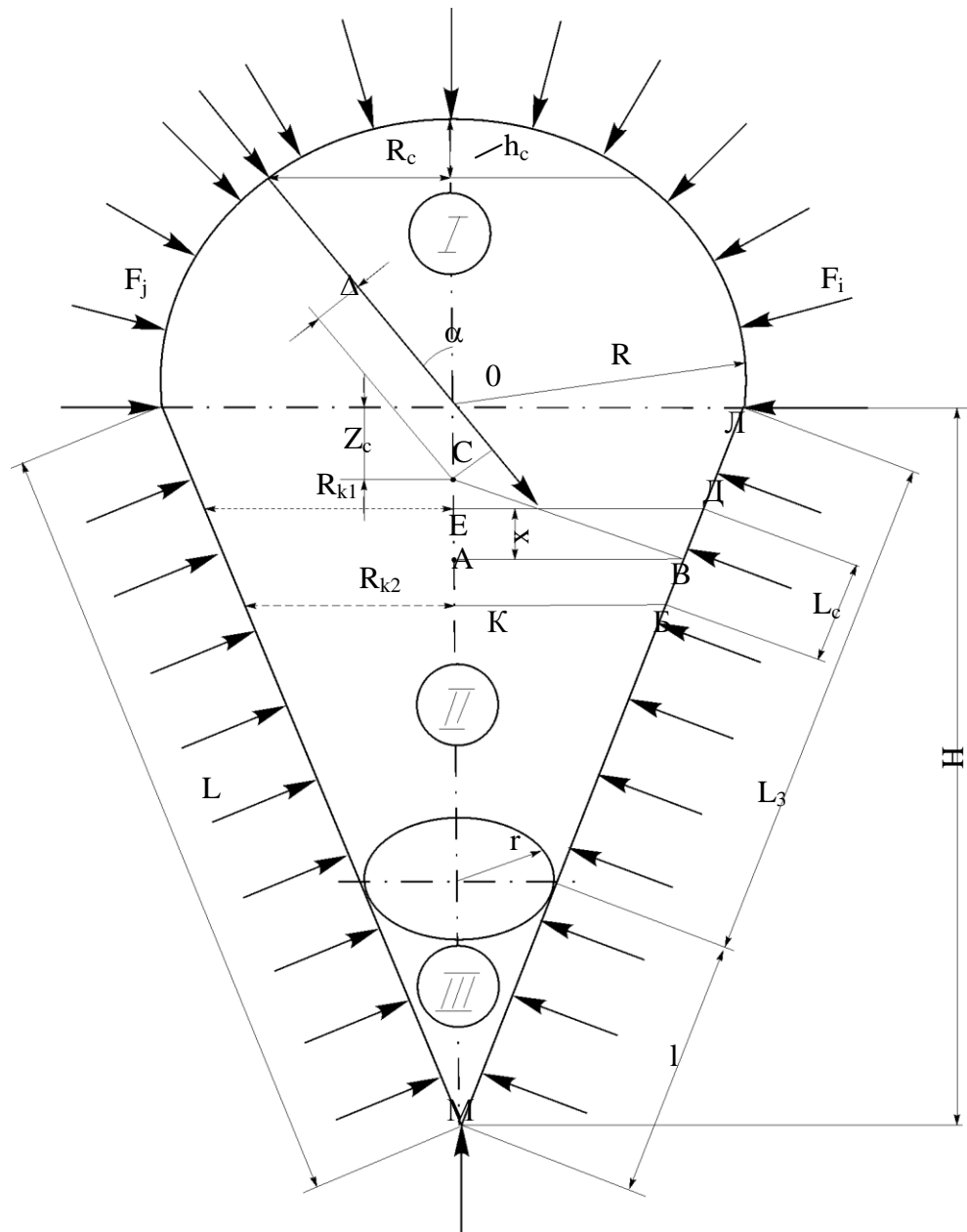


Рис. 2.1. Схема для визначення ймовірності взаємодії окремих поверхонь коренеплоду з робочими органами

Бокові поверхні трьох частин коренеплоду відповідно визначаються [59]

I - площа поверхні голівки коренеплоду;

$$S_1 = 2\pi R^2, \quad (2.2)$$

II - площа основного тіла конусної частини коренеплоду;

$$S_2 = \pi L_3 (R + r), \quad (2.3)$$

III - площа хвостової частини коренеплоду

$$S_3 = \pi r l, \quad (2.4)$$

де L_3 - довжина твірної зрізаного конуса;

r - радіус меншої основи зрізаного конуса;

l - твірна конуса хвостової частини коренеплоду.

Згідно з розподілом трьох частин поверхонь коренеплоду ймовірність P_1 його взаємодії з робочим органом сферичною поверхнею становитиме

$$P_1 = \frac{S_1}{S_k} = \frac{2\pi R^2}{\pi R(L + 2R)} = \frac{2R}{(L + 2R)}. \quad (2.5)$$

Ймовірність взаємодії площиною зрізаного конуса визначається

$$P_2 = \frac{S_2}{S_k} = \frac{\pi L_3(R + r)}{\pi R(L + 2R)} = \frac{L_3(R + r)}{R(L + 2R)}. \quad (2.6)$$

Ймовірність взаємодії хвостовою частиною рівна

$$P_3 = \frac{S_3}{S_k} = \frac{\pi r l}{\pi R(L + 2R)} = \frac{r l}{R(L + 2R)}. \quad (2.7)$$

На основі аналізу відомих досліджень системи ґрунт-коренеплід [110; стор.22], яка складається з ґрунту і випадково розподілених в ній коренеплодів, а також характеру утворених в процесі їх вегетаційного періоду ущільнених зон можна умовно прийняти, що

$L=3l$. Це пояснюється тим, що щільність ґрунту біля коренеплоду на глибині 120...160мм є максимальною, а далі починає спадати в сторону хвостової частини. З іншої сторони пошкодження хвостика коренеплодів в процесі їх сепарації не призводить до суттєвих втрат цукрової сировини.

Для визначення числових значень ймовірності взаємодії вищевказаних зон коренеплоду з робочим органом звернемося до відомих досліджень розмірних і масових характеристик коренеплодів цукрових буряків, які наведені в таблиці 1.1. Згідно [110, стор. 17-20] математичне сподівання діаметра D_k і довжини конусної частини H коренеплодів відповідно становлять $D_k=70...120$ мм і $H=210...240$ мм.

Користуючись відомими регресійними залежностями [110, стор. 18] визначені геометричні параметри для кондиційних коренеплодів: 1 – дрібні; 2 – середні; 3 – крупні. Вони становлять:

$$1 - R=20\text{мм}; H=80\text{мм}; L=82\text{мм}; L_3=61,5\text{мм}; r=5\text{мм}; l=20,5\text{мм}.$$

$$2 - R=45\text{мм}; H=155\text{мм}; L=161\text{мм}; L_3=121\text{мм}; r=11,25\text{мм}; l=40\text{мм}.$$

$$3 - R=70\text{мм}; H=230\text{мм}; L=240\text{мм}; L_3=180\text{мм}; r=17,5\text{мм}; l=60\text{мм}.$$

Таким чином, розрахунки за залежностями (2.5); (2.6) і (2.7) дозволили встановити наступний розподіл ймовірностей:

$$P_1^1 = 0,328; \quad P_2^1 = 0,630; \quad P_3^1 = 0,042;$$

$$P_1^2 = 0,358; \quad P_2^2 = 0,603; \quad P_3^2 = 0,040;$$

$$P_1^3 = 0,368; \quad P_2^3 = 0,529; \quad P_3^3 = 0,039.$$

Нижній індекс у позначенні ймовірності вказує на зону тіла коренеплоду, а верхній на його розмір.

Наступним етапом розрахунків було визначення розподілу ймовірностей взаємодії при центральних і бокових ударах коренеплодів з боку очисних робочих органів.

З аналізу досліджень Л.В.Погорілого, М.І.Верещагіна, Р.Б.Гевка [20; 28; 95] відомо, що найбільші пошкодження тіла коренеплодів відбуваються в результаті їх ударних взаємодій з поверхнями очисних робочих органів при виникненні центральних ударів, коли напрямок зусилля спрямований в зону центра мас коренеплоду цукрового буряка. При визначенні ймовірності виникнення центральних і бокових ударів умовно приймемо, що центральним буде удар, коли напрямок зусилля відхилитиметься від об'єданого центра мас коренеплоду не більш, як на 6% від його максимального габаритного розміру $R + H$ (рис.2.1) для удару в голівку коренеплоду і 4% для удару в його конусну частину. Дане числове значення отримане на основі багатократного кидання гумового імітатора

коренеплоду з незначної висоти (в межах 50мм) на ребро металевої пластини. При цьому, позначками відмічались граничні межі, при яких спостерігалось чітке повертання коренеплоду після ударної взаємодії, як в сторону хвостової частини, так і в сторону його головки.

Для визначення розташування центра мас Z_c (рис.2.1) коренеплоду цукрового буряка відносно його головки, скористаємось відомою аналітичною залежністю [28; стор.123]:

$$Z_c = \frac{H^2 - 3R^2}{4(2R + H)}.$$

З розрахунків випливає, що значення Z_c збільшується при зростанні габаритних розмірів коренеплодів і його абсолютна величина для трьох вищевказаних варіантів розподілу геометричних параметрів становить: $Z_c^1 = 10,8\text{мм}$; $Z_c^2 = 18,3\text{мм}$; $Z_c^3 = 25,8\text{мм}$.

Для того щоб визначити плече Δ між напрямком зусилля удару в напівсферичну головку коренеплоду і його об'єднаним центром мас звернемося до рис.2.1. Нехай напрямок зусилля розташований під певним кутом α до повздовжньої осі коренеплоду. Враховуючи те, що для головки коренеплоду відстань Δ не повинна перевищувати $0,06(R + H)$, то радіус R_c її сегментної поверхні визначається з подібності трикутників

$$R_c = R \frac{\Delta}{Z_c} = 0,06R \frac{(R + H)}{Z_c}. \quad (2.8)$$

Висота h_c сегментної частини головки коренеплоду

$$h_c = R - \sqrt{R^2 - R_c^2} = R \left(1 - \sqrt{1 - \frac{(0,06(R + H))^2}{Z_c^2}} \right). \quad (2.9)$$

Використовуючи відому залежність для визначення сегментної поверхні $S_{сегм} = 2\pi R_c h_c$, а також враховуючи залежності (2.8) і (2.9) в кінцевому вигляді площа поверхні головки коренеплоду, при взаємодії з якою удар буде центральним визначається

$$S_{сегм} = 2\pi R^2 \frac{0,06(R + H)}{Z_c} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{(0,06(R + H))^2}{Z_c^2}} \right). \quad (2.10)$$

Тоді залежність для визначення ймовірності виникнення центрального удару в сферичну поверхню матиме вигляд

$$P_1 = \frac{0,06(R+H)}{Z_c} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{(0,06(R+H))^2}{Z_c^2}} \right). \quad (2.11)$$

Для розгляду трьох варіантів, з врахуванням визначених значень Z_c розрахункові числові значення P_1 будуть рівні: $P_1^1 = 0,094$; $P_1^2 = 0,161$; $P_1^3 = 0,198$.

В дійсності ймовірність виникнення центральних ударів в головку коренеплоду буде більшою, оскільки її поверхня не має форми ідеальної півсфери. Також, при виникненні бокових ударів величина кута тертя в парі робочий орган-коренеплід буде переважати кут, який виникатиме між напрямком ударного зусилля та лінією, що з'єднує точку удару з центром мас коренеплоду, а даний фактор гальмуватиме процес його провертання. Однак наявність залишків гички на головці коренеплоду з іншої сторони частково демфуватиме ударне навантаження, що зменшить ймовірність виникнення контакту між тілом буряка і робочим органом.

Остаточні висновки та рекомендації будуть наведені після проведення комплексу експериментальних досліджень в лабораторних умовах з реальними коренеплодами та їх імітаторами.

Для визначення ймовірності виникнення центральних ударів навантажень в основу конусної частини коренеплоду визначимо площу її бокової поверхні. Аналогічно (2.3) вона становить

$$S_{бок} = \pi L_c (R_{к1} + R_{к2}).$$

Виведемо залежності для визначення L_c , $R_{к1}$, $R_{к2}$. Згідно вищевикладених обґрунтувань довжина твірної зрізаного конуса становить $L_c = 0,08(R+H)$.

Визначимо радіуси більшої $R_{к1}$ та меншої $R_{к2}$ основ зрізаного конуса.

З подібності трикутників ΔOAM і ΔCBM визначимо катети (CA) і
(CB)

$$\frac{R}{L} = \frac{(CB)}{H - Z_c}; \quad (CB) = \frac{R \cdot (H - Z_c)}{L}. \quad (2.12)$$

$$\frac{(CA)}{(CB)} = \frac{R}{L}; \quad (CA) = \frac{(CB) \cdot R}{L} = \frac{R^2 \cdot (H - Z_c)}{L^2}. \quad (2.13)$$

Звідси визначаємо катет (AB)

$$\begin{aligned} (AB) &= \sqrt{(CB)^2 - (CA)^2} = \sqrt{\frac{R^2 \cdot (H - Z_c)^2}{L^2} - \frac{R^4 \cdot (H - Z_c)^2}{L^4}} = \\ &= \frac{R \cdot (H - Z_c)}{L} \cdot \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2}}. \end{aligned} \quad (2.14)$$

Для визначення $R_{к1}$ і $R_{к2}$ скористаємось подібністю трикутників ΔMED , ΔMAB і ΔMKB .

$$\begin{aligned} \frac{R_{к1}}{H - Z_c - (CA) + x} &= \frac{(AB)}{H - Z_c - (CA)}; \\ \frac{R_{к2}}{H - Z_c - (CA) - x} &= \frac{(AB)}{H - Z_c - (CA)}. \end{aligned}$$

Звідки:

$$R_{к1} = \frac{(AB) \cdot (H - Z_c - (CA) + x)}{(H - Z_c - (CA))};$$

(2.15)

$$R_{к2} = \frac{(AB) \cdot (H - Z_c - (CA) - x)}{(H - Z_c - (CA))},$$

$$\text{де } x = \frac{L_c \cdot H}{2L} = \frac{0,02H(R + H)}{L}.$$

Перетворюючи рівняння (2.15) з врахуванням (2.12), (2.13) і (2.14) в кінцевому вигляді залежність $R_{к1}$ і $R_{к2}$ прийме вигляд:

$$R_{\kappa 1/\kappa 2} = \frac{\frac{R}{L}(H - Z_c) \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2}} \cdot \left(H - Z_c - \frac{R^2 \cdot (H - Z_c)}{L^2} \right) \pm 0,02 \frac{H \cdot (R + H)}{L}}{H - Z_c - \frac{R^2}{L^2} \cdot (H - Z_c)}. \quad (2.16)$$

Таким чином, залежність для визначення бокової поверхні конусної частини коренеплоду має вигляд:

$$S_{\text{бок}} = \pi L_c (R_{\kappa 1} + R_{\kappa 2}) = \pi \cdot 0,08(R + H) \frac{2 \frac{R}{L}(H - Z_c) \cdot \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2}} \left(H - Z_c - \frac{R^2 \cdot (H - Z_c)}{L^2} \right)}{H - Z_c - \frac{R^2 \cdot (H - Z_c)}{L^2}};$$

$$S_{\text{бок}} = 0,16\pi \frac{R}{L} (R + H)(H - Z_c) \cdot \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2}}. \quad (2.17)$$

Враховуючи, що площа основного тіла конусної частини коренеплоду рівна $S_n = \pi L_3(R + r)$, то ймовірність виникнення центрального удару в його бокову поверхню визначається із залежності:

$$P_2 = \frac{S_{\text{бок}}}{S_n} = \frac{0,16R(R + H)(H - Z_c) \cdot \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2}}}{L \cdot L_3(R + r)}. \quad (2.18)$$

На довжині твірної від 0 до $3L/4$ залежність (2.18) прийме вигляд

$$P_2 = \frac{0,16R(r + H)(H - Z_c) \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2}}}{L \cdot \frac{3L}{4} \left(R + \frac{R}{4} \right)} = \frac{0,17(R + H)(H - Z_c) \sqrt{1 - \frac{R^2}{H^2}}}{L^2}. \quad (2.19)$$

З аналізу розмірних характеристик коренеплодів і можливих зон виникнення центральних ударів встановлено, що такі удари можуть виникати лише на конусній поверхні тіла коренеплоду на довжині твірної від 0 до $L/4$. Тоді на даній поверхні ймовірність виникнення центрального удару з врахуванням (2.18) визначається

$$P_2 = \frac{0,36(R+H)(H-Z_c) \sqrt{1 - \frac{R^2}{H^2}}}{L^2}. \quad (2.20)$$

На основі проведених розрахунків для трьох варіантів розмірних характеристик коренеплодів за залежністю (2.19) встановлено

$$P_2^1 = 0,169; \quad P_2^2 = 0,172; \quad P_2^3 = 0,173,$$

а за залежністю (2.20)

$$P_2^1 = 0,359; \quad P_2^2 = 0,365; \quad P_2^3 = 0,366.$$

Ймовірність виникнення центральних ударів в хвостову частину коренеплода практично рівна нулю.

В процесі взаємодії коренеплода з робочими органами досить важливим фактором, що впливає на глибину пошкоджень тіла буряків є наявність на їх поверхні налиплого ґрунту, який виконує функцію так званого демпферу в процесі ударної взаємодії. Розподіл налиплого ґрунту, а також наявність на головці коренеплодів залишків гички аналітичній оцінці не підлягає, а тому визначимо цого на основі відомих досліджень, а також візуальних спостережень розподілу налиплого ґрунту на виконаних і очисних коренеплодах бурякозбиральними машинами. При проведенні даної оцінки необхідно виявити найбільш незахищені (чисті від налиплого ґрунту і розташування залишків гички) зони поверхонь коренеплодів, які взаємодіють з робочими органами.

З попереднього аналізу встановлено, що центральний удар в сферичну головку коренеплоду виникає на його вершині, висота сегментної частини якої визначається із залежності (2.9). Користуючись відомими дослідженнями Л.В.Погорілого, В.В.Брея [110; стор. 17] відомо, що для різних розмірних характеристик коренеплодів математичне очікування товщини “сплячих очок” (термін застосований даними авторами), які захищають поверхню коренеплодів від безпосередньої взаємодії з робочими органами знаходиться в межах 8,0... 21,4 мм. Застосовуючи залежність (2.9) для різних геометричних параметрів коренеплодів визначимо висоту h_c їх сегментної частини, при взаємодії з якою удар буде центральним:

$$\text{дрібні: } R=20\text{мм}; H=80\text{мм}; Z_c = 10,8\text{мм} \rightarrow h_c^1 = 3,37\text{мм};$$

$$\text{середні: } R=45\text{мм}; H=155\text{мм}; Z_c = 18,3\text{мм} \rightarrow h_c^2 = 11,02\text{мм};$$

крупні: $R=70\text{мм}$; $H=230\text{мм}$; $Z_c = 25,8\text{мм} \rightarrow h_c^3 = 19,85\text{мм}$.

Таким чином, з проведеного аналізу можна констатувати, що в зоні виникнення центральних ударів на головці коренеплодів безпосередньої взаємодії їх чистої поверхні з робочими органами не відбуватиметься. Захист налиплим ґрунтом головок коренеплодів знаходиться в межах 40%, оскільки навіть при їх розташуванні в ґрунті (безгербіцидна технологія вирощування цукрових буряків) в період вегетації щільності ґрунту біля поверхні головки буде незначною в порівнянні з конусною частиною тіла буряка. Саме даний фактор визначає кількість налиплого ґрунту на поверхні коренеплода при його очищенні [110; стор. 23].

Стосовно конусної частини коренеплода, то як показали візуальні спостереження очищених коренеплодів, а також фотографій коренеплодів (рис. 3), які переміщуються в технологічному руслі скребкових транспортерів розподіл налиплого ґрунту на боковому конусному тілі буряка (II, рис. 2.1) є неоднаковий. Це підтверджує і щільність розподілу ґрунту по глибині росту коренеплода [110; стор. 23]. З даного аналізу встановлено, що на висоті від головки коренеплоду, тобто від 0 до $L/4$ щільність ґрунту в середньому в 2 рази менша ніж щільність ґрунту на висоті від $L/4$ до $3L/4$. Таким чином можна припустити, що на конусній частині коренеплода від 0 до $L/4$ чиста поверхня тіла буряка знаходиться в межах 70%, а на довжині від $L/4$ до $3L/4$ – 40%. Чиста поверхня хвостової частини знаходиться в межах 60%.

З аналізу робіт Р.Б.Гевка [27; 28] відомо, що для швидко розкручених в процесі очищення коренеплодів (кутова швидкість обертання коренеплодів відносного центра ваги становить $12... 24\text{с}^{-1}$) їх взаємодія з рифовими поверхнями очисників відбувається переважно хвостовою частиною. Це пояснюється тим, що відстань від центра мас буряка до хвостової частини перевищує відстань від центра мас до поверхні головки коренеплода. А тому, з певним припущенням можна прийняти, що ймовірність пошкодження основного тіла коренеплода в незначній мірі залежить від його кутової швидкості обертання.

Оскільки налиплий ґрунт на конусній частині коренеплода розташовується не однаково то при визначенні ймовірностей взаємодії частин буряка з робочими органами поділимо основне конусне тіло ще на дві частини відповідно з довжинами твірних від 0 до $L/4$

При визначенні ймовірності взаємодії окремих частин різних кондиційних коренеплодів з робочими органами встановимо виникнення на їх поверхні центральних і бокових ударів.

Дрібні коренеплоди.

1. Удар в головку коренеплода:

- центральний удар в чисту поверхню:

$$P \approx 0,$$

- центральний удар в захищену поверхню:

$$P = 0,328 \cdot 0,094 \approx 0,03,$$

- боковий удар в чисту поверхню:

$$P = 0,328 \cdot (1 - 0,094) \cdot 0,6 \approx 0,18,$$

- боковий удар в захищену поверхню:

$$P = 0,328 \cdot (1 - 0,094) \cdot 0,4 \approx 0,12.$$

2. Удар в конусну поверхню коренеплода на довжині від 0 до $L/4$.

Для визначення ймовірності виникнення такого удару зробимо перерахунки по формулі (2.6)

$$P_2^1 = \frac{L_3(R+r)}{R(L+2R)} = \frac{L(R+r)}{4R(L+2R)} = \frac{82(20+15)}{4 \cdot 20(82+2 \cdot 20)} = 0,294.$$

Отже для конусної поверхні коренеплода на довжині від 0 до $L/4$ ймовірність виникнення ударів така:

- центральний удар в чисту поверхню:

$$P = 0,294 \cdot 0,359 \cdot 0,7 \approx 0,07;$$

- центральний удар в захищену поверхню:

$$P = 0,294 \cdot 0,359 \cdot 0,3 \approx 0,03;$$

- боковий удар в чисту поверхню:

$$P = 0,294 \cdot (1 - 0,359) \cdot 0,7 \approx 0,13;$$

- боковий удар в захищену поверхню:

$$P = 0,294 \cdot (1 - 0,359) \cdot 0,3 \approx 0,06.$$

3. Удар в конусну поверхню коренеплода на довжині від $L/4$ до $3L/4$.

Центральні удари на даній поверхні не виникають.

Боковий удар в чисту поверхню:

$$P = 0,336 \cdot 1 \cdot 0,6 \approx 0,20;$$

боковий удар в захищену поверхню

$$P = 0,336 \cdot 1 \cdot 0,4 \approx 0,13.$$

4. Удар в хвостову частину коренеплода.

Центральні удари на даній поверхні не виникають.

Боковий удар в чисту поверхню:

$$P = 0,042 \cdot 1 \cdot 0,6 \approx 0,03;$$

боковий удар в захищену поверхню

$$P = 0,042 \cdot 1 \cdot 0,4 \approx 0,017.$$

Аналогічно розраховуються ймовірності взаємодії для середніх і крупних коренеплодів. Результати розрахунків зведено в таблицю 2.1.

При аналізі результатів досліджень нас в першу чергу цікавить ймовірність виникнення центральних ударів в чисту поверхню коренеплода, оскільки такі удари призводять до найбільших пошкоджень тіла цукрового буряка. З таблиці 2.1 видно, що центральні удари в півсферичну поверхню головки коренеплода та його хвостову частину практично не виникають. Також відсутні центральні удари в нижню конусну частину коренеплода. Ймовірність виникнення центрального удару у верхню конусну частину на відстані від 0 до $L/4$ близька до 0,07. Отже, в процесі очищення коренеплода його взаємодія з робочим органом характеризується 7% ударних контактів чистою поверхнею, на якій відбуватимуться центральні удари, що найбільш небезпечно з точки зору виникнення сильних механічних пошкоджень цукрових буряків.

Таким чином, обмеження за сильними механічними пошкодженнями цукрових буряків (до 5%) потребують вибору таких конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів, які б забезпечили мінімальні пошкодження коренеплодів при їх взаємодії верхньою конусною частиною із сепаруючими поверхнями. В подальшому, розробляючи методики для експериментального дослідження ступеня пошкодження коренеплодів необхідно орієнтуватись на найбільш травмонебезпечні зони цукрових буряків і відносно них вибирати параметри робочих органів.

Таблиця 2.1.

Ймовірність взаємодії частин тіла коренеплода з робочими органом

Розмір коренеплодів	Півсфера				Конус від 0 до $L/4$				Конус від $L/4 - 3L/4$				Хвостова частина			
	Центральний удар		Боковий удар		Центральний удар		Боковий удар		Центральний удар		Боковий удар		Центральний удар		Боковий удар	
	В чисту поверхню	В захищену поверхню	В чисту поверхню	В захищену поверхню	В чисту поверхню	В захищену поверхню	В чисту поверхню	В захищену поверхню	В чисту поверхню	В захищену поверхню	В чисту поверхню	В захищену поверхню	В чисту поверхню	В захищену поверхню	В чисту поверхню	В захищену поверхню
Дрібні	≈ 0	≈ 0,03	≈ 0,18	≈ 0,12	0,07	0,03	0,13	0,06	0	0	0,20	0,13	0	0	≈ 0,03	≈ 0,02
Середні	≈ 0	≈ 0,05	≈ 0,16	≈ 0,11	0,07	0,03	0,12	0,05	0	0	0,19	0,13	0	0	0,02	0,01
Крупні	≈ 0	0,065	≈ 0,15	≈ 0,10	0,07	0,03	0,12	0,05	0	0	0,15	0,10	0	0	0,02	0,01

Аналіз існуючих типів компоновок бурякозбиральних машин свідчить, що скребкові транспортери в основному, пасивно переміщують ворох без його доочищення, а їх площа, що складає 40...70% від площі поверхонь технологічних русел машин практично не використовується для активної сепарації коренеплодів. Перспективним є спосіб інтенсифікації сепарації шляхом надання полотну поздовжніх коливних рухів. Це забезпечить відрив коренеплодів від несучих поверхонь скребка, їх додаткове переміщення по прутковій поверхні полотна, та покращення їх очищення. Подібного ефекту можна також досягти за рахунок миттєвого повертання скребоків навколо осей спеціальних роликів. Оскільки коренеплід в процесі переміщення знаходиться на прутковому полотні та контактує з робочою поверхнею скребка в точці, що має більший радіус обертання, а, відповідно, і більшу лінійну швидкість ніж точка контакту з полотном, то в зоні провороту коренеплід отримує прискорення, що призводить до його відриву від скребка, та вільного польоту до взаємодії з прутковою поверхнею полотна. В процесі таких ударних взаємодій з прутковою поверхнею полотна. В процесі таких ударних взаємодій відбувається очищення (шляхом струшування) коренеплодів від ґрунту та їх додаткова сепарація.

Розглянемо рух коренеплоду при його проходженні через зону активізації. Тут за рахунок дії доцентрового прискорення відбувається прискорений рух коренеплоду з можливим його відривом від несучої поверхні скребка. Варіант розміщення коренеплоду на полотні в зоні контакту з скребком зображено на рис. 2.2. Умовні позначення на рисунку: α - кут нахилу скребка до поверхні полотна транспортера; β - кут між полотном і лінією, що з'єднує осі обертання активізуючи роликів; γ - кут нахилу полотна транспортера до горизонту (кут підйому); λ_n і λ_k – початковий і кінцевий кути охоплення полотном активізую чого ролика; l – відстань між активізуючи ми роликами; R_p – радіус активізую чого ролика; R_k – радіус коренеплоду; S_0 – висота розміщення коренеплоду на поверхнею полотна; Δ - товщина несучої стрічки транспортера.

Під час проходження полотна через зону активізації коренеплід рухається по дузі кола радіусом $R = R_p + \Delta + R_k + S_0$ в межах кута $\lambda_n \leq \lambda \leq \lambda_k$. Кінцевий кут дуги $\lambda_k \cong 90^\circ$, а початковий можна визначити із геометричних співвідношень:

$$\cos(\lambda_n - \beta) = \frac{2R_p + \Delta}{l}, \quad \lambda_n = \arccos\left(\frac{2R_p + \Delta}{l}\right) + \beta. \quad (2.21)$$

Можливі два варіанти руху коренеплоду: безвідривний, коли контакт між полотном і коренеплодом не втрачається та відривний. В кожному з цих випадків система сил, що діє на коренеплід є різною і зображена на рис. 2.3.а і 2.3.б відповідно.

Умовні позначення на рисунку: Φ_i – сила інерції обертового руху; $\Phi_{кор}$ – сила Кориоліса; F_T – сила тертя коренеплоду від контакту з несучою поверхнею скребка; N_1 – сила реакції скребка на коренеплід; N_2 – сила реакції полотна транспортера на коренеплід.

Для відриву від полотна необхідно, щоб реакція $N_2 = 0$. Розглянемо процес руху коренеплоду по несучій поверхні скребка після відриву від полотна. Схема зусиль для такого випадку зображена на рис. 2.3.б. В цьому випадку рух коренеплоду опишеться системою рівнянь:

$$\begin{cases} -m\omega^2 R \cos\varphi + N_1 \cos(a - \varphi) + F_T \cos(\varphi + (90 - a)) - \\ -\Phi_{кор} \sin\varphi = m\ddot{S} \cos\varphi; \\ -mg + m\omega^2 R \sin\varphi + N_1 \sin(a - \varphi) - F_T \sin(\varphi + (90 - a)) - \\ -\Phi_{кор} \cos\varphi = m\ddot{S} \sin\varphi. \end{cases} \quad (2.22)$$

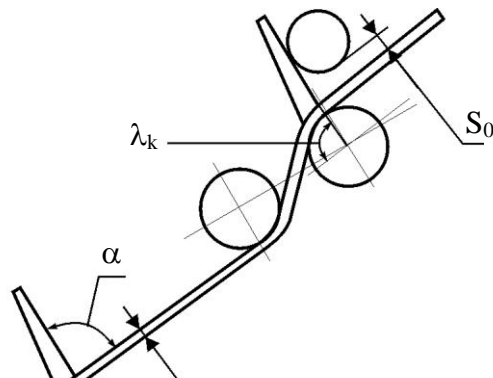


Рис. 2.2. Розміщення коренеплоду на скребку і геометрія транспортера

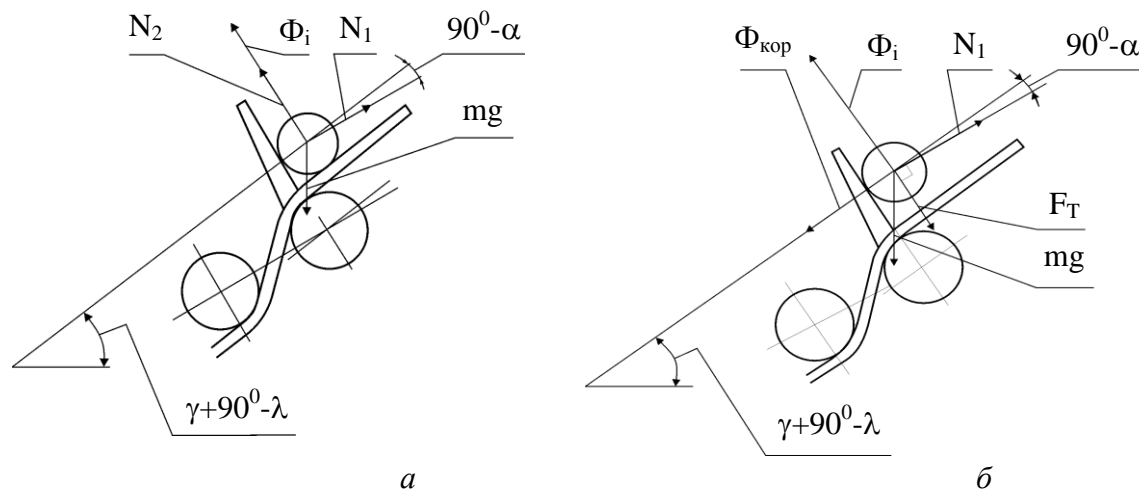


Рис. 2.3. Система сил, що діє на коренеплід під час транспортування:

a – для безвідривного руху; b – для відривного руху.

Після відповідних перетворень отримуємо рівняння для визначення траєкторії руху коренеплоду:

$$\begin{aligned} \ddot{S} + \dot{S} \frac{2\omega(\cos\alpha + \sin\alpha)}{\sin\alpha + f\cos\alpha} + S\omega^2 \frac{(f\cos\alpha - \sin\alpha)}{\sin\alpha + f\cos\alpha} = \\ = \omega^2 \frac{R(f\sin\alpha - f\cos\alpha)}{\sin\alpha + f\cos\alpha} - g \frac{\cos(\alpha - \varphi) + f\sin(\alpha - \varphi)}{\sin\alpha + f\cos\alpha}, \end{aligned} \quad (2.23)$$

де S – шлях переміщення коренеплоду по радіусу;

\ddot{S} і \dot{S} - відповідно його швидкість і прискорення;

$$\Phi_{\text{кор}} = 2m\omega\dot{S}; F_T = N_1 \cdot f;$$

f – зведений коефіцієнт тертя коренеплода по поверхні скребка, який враховує різноманітні види тертя (ковзання, кочення та х комбінації при різній орієнтації коренеплода на скребку); $\varphi = \lambda - \gamma$.

Розв'язок диференціального рівняння знайдемо за допомогою складання характеристичного рівняння виду:

$$\begin{aligned} k^2 + kQ_1 + Q_0 = 0; \\ k_{1/2} = -\frac{Q_1}{2} \pm \sqrt{\frac{Q_1^2}{4} - Q_0}, \end{aligned} \quad (2.24)$$

$$Q_1 = \frac{2\omega(\cos\alpha + f \sin\alpha)}{\sin\alpha + f \cos\alpha}; \quad Q_0 = \omega^2 \frac{(f \cos\alpha - \sin\alpha)}{\sin\alpha + f \cos\alpha}. \quad (2.25)$$

Загальний розв'язок однорідного рівняння має вигляд:

$$S_3 = Ae^{k_1 t} + Be^{k_2 t}. \quad (2.26)$$

Частковий розв'язок шукаємо у вигляді:

$$S_4 = E + D_1 \sin\varphi + D_2 \cos\varphi. \quad (2.27)$$

Підставимо значення S_4 у рівняння (2.21) і отримаємо:

$$E = -R\omega^2 \frac{\sin\alpha - f \cos\alpha}{\sin\alpha + f \cos\alpha}; \quad (2.28)$$

$$D_1 = \frac{g[(\sin\alpha - \cos\alpha) - f(\sin\alpha + \cos\alpha)]}{4(\sin\alpha + f \cos\alpha)\omega^2},$$

$$D_2 = \frac{g[(\sin\alpha + \cos\alpha) - f(\cos\alpha - \sin\alpha)]}{4(\sin\alpha + f \cos\alpha)\omega^2}. \quad (2.29)$$

Загальний розв'язок рівняння (2.23) має вигляд суми $S_3 + S_4$:

$$S = Ae^{k_1 t} + Be^{k_2 t} + D_1 \sin \varphi + D_2 \cos \varphi + E. \quad (2.30)$$

Початкові умови руху при $t = 0$; $S = S_0$; $\dot{S} = 0$.

Про диференціювавши, отримаємо:

$$\dot{S} = k_1 A e^{k_1 t} + k_2 B e^{k_2 t} + \omega D_1 \cos \varphi - \omega D_2 \sin \varphi. \quad (2.31)$$

З початкових умов визначимо сталі інтегрування A і B :

$$A = -D_1 \sin \varphi - D_2 \cos \varphi - E;$$

$$B = \frac{\omega(D_2 \sin \varphi - D_1 \cos \varphi) - k_1(D_2 \sin \varphi + D_2 \cos \varphi + E)}{k_1 - k_2}.$$

Аналіз отриманих результатів доцільно проводити за допомогою ЕОМ, побудувавши криві, визначають пройдений шлях S і швидкість \dot{S} в момент коли $\lambda = \lambda_k$, тобто через час $t_k = \frac{\lambda_k - \lambda_n}{\omega}$ проходження скребка по дузі.

В наступній після t_k момент часу рух скребка буде здійснюватись по прямій, а коренеплід продовжить рух з⁷⁷

швидкістю $V_{кор} = \sqrt{\dot{S}^2 + (\omega R)^2}$ відносно нерухомої системи координат під кутом $\xi = \arctg \frac{\dot{S}}{\omega R}$ до полотна транспортера.

Якщо під час розрахунків виявиться, що швидкість за даних умов менша нуля, це означає, що явища відриву від поверхні полотна і руху коренеплоду по скребку не відбудеться, тобто транспортер буде працювати без додаткової сепарації вороху. Такий режим роботи не сприяє очищенню, тому необхідно підібрати параметри транспортування, які б виключили його. Ще більш не прийнятним є режим сепарації, коли коренеплід занадто далеко викидається із скребка, що може спричинити його пошкодження при паданні, або взагалі втрату внаслідок викидання за межі транспортера.

Для цього визначимо траєкторію польоту коренеплоду після відриву від скребка відносно рухомого транспортера з метою визначення відстані польоту і швидкості удару об поверхню полотна при паданні.

Розв'язок проведемо в рухомій системі координат транспортера. В цьому випадку швидкість, паралельна напрямку транспортування, рівна різниці швидкостей $v_T = \omega R - v$, а кут вильоту $\xi_T = \arctg \frac{\dot{S}}{v_T}$.

Записавши рівняння руху в координатах X і Y , зв'язаних із системою транспортера отримаємо:

$$m\ddot{x} = 0; \quad m\ddot{y} = -mg.$$

Початкові умови:

$$\text{при } t=0, X_0 = -S \sin \gamma, \dot{X}_0 = -\dot{S} \sin \gamma + v_T \cos \gamma;$$

$$Y_0 = S \cos \gamma; \quad \dot{Y}_0 = \dot{S} \cos \gamma + v_T \sin \gamma.$$

Рівняння поверхні транспортера $Y = X \operatorname{tg} \gamma$.

Розв'язок системи рівнянь із початковими умовами дає залежність для визначення часу польоту коренеплоду до моменту зіткнення з полотном:

$$t = \frac{\dot{S}_0 \pm \sqrt{\dot{S}_0^2 + 2gS_0 \cos \gamma}}{g \cos \gamma}.$$

При цьому:

$$X = X_0 + \dot{X}_0 t; \quad Y = Y_0 + \dot{Y}_0 t - \frac{gt^2}{2}.$$

Відстань польоту коренеплоду у рухомій системі координат

$$l_{\text{кор}} = \sqrt{(X - X_0)^2 + (Y - Y_0)^2}. \quad (2.32)$$

Швидкість співудару коренеплоду і полотна доцільно обчислити як максимальну абсолютну швидкість при⁷⁹ падінні кореня на поверхню транспортера, тому що удар відбувається об пруток полотна в найгіршому випадку центрального удару:

$$V_{y\partial} = \sqrt{\dot{X}_0^2 + (\dot{Y}_0 - gt)^2}. \quad (2.33)$$

Для дослідження результатів обчислень на основі рівнянь (2.29) – (2.32) складено програму і визначено розрахункові параметри при варіації параметрів системи і коренеплоду в заданих межах, які обумовлені конструктивними особливостями бурякозбиральних машин.

Для оцінки впливу конструктивних параметрів на показники ефективності роботи скребкового транспортера-сепаратора розроблена програма для ПЕОМ (додаток А). Метою теоретичного аналізу було дослідження впливу швидкості транспортера V_m ; приведенного радіуса коренеплоду R_k ; радіус охоплюючи полотно роликів R_p ; відстані між роликами L ; кута γ нахилу полотна транспортера до горизонту; кута β нахилу лінії, що з'єднує осі роликів до площини транспортера; висоти H розташування коренеплоду над полотном; і приведенного коефіцієнта тертя f в парі скребок-коренеплід на швидкість V_k коренеплоду в момент його відриву від скребка; кут ξ вильоту коренеплоду по відношенню до полотна транспортера; довжину L_p вільного польоту коренеплоду до його контакту з прутками полотна та швидкість V_y ударної взаємодії з полотном транспортера. Результати аналізу представлені у вигляді графічних залежностей на рис. 2.4-2.11.

При проведенні досліджень першочерговим завданням було встановлення рівня впливу кожного з 80 конструктивних параметрів на значення V_k ; ξ ; L_p ; V_y . Тому при аналізі впливу кожного з них інші залишалися незмінними і їх абсолютні значення становили: $V_m = 1,4\text{м/с}$; $R_k = 0,05\text{м}$; $R_p = 0,08\text{м}$; $L = 0,4\text{м}$; $\gamma = 45^\circ$; $\beta = 300$; $H = 0\text{м}$; $f = 0,4$. Товщина стандартної гумово-кордової стрічки, яка взаємодіє з роликками і до якої з кроком рівним 40мм приклепані прутки діаметром 10мм складала 0,022м.

На рис.2.4 зображені графічні залежності впливу ролика R_p на швидкість V_k відриву коренеплоду від скребка, кут ξ його вильоту та довжину L_p польоту і швидкість V_y ударної взаємодії коренеплоду з полотном.

З аналізу даних залежностей встановлено, що виконання роликів з радіусом меншим ніж 0,03м призводить до значних швидкостей відриву від скребоків коренеплодів ($>4,0\text{м/с}$), а шлях їх вільного польоту над поверхнею полотна перевищує 0,4м, що є недопустимим, оскільки зростає ймовірність вдарання коренеплодів в задню гостру поверхню наступного скребка а це в свою чергу спричинятиме додаткове їх пошкодження. Швидкість ударних взаємодій, при цьому набуватимуть граничних значень (допускається $V_y \leq 1,5\text{м/с}$), що також є небажаним явищем.

Збільшення R_p від 0,03 до 0,15м призводить до падіння V_k від 3,8 до 2,2 м/с а L_p від 0,4 до 0,04м. Значення V_y , при цьому відповідають допустимим нормам. Кут ξ вильоту коренеплодів по відношенню до площини пруткового полотна на повному полі зміни параметра R_p від 0,015 до 0,15м змінюється не суттєво від 14° до 15° .

Необхідно відмітити, що збільшення R_p більше 0,08м не сприяє інтенсифікації доочищення коренеплодів, оскільки шлях зворотнього перекочування коренеплодів по прутках (аналогічний L_p) до скребоків полотна буде меншим 0,1м.

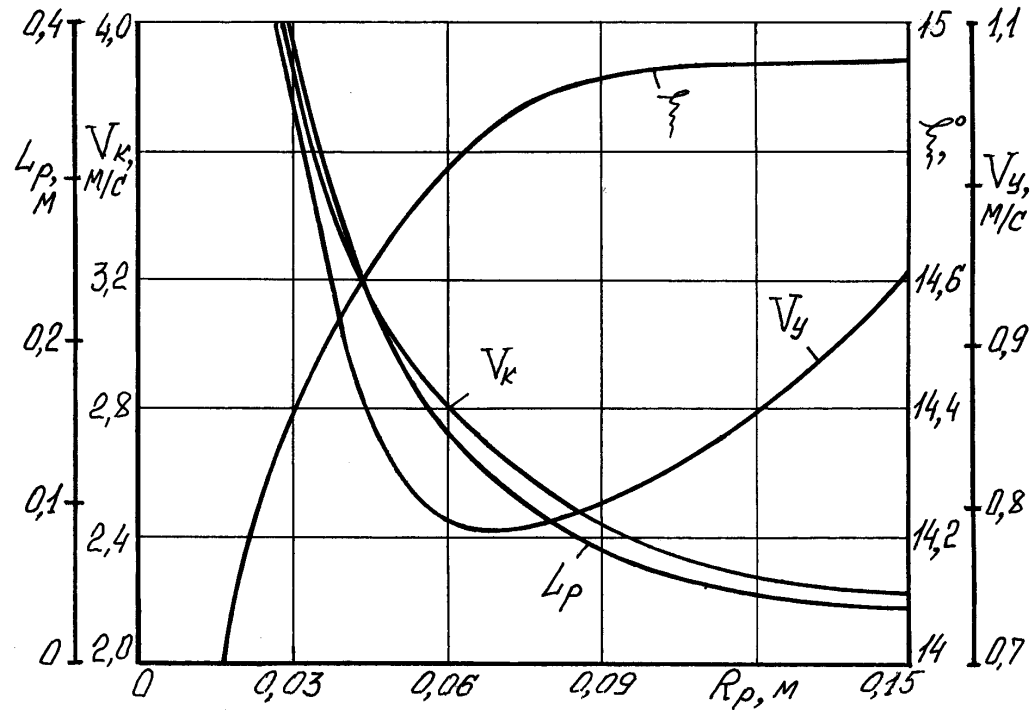


Рис.2.4. Залежності впливу радіуса ролика R_p на швидкість відриву коренеплоду від скребка V_k , кут його вильоту ξ та довжину польоту L_p і швидкість V_y ударної взаємодії з полотном

Таким чином, на основі проведеного аналізу, рекомендованим можна вважати межі виконання роликів з радіусом від 0,04 до 0,06м. В цьому випадку, параметри, які визначають якість доочищення коренеплодів, а саме швидкість V_y ударної взаємодії буряків з прутковим полотном (відбувається струшуючий ефект, при якому руйнуються зв'язки налиплого ґрунту з коренеплодом) і зворотній шлях переміщення буряків по прутках до скребоків після їх вільного

польоту довжиною V_k ; ξ ; L_p ; V_y . (відбувається очищення коренеплодів при їх ковзані та коченні по ребристій⁸² просівній прутковій поверхні) відповідають рекомендованим значенням і знаходяться в межах $V_y=0,9...0,8\text{м/с}$; $L_p=0,2...0,1\text{м}$. [1].

На рис.2.5 зображені залежності впливу відстані між роликами L на значення V_k ; ξ ; L_p ; V_y . Як видно з рис.2 збільшення L від 0,2 до 1,0м призводить до абсолютного зменшення величини всіх досліджуваних параметрів. Це пояснюється тим, що при збільшенні відстані між роликами зменшується кут охоплення полотном нижнього ролика, величина якого в значній мірі впливає на довжину польоту коренеплодів, початкову швидкість їх відривання від скребків і швидкість ударної взаємодії з прутковим полотном.

Рекомендованими, можна вважати значення L в межах 0,2...0,3м, оскільки V_y при цьому не перевищує 1,5м/с, а її найменше значення становитиме 0,95м/с. L_p в даному діапазоні зміни L становитиме 0,108...0,1м. Збільшення величини L понад 0,3м призводить до зменшення абсолютних значень L_p та V_y , що знизить ступінь доочищення коренеплодів.

З аналізу графічних залежностей впливу кута γ нахилу пруткового полотна до горизонту на V_k ; ξ ; L_p ; V_y (рис.2.6) можна встановити, що для реальних значень кутів нахилу транспортерів $\gamma = 20^\circ \dots 60^\circ$, для яких можна застосувати даний принцип доочищення коренеплодів, величини вищевказаних параметрів

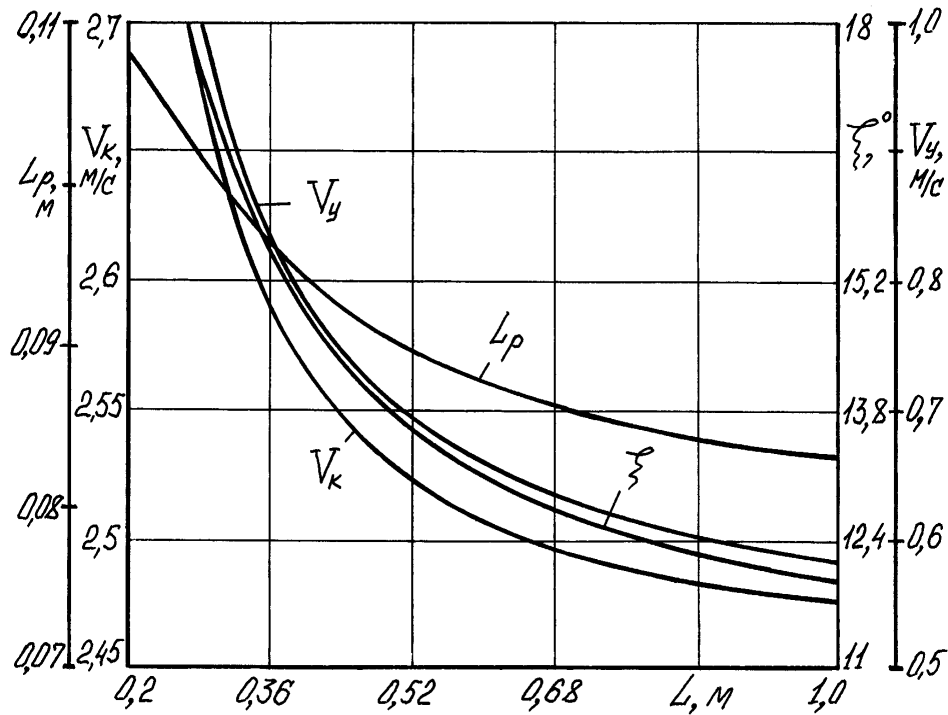


Рис.2.5. Залежності впливу відстані між роликami L на швидкість відриву коренеплоду від скребка V_k , кут його вильоту ξ та довжину польоту L_p і швидкість V_y ударної взаємодії з полотном

знаходяться в допустимих межах. Так, в даному полі досліджень впливу γ кут ξ змінюється не суттєво і знаходиться в межах 15° , а $V_k \cong 2,57$ м/с. Збільшення γ від 20° до 60° призводить до зменшення L_p від 0,15 м до 0,05 м. Це свідчить, що для круто нахилених транспортерів шлях до очищення коренеплодів за рахунок перекочування по прутках зменшуватиметься. Зміна напрямку росту V_y , вказує, що в межах $\gamma = 40^\circ$, V_y має мінімальний екстремум. Пояснити це

можна тим, що для мало нахилених полотен дальність польоту коренеплодів є більшою, яка в свою чергу зменшується⁸⁴ при збільшенні γ . Зменшення L_p при зростанні γ супроводжує зменшення складової висоти вільного падіння від дії сили земного тяжіння, а отже, і V_y . Однак при досягненні $\gamma \cong 40^\circ$ та його подальшого зростання відбувається більш різкіше зменшення величини L_p , що свідчить про те, що траєкторія вильоту коренеплодів здійснюється під меншим кутом до

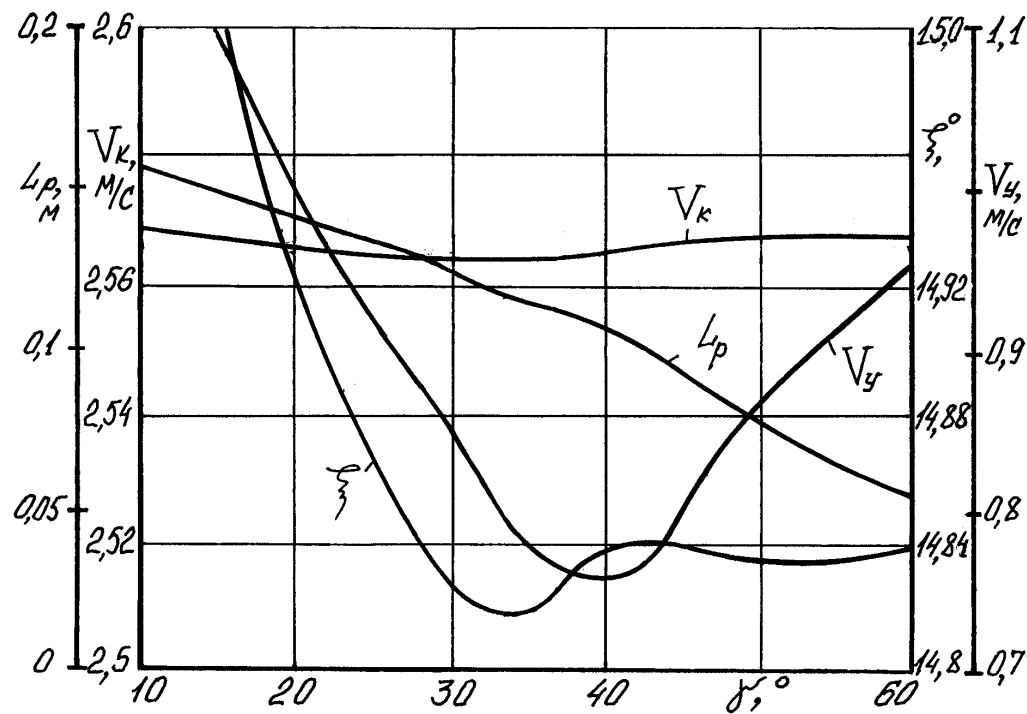


Рис.2.6. Залежності впливу кута γ нахилу пруткового полотна до горизонту на швидкість відриву коренеплоду від скребка V_k , кут його вильоту ξ та довжину польоту L_p і швидкість V_y ударної взаємодії з полотном

вертикальної площини, а отже складова його напрямку руху від дії $G = mg$ починає різко збільшуватись, що⁸⁵ спричиняє зростання величини V_y .

Оскільки всі значення досліджуваних параметрів знаходились в допустимих межах при зміні γ від 20° до 60° , а даний фактор є нерегульований, то при проведенні експериментальних досліджень, а також виведенні аналітичних залежностей для розробки методик проектування таких робочих органів необхідно керувати зміною величини інших параметрів для збільшення величини L_p і відповідно кращого доочищення коренеплодів.

Нерегульованість параметра пояснюється тим, що даний принцип транспортування з одночасним доочищенням коренеплодів може здійснюватись для різних типів бурякозбиральних машин, пруткові транспортери, в яких розташовані стаціонарно під різними кутами до горизонту.

Досить важливе значення на характер переміщення коренеплодів в технологічному руслі пруткового транспортера-сепаратора має величина кута розташування лінії, що з'єднує осі роликів до площини полотна, оскільки даний параметр є регульованим. Залежності зміни $\beta = f(V_k; \xi; L_p; V_y)$ зображені на рис. 2.7.

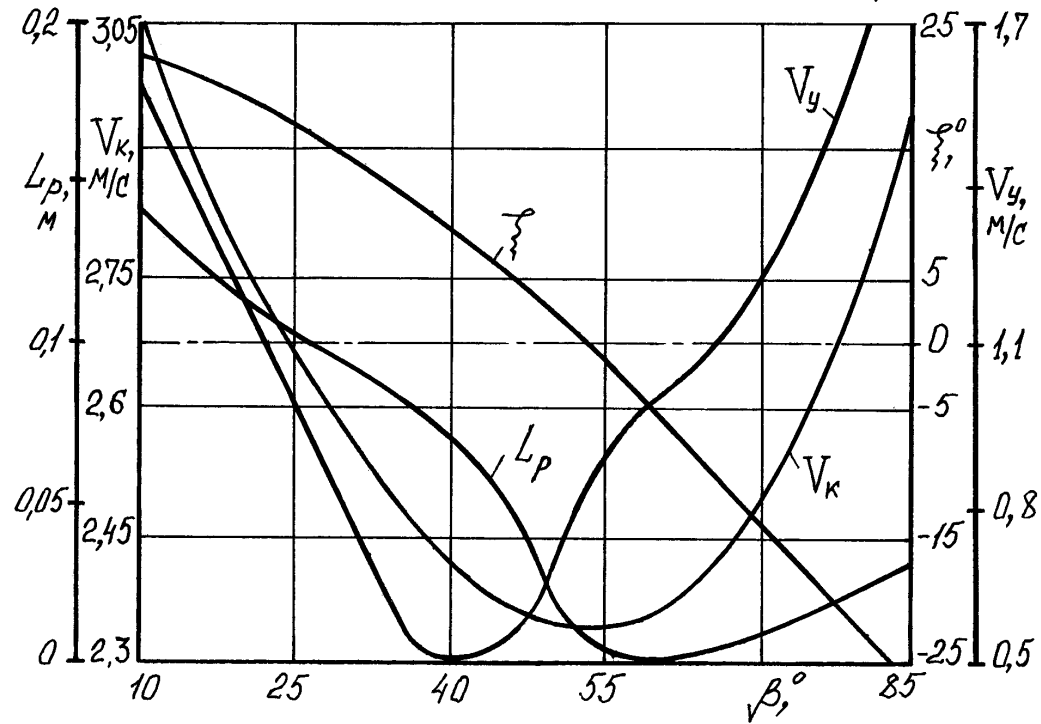


Рис. 2.7. Залежності впливу кута β нахилу лінії, що з'єднує осі роликів до площини полотна транспортера на швидкість відриву коренеплоду від скребка V_k , кут його вильоту ξ та довжину польоту L_p і швидкість V_y ударної взаємодії з полотном.

З аналізу рис. 2.7 встановлено, що збільшення величини β від 10° до 85° призводить до спадання абсолютного значення кута кидання коренеплодів ξ від 25° до -25° . Від'ємні значення ξ вказують на те, що при досягненні $\beta = 52^\circ$ напрямок кидання буряків є паралельним до площини полотна, а при подальшому збільшенні кута β коренеплоди спрямовуються в полотно, що повинно призводити як до зменшення

величини L_p , так і до зростання швидкості їх ударної взаємодії V_y з прутками транспортера. Це підтверджується характером зміни L_p і⁸⁷
 V_y (рис. 2.7).

Для забезпечення інтенсивного очищення коренеплодів при допустимому рівні їх пошкоджень доцільно кут β вибрати в межах $15^\circ \dots 20^\circ$.

В цьому діапазоні $V_y = 1.5 \dots 1.1 \text{ м/с}$, а $L = 0.13 \dots 0.11 \text{ м}$. Вибір кута β менш ніж 15° приводить до перевищення $V_y > 1.5 \text{ м/с}$, що може викликати пошкодження коренеплодів, а при $\beta > 20^\circ$ зменшується шляхом їх доочищення, що не сприятиме покращенню сепарації вороху цукрових буряків.

Збільшення лінійних швидкостей полотна транспортера V_T спричиняє зростання абсолютних значень всіх досліджуваних параметрів V_k : ξ ; L_p і V_k (рис. 2.8). З аналізу графічних залежностей можна констатувати, що допустимою лінійною швидкістю полотна транспортера з умови не пошкодження коренеплодів ($L_p \leq 0,4 \text{ м}$ і $V_y \leq 1,5 \text{ м/с}$) є $V_T \leq 2,5 \text{ м/с}$.

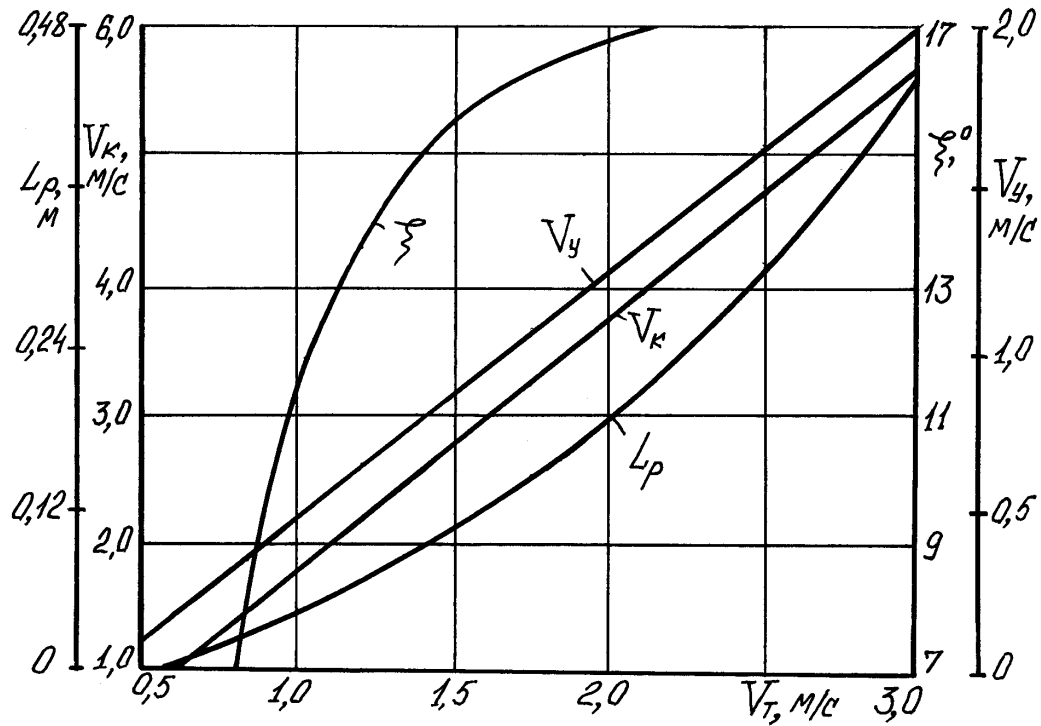


Рис. 2.8. Залежності впливу лінійної швидкості V_T транспортера на швидкість відриву коренеплоду від скребка V_k , кут його вильоту ξ та довжину польоту L_p і швидкість V_y ударної взаємодії з полотном

Однак згідно відомих досліджень [2] максимально допустимим є лінійні швидкості пруткових транспортерів, які не перевищують 1,5...2м/с. Таким чином, лінійна швидкість скребкового полотна транспортера не є лімітуючим фактором, а найкраща ступінь сепарації коренеплодів відбувається при $V_T = 1,5...2$ м/с.

Висота розташування коренеплодів над полотном H не є керованим фактором, однак при їх сепарації можливі випадки, коли коренеплоди розташовуються один над одним, що може призвести до їх надто великого викидання скребками і відповідно підвищеного

пошкодження. Так, з аналізу графічних залежностей $H=f(V_k; \xi; L_p \text{ і } V_y)$, які зображені на рис.2.9 очевидним є те, що збільшення⁸⁹ величини H від 0 до 0,1м призводить до зростання досліджуваних параметрів, а при $H \geq 0,07\text{м}$ можливі травмування коренеплодів,

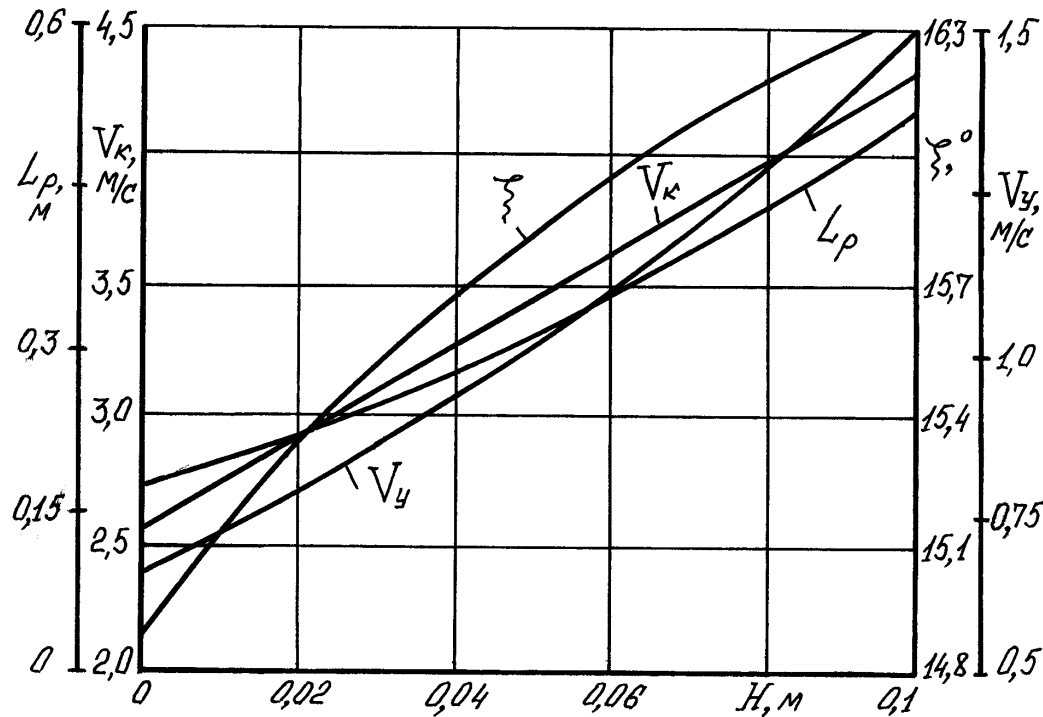


Рис. 2.9. Залежності впливу висоти H розташування коренеплоду над полотном на швидкість відриву коренеплоду від скребка V_k , кут його вильоту ξ та довжину польоту L_p і швидкість V_y ударної взаємодії з полотном.

так як значення L_p перевищуватиме 0,4м. Швидкість ударної взаємодії коренеплодів з полотном, при цьому, становитиме 1,2м/с, що не буде перевищувати допустимих значень V_y .

Як показав аналіз впливу радіуса коренеплоду R_k на величину зміни V_k ; ξ ; L_p і V_y (рис. 2.10), та дослідженнями встановлено, що для⁹⁰ максимально можливо

великих коренеплодів з $R_k = 100\text{мм}$ значення L_p і V_y не перевищують допустимих меж. Отже, можна констатувати, що величина R_k не є фактором, який може обмежити вибір конструктивно-кінематичних параметрів скребкового транспортера-сепаратора.

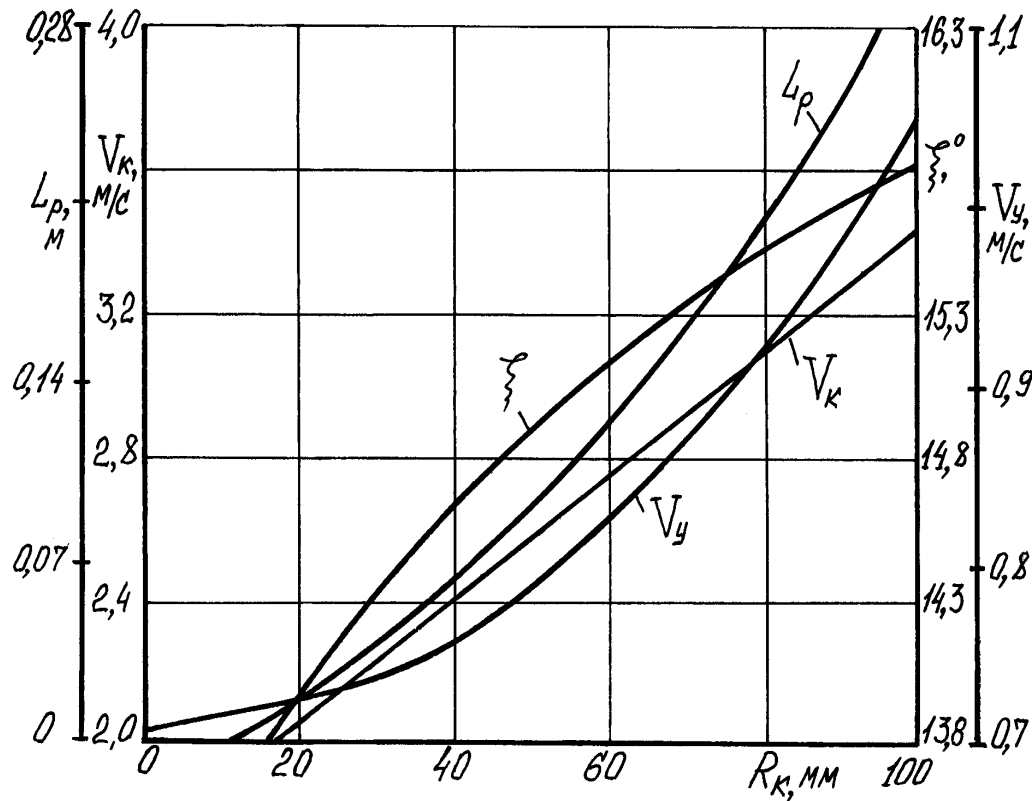


Рис. 2.10. Залежності впливу приведенного радіуса коренеплоду R_k на швидкість відриву коренеплоду від скребка V_k , кут його вильоту ξ та довжину польоту L_p і швидкість V_y ударної взаємодії з полотном

Аналіз впливу умов роботи транспортера, який характеризується приведеним коефіцієнтом тертя (агрофізичні властивості ґрунтів і 91 вороху коренеплодів), показав (рис. 2.11), що в межах реальних значень коефіцієнта тертя 0,4...0,6 абсолютні величини L_p і V_y знаходяться в допустимих межах. Слід зауважити, що при роботі коренезбиральних машин в сухих ґрунтово-кліматичних умовах, які характеризуються підвищеним коефіцієнтом тертя необхідно проводити регулювання керованих параметрів (L ; β ; R_p) для підвищення ступеня сепарації вороху коренеплодів, оскільки значення L_p і V_y при цьому є незначними.

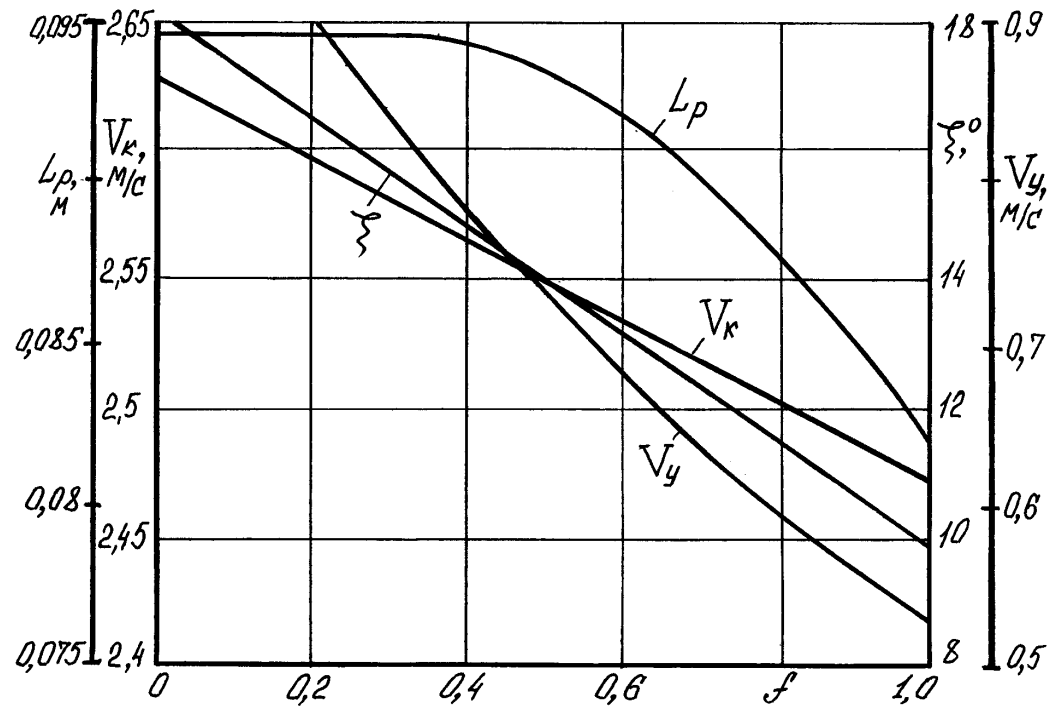


Рис. 2.11. Залежності впливу приведенного коефіцієнта тертя f в парі скребок-коренеплід на швидкість відриву коренеплоду від скребка

V_k , кут його вильоту ξ та довжину польоту L_p і швидкість V_y ударної взаємодії з полотном.

На основі проведених досліджень визначені раціональні параметри і режими роботи сепараторного транспортера, перевірку яких необхідно провести в лабораторних умовах. При цьому, можна застосувати, як лабораторну установку, коренезбиральну машину, на прутковому полотні якої закріплені пари регульованих роликів. Шлях переміщення коренеплодів можна визначити або візуально або за допомогою швидкісної кінозйомки (відеокамери).

Проведені експериментальні дослідження дозволять ввести корективи в розрахункові залежності для розробки практичних рекомендацій, щодо вибору раціональних конструктивно-кінематичних параметрів скребкових транспортерів-сепараторів з урахуванням їх кута нахилу в компоновці бурякозбиральної машини.

2.4. Розрахунок конструктивних параметрів скребоків очисних пруткових транспортерів.

При проектуванні скребкових очисників з криволінійним розташуванням пруткового полотна необхідно враховувати додаткові силові фактори, які виникають на елементах робочого органу від проходження навантаженими скребками колового сектора перед викиданням коренеплодів на пруткове полотно. Такі навантаження будуть виникати, як на самих скребках, так і на прутках, до яких закріплена основа скребоків.

Переважає більшість сучасних коренезбиральних машин обладнана скребковими транспортерами, в яких пруткова основа закріплена до бокових гумово-кордових пасів. В таких конструкціях прутки через проміжні пластини заклепані до пасів. Оскільки навантаження на скребки та відповідно прутки є досить суттєвими при роботі машин на полях з великою врожайністю коренеплодів (450-600 ц/га), то додаткові навантаження можуть призвести до виривання заклепочних з'єднань між прутками і полотном.

Для уникнення цього недоліку нами запропонована схема закріплення скребків до пруткового полотна, ⁹³ яка зображена на рис. 2.12. Основа 1 скребків 2 охоплює два суміжних прутки 3. До основи закріплені скобоподібні пластини 4, загнуті кінці яких розташовані із зазором “К” під наступним, в напрямку руху полотна, прутком. Скобоподібні пластини встановлені по периферії кожної групи скребків.

В процесі переміщення коренеплодів по криволінійній трасі на скребки додатково діятиме Коріолісова сила, що призводитиме до прогинання прутків. Таке повертання обмежуватиметься входженням в контакт загнутих кінців пластин з наступним прутком, що забезпечить розподілення навантаження на більшу кількість прутків і відповідно зменшить зусилля на розрив заклепочних з'єднань прутків з полотном. Для встановлення взаємозв'язку між конструктивними параметрами скребків, полотна, траєкторією траси та зазором “К” звернемось до розрахункової схеми, яка зображена на рис. 2.13. В процесі огинання полотном роликів з між центральною відстанню l Коріолісова сила виникатиме на поверхні скребків при проходженні ними колового сектора навколо ролика. При розрахунку величини “К” розглянемо два варіанти.

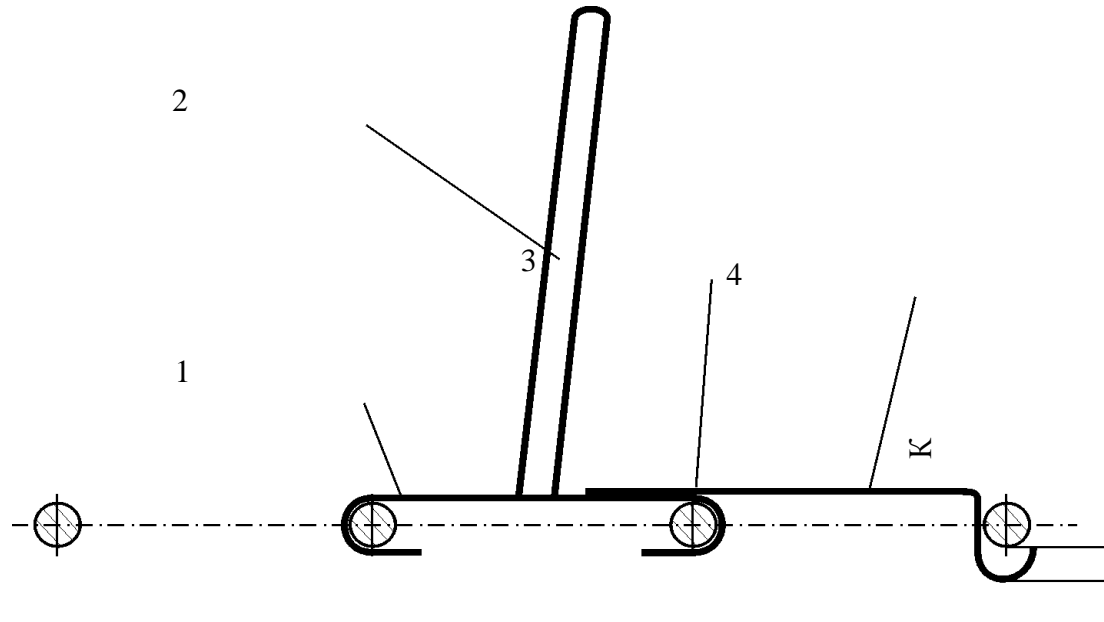


Рис. 2.12. Схема закріплення скребків до пруткового полотна

Перший варіант, коли відстань між прутками h' буде меншою ніж довжина колового сектора з кутом α охоплення полотном ролика. Тобто $\varphi \leq \alpha$, де φ - кут, що визначає сектор між двома прутками, які розташовані на поверхні ролика

$$\varphi = \left(\frac{h'}{R_p + \Delta} \right) \cdot \frac{360^\circ}{2\pi} \leq \alpha, \quad (2.33)$$

де R_p – радіус ролика; Δ - товщина гумово-кордових пасів, до яких закріплені скребки.

На схемі послідовність розташування прутків, до яких кріпиться основа скребків і наступний прутко, що взаємодіє з пластинами відповідно позначено 1'; 2 і 3' кроком між прутками h' .

В цьому випадку зазор K визначається

$$K = \sqrt{(R_p + \Delta)^2 + h^2} - (R_p + \Delta) \quad (2.34)$$

Кут охоплення полотном ролика α визначається з різниці $\alpha = \beta - \gamma$, де β - кут нахилу полотна до горизонту в зоні між роликами, γ - кут нахилу полотна до горизонту на прямолінійній трасі транспортування коренеплодів. Кут β визначається

$$\beta = \xi + \arcsin \frac{2(R_p + \Delta)}{l}, \quad (2.35)$$

тоді

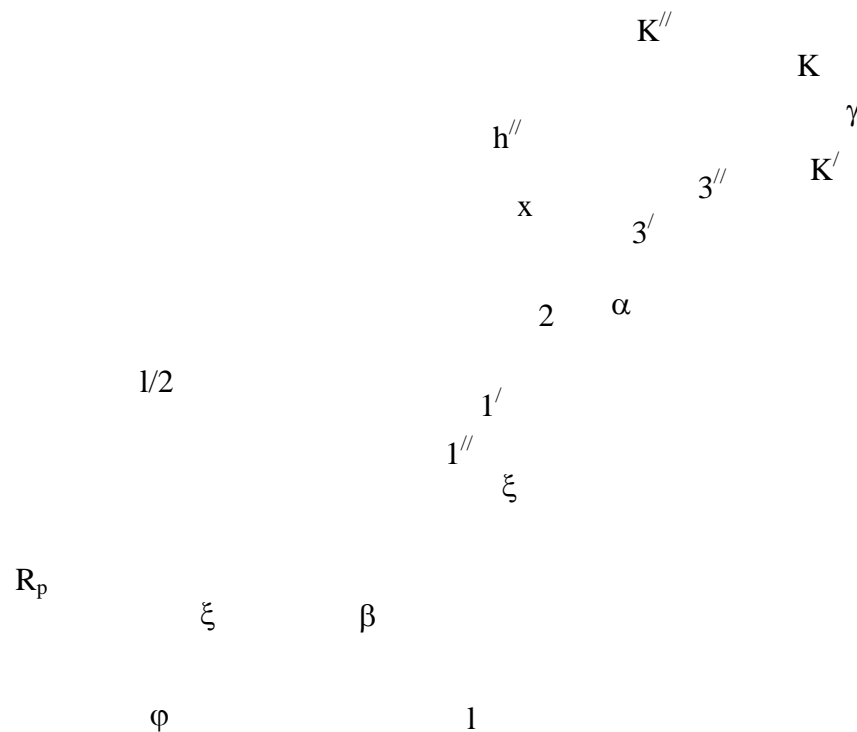
$$\alpha = \xi + \arcsin \frac{2(R_p + \Delta)}{l} - \gamma, \quad (2.36)$$

де ξ - кут розташування лінії, що з'єднує центри роликів до горизонту. Даний кут задається конструктивно при проектуванні даного сепараторного транспортера, аналогічно і кут γ .

Таким чином, при підборі конструктивних параметрів скребкового полотна і траєкторії траси транспортування необхідно, для даного варіанту, користуватись залежностями 2.33; 2.34; 2.36.

Розглянемо другий варіант, коли $\varphi > \alpha$.

На схемі (рис. 2.13) послідовність розташування прутків, до яких кріпиться основа скребків і наступний пруток, що взаємодіє з пластинами відповідно позначено $1'$; 2 і $3'$ з кроком між прутками h'' .



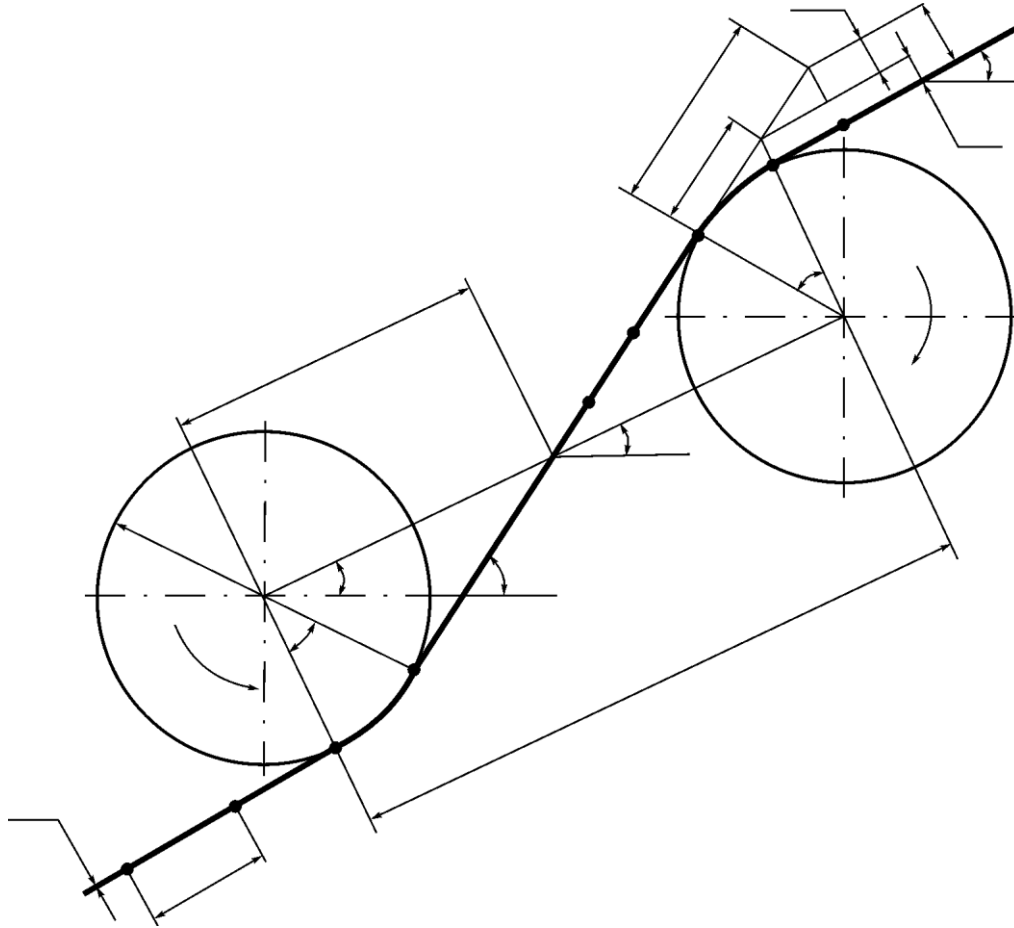


Рис. 2.13. Схема для розрахунку конструктивних параметрів основи скребоків пруткового полотна

В цьому випадку зазор K визначається як сума $K' + K''$, де K' - складова величини зазору K на секторі дуги охоплення полотном ролика; K'' - складова величини зазору K на прямолінійному участку.

Складову K' визначаємо з врахування кута α , який розраховується за залежністю (2.35). Довжина дуги⁹⁸

X , охопленої кутом α визначається

$$X = \alpha(R_p + \Delta) = \frac{2\pi}{360^0} \left(\xi + \arcsin \frac{2(R_p + \Delta)}{l} - \gamma \right) (R_p + \Delta), \quad (2.37)$$

Тоді K' розраховується за залежністю

$$\begin{aligned} K' &= \sqrt{(R_p + \Delta)^2} - (R_p + \Delta) = \\ &= \sqrt{(R_p + \Delta)^2 + \left(\frac{2\pi}{360^0} \left[\xi + \arcsin \frac{2(R_p + \Delta)}{l} - \gamma \right] \cdot [R_p + \Delta] \right)^2} - (R_p + \Delta), \end{aligned} \quad (2.38)$$

Складова K'' зазору K визначається

$$\begin{aligned}
K'' &= (h'' - x) \sin(\beta - \gamma) = \\
&= \left[h'' - \left(\frac{2\pi}{360^0} \left(\xi + \arcsin \frac{2(R_p + \Delta)}{l} - \gamma \right) \right) \right] [R_p + \Delta] \\
&\quad \sin \left(\xi + \arcsin \frac{2(R_p + \Delta)}{l} - \gamma \right).
\end{aligned} \tag{2.39}$$

З врахуванням (2.38) і (2.39) в кінцевому випадку отримаємо

$$\begin{aligned}
K &= \sqrt{(R_p + \Delta)^2 + \left(\left\{ \frac{2\pi}{360^0} \left[\xi + \arcsin \frac{2(R_p + \Delta)}{l} - \gamma \right] \right\} [R_p + \Delta] \right)^2} - \\
&\quad - (R_p + \Delta) + \left[h'' - \left(\frac{2\pi}{360^0} \left(\xi + \arcsin \frac{2(R_p + \Delta)}{l} - \gamma \right) \right) \right] (R_p + \Delta) \\
&\quad \sin \left(\xi + \arcsin \frac{2(R_p + \Delta)}{l} - \gamma \right).
\end{aligned} \tag{2.40}$$

На основі аналізу на ЕОМ аналітичних залежностей (2.32; 2.33; 2.35; 2.39) побудовані графічні залежності (рис 100 2.14) величини зазору K між прутком і скобоподібною пластиною від радіуса ролика R_p ; відстані між роликами l ; загального кута нахилу полотна γ і кута нахилу полотна β між роликами.

В процесі досягнення межі змінних параметрів відповідно становили: $R_p = 50... 70$ мм; $\xi = 15... 40^0$;
 $\gamma = 30... 65^0$; $l = 150... 250$ мм.

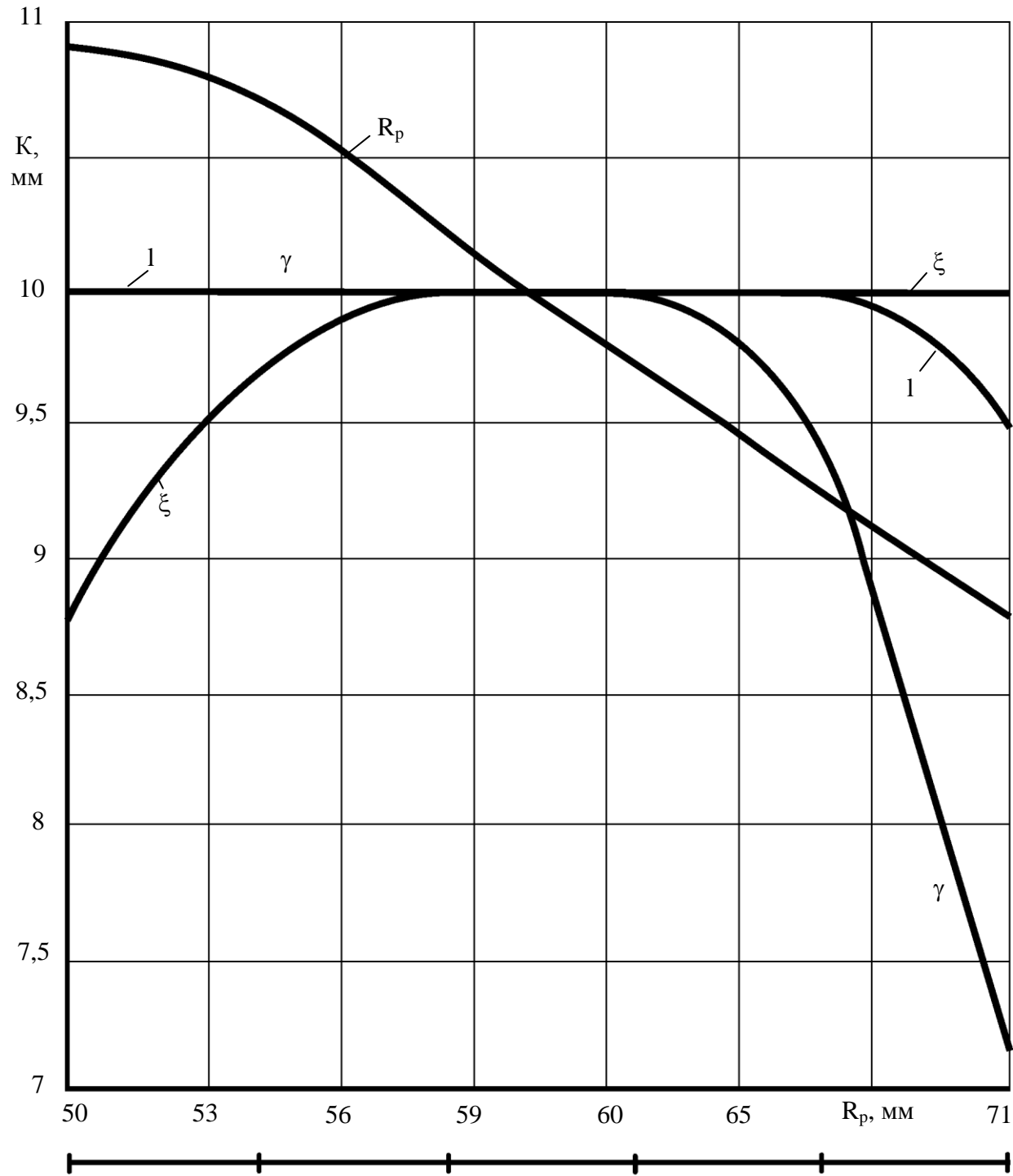


Рис. 2.14. Залежності величини зазору K від радіуса ролика R_p ; відстані між роликами l ; загального кута нахилу полотна γ і кута нахилу полотна β між роликами.

Оскільки для більшості пруткових полотен бурякозбиральних машин між пруткова відстань вибирається з умови кондекційних коренеплодів, то параметр h залишали незмінним і надавали йому значення 40 мм. Величина Δ становила 15 мм (усереднене значення товщини гумово-кордових пасів). При дослідженні одного з параметрів інші залишались незмінними і їх абсолютні значення становили: $R_p = 60$ мм; $\xi = 30^\circ$; $\gamma = 45^\circ$; $l = 200$ мм.

З аналізу графічних залежностей (рис. 2.14) встановлено, що збільшення радіуса ролика R_p від 50 до 70 мм призводить до зменшення величини зазору K від 11 до 9 мм. Причому для найбільш розповсюджених роликів з діаметром 120 мм, які застосовуються в бурякозбиральних машинах величина зазору K становить 10 мм. Для між роликової відстані до 240 мм, а також кута нахилу $\xi > 23^\circ$, величина K повинна вибиратись в межах 10 мм. Для круто нахилених транспортерів з кутом нахилу $> 50^\circ$, величина K різко починає зменшуватись від 10 до 7 мм при зміні γ від 50 до 65° .

Таким чином, для конструктивних параметрів елементів пруткового сепараторного транспортера у вище вказаних межах зазор K необхідно вибирати в межах 10 мм. Проте необхідно враховувати, що при збільшенні кута нахилу транспортера до горизонту більше 50° , зазор K необхідно зменшувати з використанням вище наведених аналітичних або графічних залежностей. В іншому випадку поломки транспортера можуть виникати до входження скобоподібних пластин з прутками.

За матеріалами розділу можна зробити наступні висновки:

На основі аналізу взаємодії коренеплодів з очисними поверхнями бурякозбиральних машин виникнення центральних і бокових ударів, а також з врахуванням налиплого ґрунту в тіло коренеплоду встановлені найбільш травмонебезпечні зони на поверхні тіла цукрових буряків. Виведені аналітичні залежності для визначення ймовірності взаємодії сферичною поверхнею, поверхнею зрізаного конуса та хвостовою частиною коренеплода, з робочим органом, а також виникнення на даних поверхнях центральних і бокових ударів для різних розмірних характеристик цукрових буряків. Результати досліджень зведені в таблицю.

Встановлено, що ймовірність центрального удару в чисту поверхню тіла буряка становить 0,07 і такий удар виникає на конусній поверхні в зоні власного його центру ваги від 0 до $L/4$, де L – твірна конусної частини буряка.

Найбільша ймовірність бокових ударів в чисту поверхню коренеплодів (0,18-0,20) виникає на півсферичній та нижній конусній частинах буряка з довжиною твірної від $L/4$ до $3L/4$. Відносно вище названих зон, які є найбільш травмонебезпечними необхідно здійснювати вибір конструктивно-кінематичних параметрів очисних робочих органів машин.

Проведено теоретичне обґрунтування процесу переміщення коренеплодів по поверхні скребків транспортерів з криволінійною трасою розташування пруткових полотен шляхом розв'язку складених диференціальних рівнянь.

На основі аналізу на ЕОМ з умови максимального сепаруючого ефекту, який визначається шляхом

перекочування коренеплодів по прутках і не повинен перевищувати між скребкової відстані рівної 400 мм, а також не пошкодження коренеплодів швидкістю ударної взаємодії з прутками полотна не повинна перевищувати 1,5м/с, для керованих факторів встановлені межі їх раціональних параметрів: $R_p = 0,035 \dots 0,08$ мм; $L = 0,2 \dots 0,3$ м; $\gamma = 20^0 \dots 60^0$; $\beta = 15^0 \dots 20^0$; $V_T = 1,5 \dots 2$ м/с.

Проведений розрахунок конструктивних параметрів запропонованої схеми розташування скребоків на пруткових транспортерах з аналізу якого встановлено, що зазор K між скобоподібними пластинами і наступним по ходу від скребоків прутком повинна знаходитись в межах 10 мм. Однак при збільшенні кута нахилу транспортера γ від 50^0 до 65^0 , зазор K необхідно зменшувати від 10 до 7 мм.

3.1. Програма експериментальних досліджень

Метою проведення досліджень було визначення таких конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів бурякозбиральних машин, при яких пошкодження коренеплодів цукрових буряків були б мінімальними, при їх проходженні в технологічних руслах сепараторів.

В зв'язку з поставленою метою запропонована програма проведення експериментальних досліджень, згідно з якою передбачалось:

- розробку та виготовлення імітаторів коренеплодів з можливістю отримання чітких відбитків кількості та сили ударних взаємодій з робочими органами при їх проходженні в технологічних руслах бурякозбиральних машин;
- розробку та виготовлення дослідного стенду для встановлення глибини пошкоджень коренеплодів від конструктивних і кінематичних параметрів робочих органів при одночасному визначенні зусилля ударної взаємодії;
- розробку конструктивної схеми сепаруючого скребкового транспортера з криволінійною трасою розташування пруткового полотна та методики проведення досліджень його параметрів;
- проведення експериментальних досліджень в лабораторних умовах з метою визначення ступеня пошкоджень коренеплодів від зони та швидкості їх взаємодії з робочим органом, форми його поверхні та жорсткості основи;

- проведення експериментальних досліджень в польових умовах з метою визначення ступеня пошкоджень і¹⁰⁶ сепарації коренеплодів, як окремими робочими органами, так і коренезбиральною машиною в цілому.

На основі проведених досліджень передбачалась перевірка адекватності теоретичних розрахунків результатам експериментів.

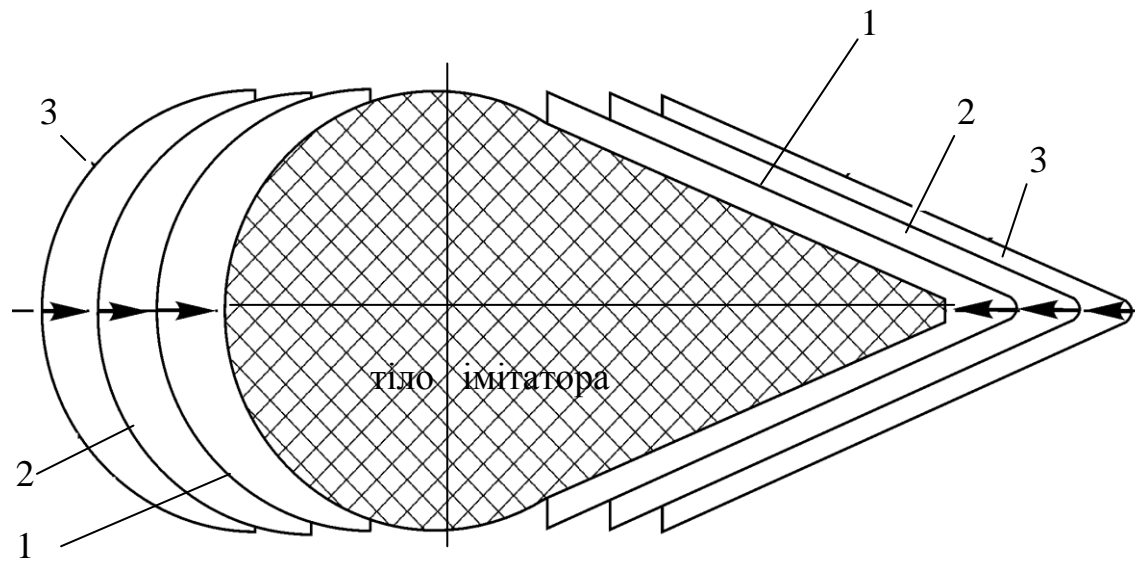
3.2. Методика оцінки ступеня пошкодження коренеплодів на основі розробленого імітатора

В процесі викопування та сепарації коренеплодів, останні піддаються неодноразовим ударним діям зі сторони робочих органів машини, що призводить до їх пошкоджень (сколи, відриви частин кореня, дроблення) і, як наслідок, втрат цукристої маси.

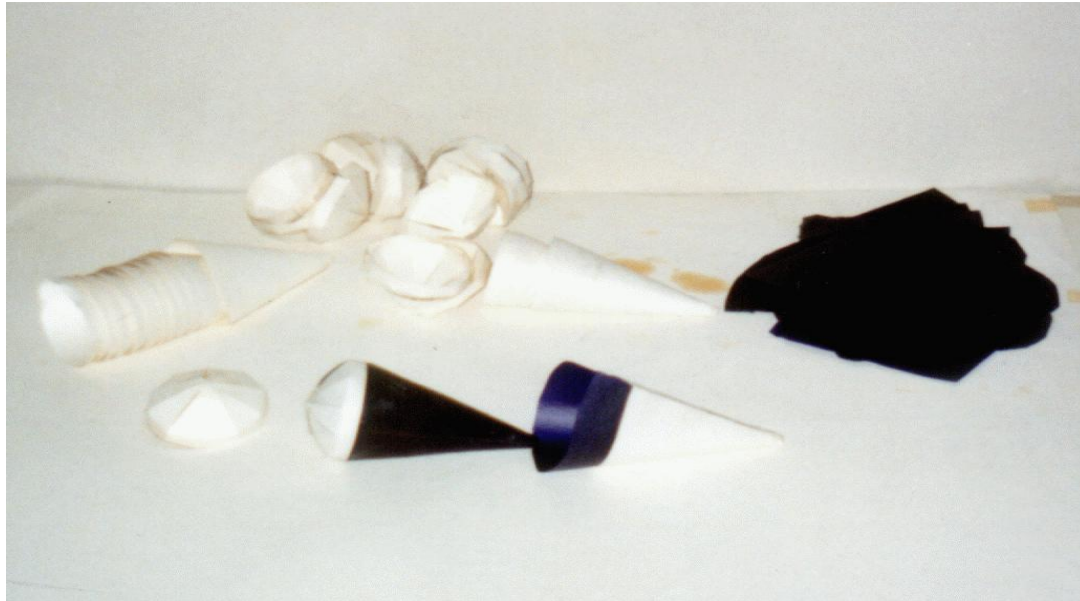
Для підвищення експлуатаційних показників бурякозбиральних машин, при яких сильні механічні пошкодження коренеплодів не будуть перевищувати допустимих значень регламентованих агрономіями [70], необхідно встановити яким чином вони залежать від конструктивних і кінематичних параметрів робочих органів машини. Отримання реальних результатів на основі аналізу стану коренеплодів, що викопані та очищені із контрольних ділянок є надзвичайно трудомістким процесом. Випадкові фактори відіграють, при цьому, домінуючу роль і практично унеможливають застосування такого методу для проведення експериментальних досліджень. Ним користуються переважно на машиновипробувальних станціях (МВС) при випробуванні коренезбиральних машин для оцінки якісних параметрів їх роботи.

Для визначення оптимальних конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів бурякозбиральних машин, з умови мінімізації ступеня пошкодження коренеплодів цукрових буряків, при їх сепарації від ґрунту та

рослинних залишок в очисниках і переміщенні в технологічних руслах транспортерів машини, запропонована методика прогнозування ступеня пошкодження тіла буряків. Вона полягає в застосуванні імітатора кореня цукрового буряка [10], що складається з тіла коренеплоду (виготовленого наприклад з гуми), яку охоплюють внутрішня 1 і зовнішня 3 соціально виготовлені обгортки (оболонки) з копіювальним папером 2 між ними (рис. 3.1а). Оболонка 1, що безпосередньо контактує з поверхнею тіла імітатора повинна мати білий колір, а копіювальний папір своєю фарбуючою стороною



а.



б.

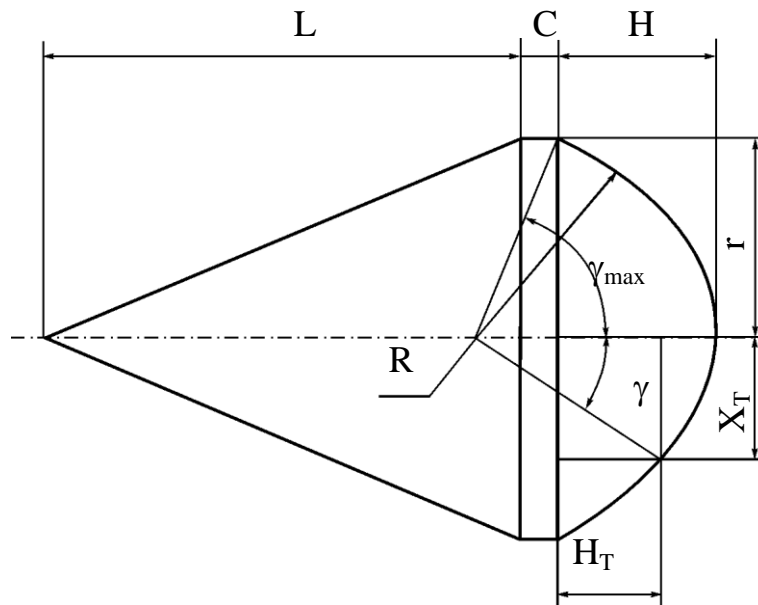
Рис. 3.1. Схема та загальний вигляд імітатора коренеплода цукрового буряка.

направлений до неї. Оболонки повинні досить щільно охоплювати модель, тому до її виготовлення висуваються певні вимоги. Оболонки повинні виготовлятися із застосуванням спеціальних розгорток, які при охопленні тіла коренеплода щільно прилягають краями без перекриття або утворення зазору. Виконання даної вимоги дозволить отримувати точні відбитки на білому папері при взаємодії імітатора з робочими поверхнями коренезбиральної машини.

Загальний вигляд імітатора коренеплоду зображено на рис. 3.1б.

Вимірявши геометричні розміри імітатора коренеплоду (рис. 3.2), можна побудувати розгортку оболонок. Розгортка може виготовлятися суцільною, або з двох частин: конічної та півсферичної, що спростить процес підготовки імітатора між повторними замірами, шляхом охоплення тіла імітатора з двох сторін, заздалегідь підготовленими частинами оболонки. В цьому випадку, для надійної фіксації розгорток доцільно на моделі коренеплоду між його сферичною і конічною частинами виконувати циліндричний бурт.

Розгортки конічної та сферичної оболонок імітатора коренеплоду з циліндричним буртом відповідно зображені на рис. 3.3а. і 3.3б.



Конструктивні параметри розгортки визначаються за наведеними залежностями [10; 59].

Для конічної частини розгортки

$$\begin{aligned}C_k &= 2\pi r; \\ B &= \sqrt{L^2 + r^2}; \\ \beta &= \frac{r360^0}{\sqrt{L^2 + r^2}},\end{aligned}\tag{3.1}$$

де C_k – довжина кола максимального діаметра конічної частини моделі;

r – максимальний радіус конічної моделі;

B – висота оболонки;

L – висота конічної частини моделі;

β - кут розгортки.

Для сферичної частини розгортки з циліндричним буртом

$$l = \frac{2\pi R \arccos\left(\frac{R-H}{R}\right)}{360^0};$$

$$C_T = \frac{2\pi \sqrt{R - (R-H_T)^2}}{n},$$
(3.2)

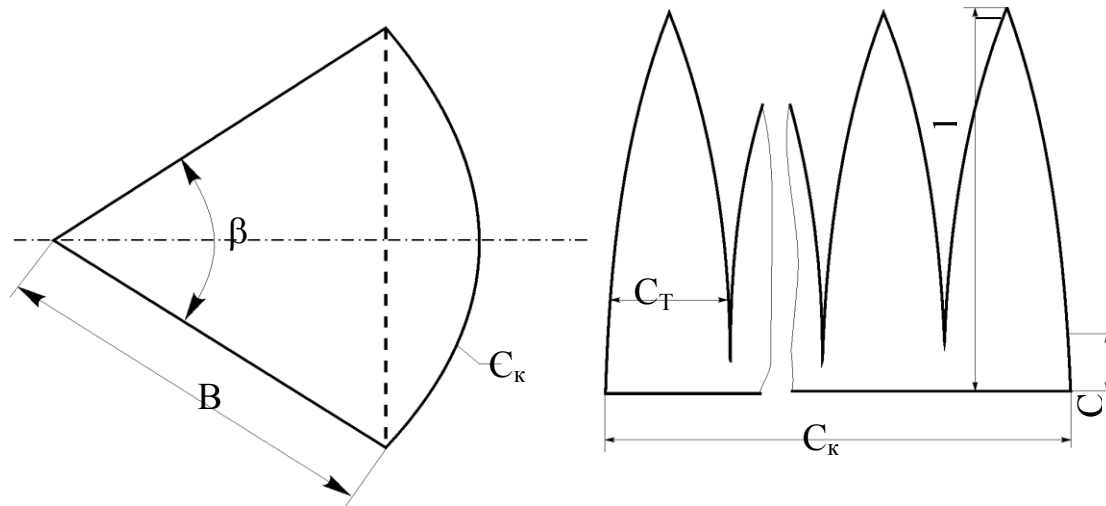


Рис. 3.3. Схеми розгорток частин оболонок

де l – довжина пелюстків сферичної частини розгортки оболонки;

R – радіус сферичної частини імітатора коренеплода;

H – висота сферичної частини імітатора;

$Ст$ – біжуче значення ширини смуги сферичної частини розгортки;

$Хт$ і $Нт$ – відповідно біжучі значення радіуса сферичної частини моделі та його висоти;

n – кількість пелюстків сферичної частини розгортки.

Підготовка імітатора коренеплода до проведення дослідів проводиться в такій послідовності. Модель охоплюють паперовою оболонкою білого кольору. Далі вона обгортається копіювальним папером, фарбуючим шаром до середини, після чого надівається друга (зовнішня) оболонка. В такому вигляді імітатор обмотують клеючою стрічкою. В процесі обмотування необхідно добиватись мінімального перекривання шарів клеючої стрічки з метою створення рівномірного утримуючого шару. Також вимоги висуваються і до кольору стрічки. При застосуванні білої зовнішньої обгортки клеючу стрічку доцільно застосовувати прозору, або ярих кольорів. Це необхідно для швидкого виявлення імітатора після проходження ним технологічних вузлів у купі зібраних буряків або в бункері коренезбиральної машини.

Підготовлений імітатор закопується в рядок між коренеплодами, безпосередньо перед проходом бурякозбиральної машини (рис. 3.4.).

Під час проходження імітатора в технологічних органах машини при його викопуванні, сепарації та транспортуванні (рис. 3.5.), кількість і величина ударних взаємодій за допомогою копіювального паперу відбивається на внутрішню білу паперову оболонку. Розташування імітаторів коренеплодів у потоці вороху на повздовжньому, поперечному та вивантажувальних транспортерах коренезбиральної машини КС-6Бпредставлені в додатку Б. Сила удару, з врахуванням площі контакту, визначається за інтенсивністю фону плями контакту згідно градації відтінків кольору копіювального паперу. Фон плями контакту характеризує глибину



Рис. 3.4. Розташування імітатора коренеплода в рядках перед проходженням бурякозбиральної машини



Рис. 3.5. Загальний вигляд імітатора при його переміщенні у воросі коренеплодів по транспортерах бурякозбиральної машини

пошкодженні тіла коренеплоду, методика визначення якої наведена в наступному підрозділі.

Оскільки пошкодження коренеплодів при їх проходженні в технологічних руслах машини носять ймовірностний характер, то дослідження необхідно проводити в багатократній повторюваності.

Далі імітатори коренеплодів падають на копачі машини, робочі органи якої працюють в холостому режимі.

На основі порівняльної оцінки фонів плям, залишених від копіювального паперу на поверхні внутрішньої обгортки від взаємодії імітатора з робочими органами машини встановлюється відносний коефіцієнт ступеня

пошкодження коренеплодів при їх проходженні по технологічних вузлах при робочому та холостому режимах роботи¹¹⁵ дослідної машини. Реальний відсоток пошкоджених коренеплодів визначається згідно загальновідомих методик [77; 93], якими користуються на машинно-випробувальних станціях при випробуванні бурякозбиральної техніки. Це в свою чергу дає можливість порівняти реальний ступінь сильно пошкоджених коренеплодів із кількістю та фоном плям контакту, залишених на поверхні внутрішньої оболонки імітатора при його проходженні у воросі коренеплодів на заліковій ділянці.

В процесі досліджень, зміною тих чи інших конструктивно-кінематичних параметрів машини (які піддаються регулюванню), визначають такі її параметри та режими роботи, при яких пошкодження коренеплодів будуть мінімальними.

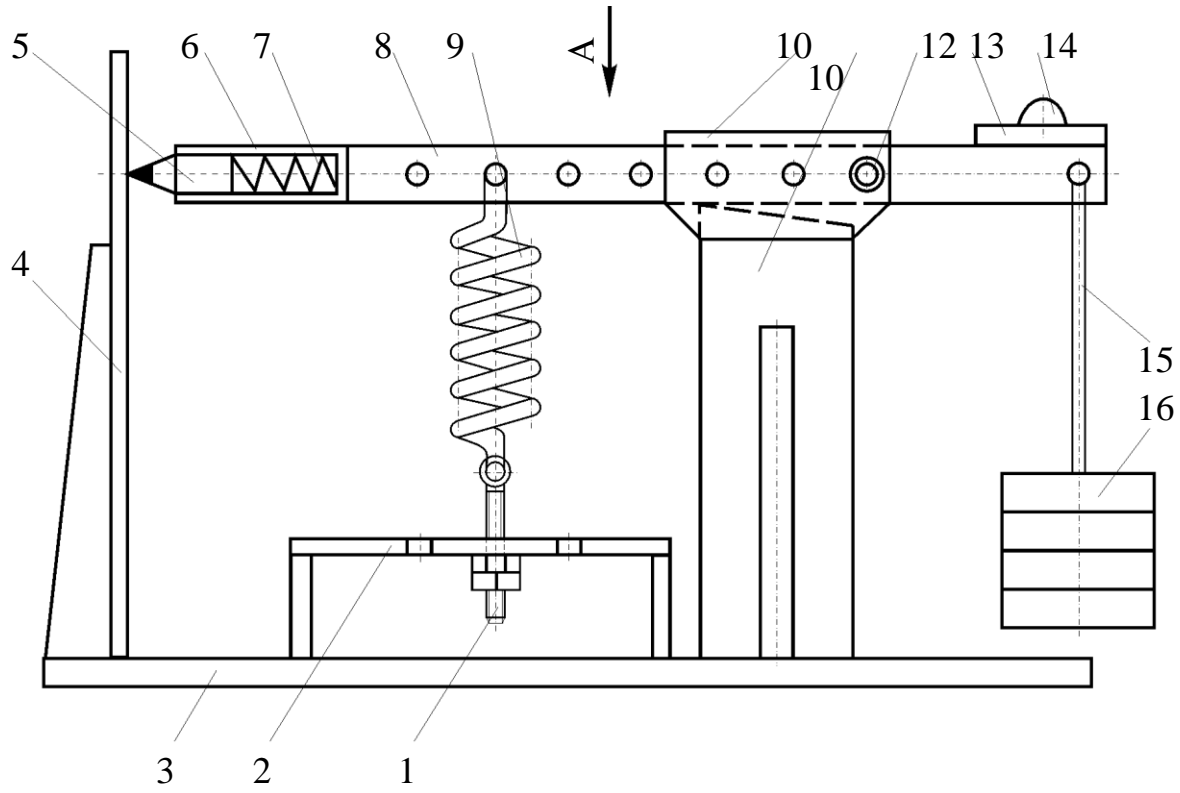
Визначивши, на основі проведених досліджень, відносний коефіцієнт ступеня пошкодження коренеплодів ним можна користуватися при доопрацюванні вузлів машини в лабораторних умовах не обмежуючись сезонністю збирання цукрових буряків. Так, модернізуючи та вдосконалюючи робочі органи машини визначають ступінь її агресивної дії на коренеплоди. При цьому, імітатори проходять технологічні русла машини при їх холостому режимі роботи органів і на основі отриманих плям контакту, а також з врахуванням відносного коефіцієнта ступеня пошкодження коренеплодів, конструктори мають змогу зробити попередню оцінку реального ступеня пошкодження тіла цукрових буряків при роботі машини в польових умовах.

Дана методика є особливо актуальною в застосуванні при доведенні конструкції нових машин, оскільки дозволяє проводити експериментальні дослідження не залежно від сезону збирання буряків в лабораторних умовах.

Користуючись розробленим імітатором можна проводити оцінку ступеня пошкодження коренеплодів на¹¹⁶ окремих робочих органах (шнекових, роторних очисних, доочисних транспортерах і гірках та ін.), а також в зонах технологічного переходу між сусідніми робочими органами, де згідно відомих досліджень [89] виникають сильні механічні пошкодження плодів.

3.3. Стенд для проведення досліджень глибини пошкодження коренеплодів від параметрів їх ударної взаємодії з поверхнями робочих органів

Для проведення експериментальних досліджень з визначення глибини пошкодження тіла коренеплодів в залежності від швидкості обертання та геометричних параметрів поверхні очисників, жорсткості їх основи та сепаруючої поверхні, а також для тарування плям контакту на внутрішній обгортці імітатора коренеплоду, розроблений стенд [10], принципова схема якого зображена на рис. 3.6. Стенд містить основу 3, до якої з лівої сторони закріплено вертикальну частину 4, на робочій площині якої розташований масштабний папір для фіксації зусиль ударних взаємодій коренеплода або імітатора з елементом робочого органа. На кронштейні 11 основи, шарнірно закріплений важіль 8, плечі якого регулюються за допомогою пальця 12 розташованого в отворах бакових пластин 10 закріплених до кронштейна 11. На лівому кінці важеля встановлена втулка 6, в якій розташований підтиснутий пружиною 7, олівець 5, заточена сторона якого контактує з



A

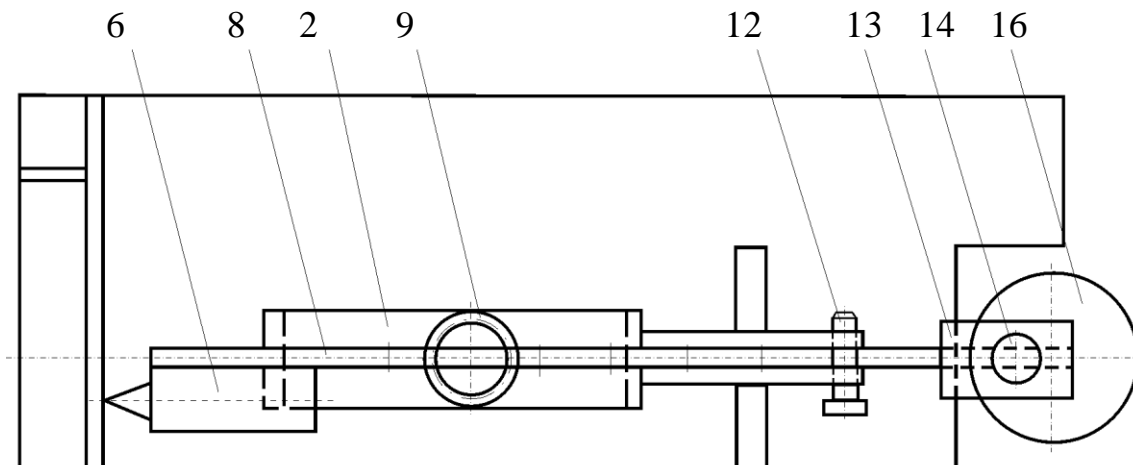


Рис. 3.6. Принципова схема стенда для дослідження глибини
пошкодження тіла коренеплодів

масштабним папером. Зі сторони розташування олівця важіль підтиснутий до основи пружиною 9, інший кінець якої, через регульовану гвинтову тягу 1, закріплений в П-подібному кронштейні 2. Сила натягу пружини регулюється, гвинтовою тягою, а також шляхом переставлення пружини в отворах важеля і П-подібного кронштейна. переміщення (провертання) важеля в сторону П-подібного кронштейна обмежене косим ударом кронштейна 11. 120

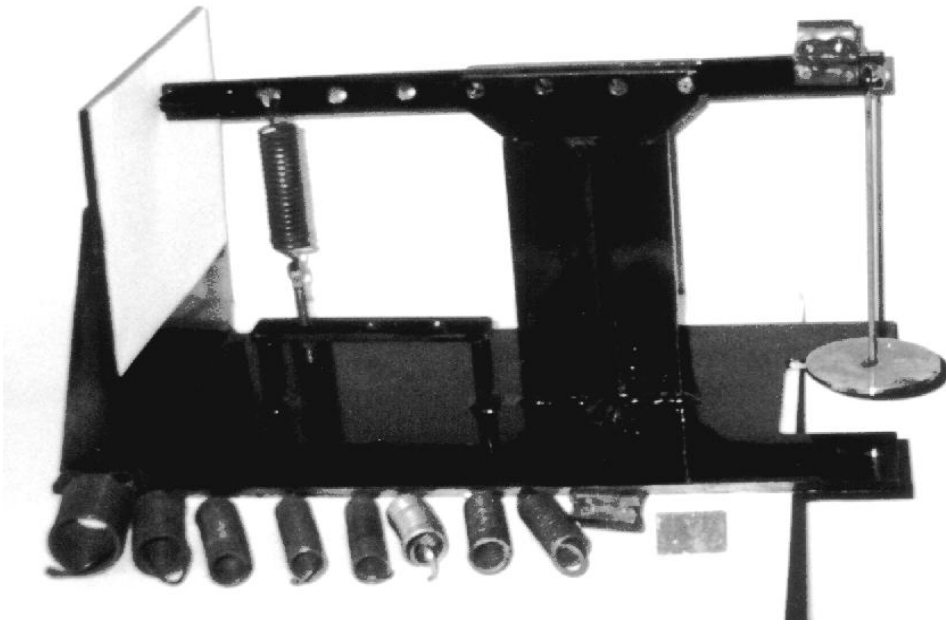
З іншої сторони на важелі, за допомогою проміжних пластин 13, закріплені змінні елементи 14, які повторюють форму основних робочих органів бурякозбиральних машин. Під змінними елементами на підвісці 15 розташовуються тарувальні тягарці 16 для проведення тарування стенду.

Загальний вигляд стенду в робочому та тарувальному стані зображено на рис. 3.7.

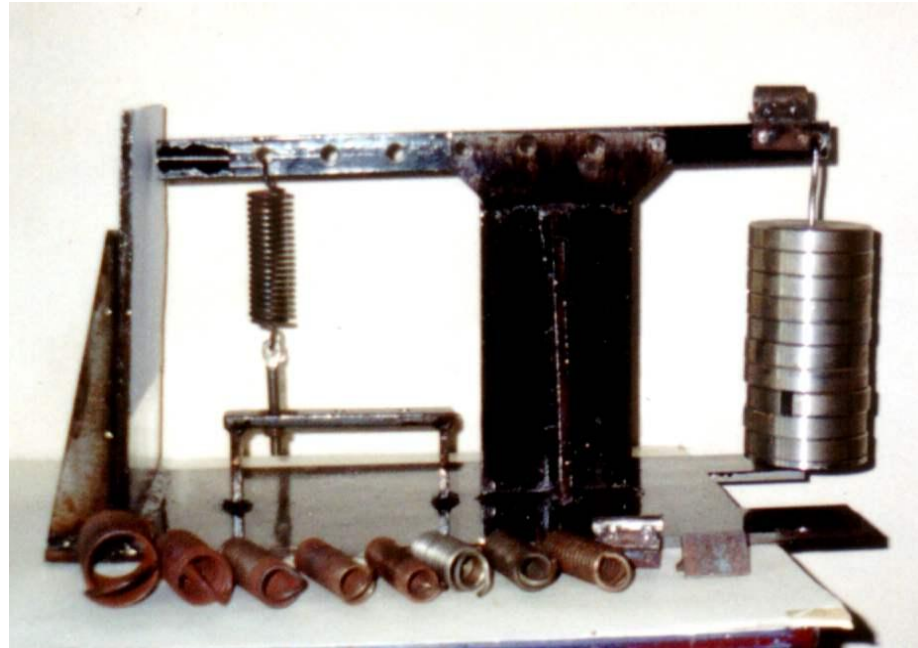
В процесі експериментальних досліджень коренеплоди різної маси кидають на змінні елементи, які імітують форму робочих поверхонь очисників, з різної висоти. При цьому фіксуючи висоту h вільного падіння коренеплодів визначають, за відомою залежністю, швидкість їх ударної взаємодії з робочим органом: $V = \sqrt{2gh}$. Форму очисних елементів (змінний радіус кривизни) змінюється шляхом їх переставлення разом з проміжними пластинами. Жорсткість основи робочого органу імітується зусиллям натягу пружини, місцем її положення, а доля енергії удару, яку поглинає основа робочого органу фіксується на масштабному папері при повертанні важеля.

Оскільки характер ударів, що сприймає коренеплід від робочих органів, різний, а тіло коренеплода не однорідне то експериментальні дослідження проводяться для різних типів ударів і зон коренеплоду, згідно таблиці 3.1.

Прямий удар характеризується прямим кутом дотичної до поверхні тіла коренеплода в зоні його взаємодії до¹²¹ нормалі робочого органу, яка проходить через центр радіусу кривизни сепаруючої поверхні та точкою контакту. При косому ударі кут між дотичною та нормаллю знаходиться в межах $30^{\circ} \dots 60^{\circ}$.



a



б

Рис. 3.7. Загальний вигляд стенда

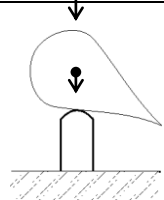
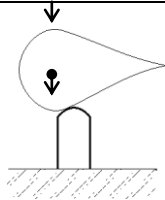
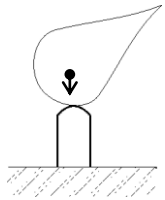
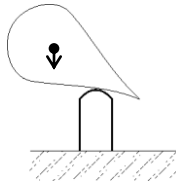
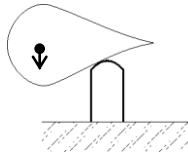
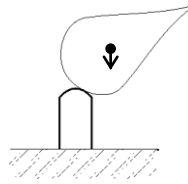
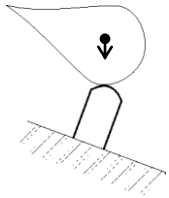
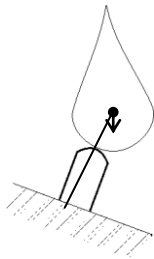
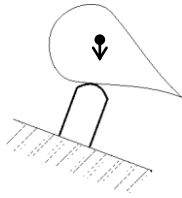
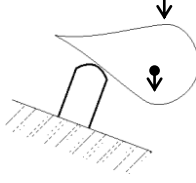
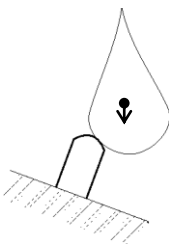
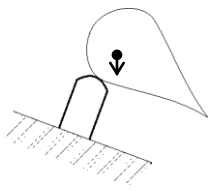
а – робочий стан;

б – тарувальний стан.

При центральному ударі сила взаємодії робочого органу з коренеплодом направлена в область його центра ваги, а при боковому суттєво зміщена.

Таблиця 3.1.

Характер взаємодії коренеплодів з робочим органом

Тип удару	Орієнтація коренеплоду		
Прямий центральный			
Прямий боковий			
Косий центральный			
Косий боковий			

Таким чином, змінюючи параметри вище вказаних факторів можна підібрати їх раціональні значення, при яких¹²⁵ глибина сильних механічних пошкоджень коренеплодів не буде перевищувати допустимі, згідно агрового (до 5 мм) [70].

Тарування фонів плям контакту внутрішніх обгортки імітатора здійснюється наступним чином. Підготовлений для досліду імітатор коренеплоду з фіксованої висоти і в певній орієнтації кидають на змінний елемент. Оскільки маса імітатора та висота його падіння відомі, то визначають швидкість ударної взаємодії та імпульс сили удару. Після цього дістають внутрішню обгортку імітатора, на якій є відбиток певної площі та інтенсивності, що відповідає імпульсу сили.

Для визначення “критичної” (максимально допустимої) інтенсивності фону плями контакту доцільно скористатись реальними коренеплодами. Для цього підбирають коренеплоди, що відповідають за формою і вагою аналогічним параметрам імітатора. Експериментально визначаються “критична” висота падіння та глибина пошкодження тіла коренеплоду. Далі, з цієї ж висоти кидають імітатор і отримують “критичну” інтенсивність фону, яка визначається за градацією кольору, що має копіювальний папір.

Розроблений стенд і методика досліджень на ньому дозволяють підібрати раціональні конструктивно-кінематичні параметри робочих органів відносно максимальної глибини пошкоджень тіла коренеплода, а також визначити фон плями контакту на імітаторі, який характеризує сильні механічні пошкодження цукрових буряків. Згідно визначено фон проводиться оцінка ступеня пошкодження коренеплодів робочими органами машини в польових умовах.

3.4. Конструктивна схема сепаруючого скребкового транспортера з криволінійною трасою розташування пруткового полотна та методика проведення досліджень його параметрів.

Для покращення процесу доочищення коренеплодів при їх виході з активних сепараторів доцільно застосовувати пруткові транспортери, які характеризуються просівними поверхнями, що дає змогу відводити домішки за межі технологічних русел переміщення вороху коренеплодів [].

Аналіз існуючих типів компоновок бурякозбиральних машин свідчить, що активна сепарація коренеплодів здійснюється робочими органами, площа яких складає 30... 60% від загальної площі поверхонь технологічних русел машин [19]. Підвищити інтенсивність сепарації коренеплодів можна за рахунок скребкових транспортерів, які, в основному, пасивно переміщують ворох без його доочищення. Інтенсифікація сепаруючого ефекту такими робочими органами за рахунок керованих динамічних впливів на ворох дозволила б суттєво покращити показники забрудненості коренеплодів, при задовільному рівні їх пошкоджень, оскільки поверхні полотен пруткових транспортерів мають незначну жорсткість в порівнянні з поверхнями інших активних сепараторів [83].

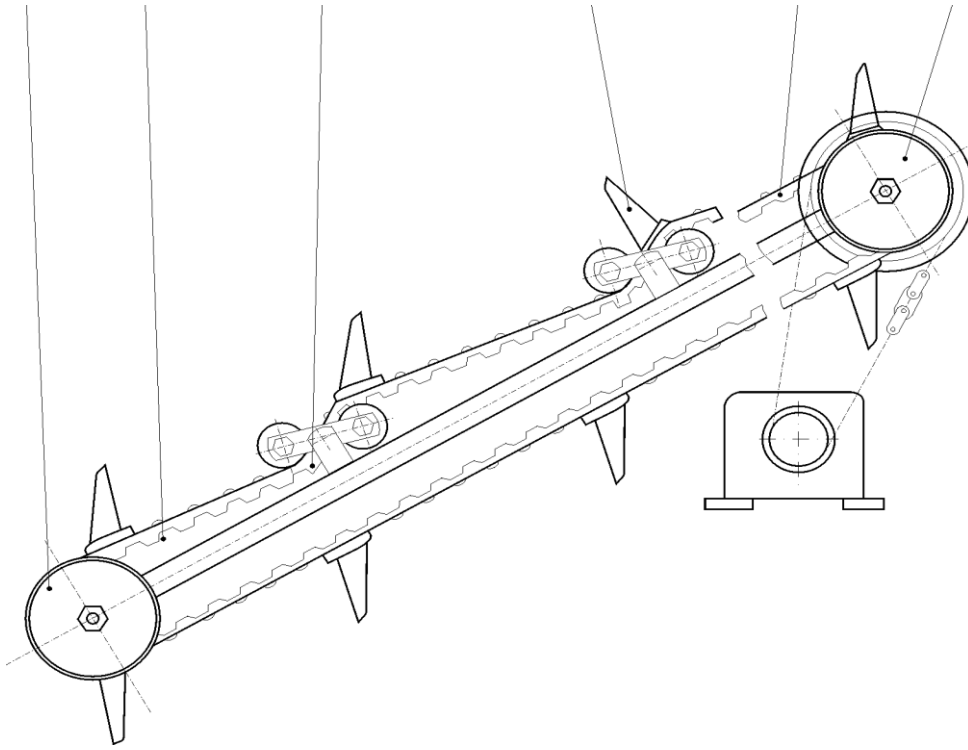
В зв'язку з тим, скребкові транспортери переважно встановлюють під значним кутом до горизонту, надання коливань в напрямку перпендикулярному до площини полотна є нераціональним, оскільки в цьому випадку можливе перекидання коренеплодів через скребки, яке викличе додаткові їх пошкодження.

На нашу думку, перспективним є спосіб транспортування, з одночасним доочищенням коренеплодів на скребковому транспортері з криволінійною трасою пруткового полотна, яке формується завдяки підтримуючим роликам. Теоретичне обґрунтування та аналіз раціональних параметрів такого робочого органа наведено в підрозділах 2.2 і 2.3.

Конструктивна схема сепаруючого скребкового транспортера з криволінійною трасою розташування¹²⁷ пруткового полотна зображена на рис. 3.8а.

Він складається з рами 2, на якій встановлені ведений 1 і привідний 6 барабани, що охоплюються прутковим полотном 5. Активізуючі елементи 3 виконані у вигляді двох, встановлених на загальній основі роликів, яка змонтована на рамі 2, із можливістю зміни кута α (рис. 3.8б), причому перший за ходом транспортера ролик охоплюється полотном зверху, а другий – знизу. Пруткове полотно 5 транспортера обладнане скребками 4 і виконане на базі зубчастих гумово-тросових пасів, які своєю шириною виступають за межі несучої поверхні скребків (3.8б). Привід транспортера здійснюється від трансмісії машини.

1 2 3 4 5 6



a

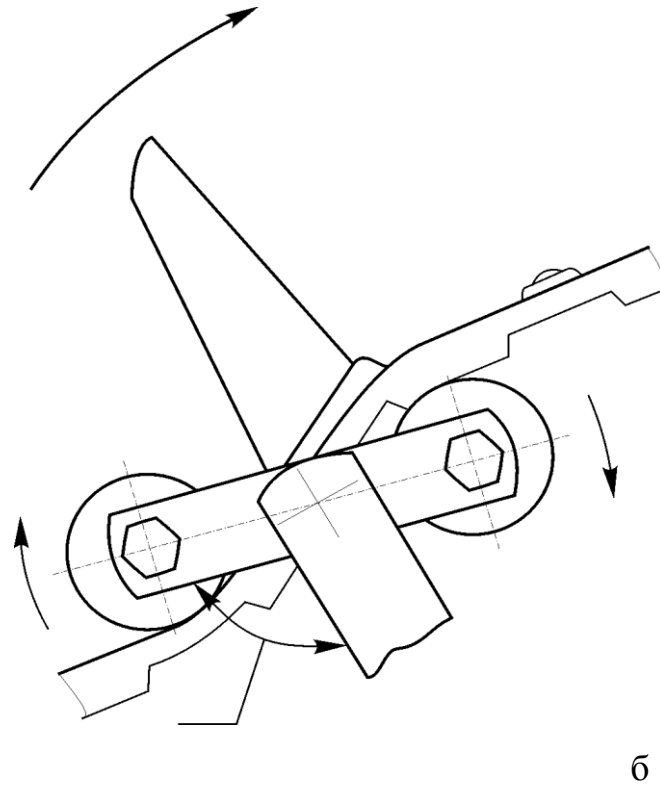


Рис. 3.8. Конструктивна схема сепаруючого скребкового транспортера з криволінійною трасою розташування пруткового полотна:

а – вигляд збоку; б – зона активізації

Змінюючи кут α , можна регулювати інтенсивність впливу на ворох, що переміщується транспортером. Чим менший кут – тим інтенсивніший вплив. Якщо куту надати значення $\alpha = 180^0$, активізуючий вплив припиниться і транспортер буде працювати в “класичному” режимі.

Під час проходження полотна через зону активізації, траєкторія його руху буде визначатись координатами¹³⁰ взаємного розміщення роликів, які підбираються таким чином, що скребок здійснює миттєвий проворот навколо осі другого за ходом ролика.

Оскільки коренеплід в процесі переміщення знаходиться на поверхні полотна і контактує з робочою поверхнею скребка в точці, що має більший радіус обертання, а, відповідно, і більшу лінійну швидкість ніж точка контакту з полотном, в зоні провороту коренеплід отримає прискорення, відірветься від скребка, та впаде на пруткову поверхню полотна. В процесі таких ударних взаємодій відбувається очищення коренеплодів від домішок ґрунту, які просипаються між прутками на поверхню поля вільну від буряків.

Експериментальні дослідження впливу конструктивних і кінематичних параметрів елементів скребкового транспортера на ступінь сепарації коренеплодів можна здійснювати за трьома методиками.

Перша є загально відомою і передбачає відбір проб із залікових ділянок, з подальшою обробкою зібраного вороху [77]. Однак вона є надто трудомісткою і нею, як правило, користуються при випробуванні бурякозбиральної техніки на МВС.

Друга методика, є апробованою і полягає у збиранні домішок, в розстелене на поверхні поля полотно, які просипаються в між прутковому просторі під вивантажувальним транспортером [83].

Нами пропонується третя методика. Оцінку ступеня сепарації вороху коренеплодів, який доочищається на скребковому сепараторному транспортері з криволінійною трасою розташування полотна здійснюють безпосередньо в зоні під робочою гілкою пруткового полотна. В цьому випадку до рами 2 транспортера (див. рис. 3.8) Кріпиться коробка, ширина якої рівна ширині групи скреbkів, а довжина в 3-4 рази менша між скребкової відстані. В процесі сепарації

коренеплодів домішки просипаються через прутки і збираються в коробці, а далі зважуються. Дослідження¹³¹ проводяться на зонах заданої довжини рядків, наприклад 10, 20... 50 м, в залежності від забрудненості вороху коренеплодів.

Зміна тих чи інших параметрів скребкового транспортера вилватиме на масу від сепарованих домішок на одиницю просівної площі під робочою гілкою пруткового полотна, що забезпечить вибір раціональних конструктивно-кінематичних параметрів такого робочого органу. Переміщення коробки відносно рами між парами роликів, які представляють собою зону активізації процесу доочищення вороху (див. рис. 3.8) дозволить встановити реальну довжину польоту коренеплодів до удару з прутками (найбільша маса від сепарованих домішок). В даній зоні необхідно конструктивно (наприклад забезпечити середину між підтримуючими роликами) досягнути найбільш “м’якого” удару коренеплодів в пруткове полотно для зменшення ступеня їх пошкодження.

Запропонована методика носить відносний характер, одна на основі порівняльної оцінки відсепарованих домішок дозволяє вибрати раціональні параметри очисного транспортера.

3.5. Результати досліджень ступеня пошкодження коренеплодів в лабораторних умовах.

Експериментальні дослідження з визначення глибини пошкодження тіла коренеплода проводились на стенді і по методиці, яка викладена в підрозділі 3.3. Для цього підбирались коренеплоди масою в межах 600 гр. Дослідження проводились для центральних і бокових, а також прямих і косих ударів коренеплодів в елементи робочого органу. При цьому, радіус півсферичного елемента становив 5 мм.

Метою даних експериментальних досліджень було встановлення, яким чином жорсткість основи впливає на¹³³ глибину пошкодження коренеплодів, а також перевірка гіпотези, викладеної в підрозділі 2.1. про те, що прямий удар призводить до значно більших пошкоджень тіла буряків, ніж косий. Дослідження проводились 20-ти кратній повторюваності, результати яких наведені в таблиці 3.2. За отриманими результатами приведені графічні залежності рис. 3.9 глибини пошкодження тіла коренеплодів від характері їх удару з робочого органа.

Таблиця 3.2.

Глибина руйнування поверхні тіла коренеплоду при його взаємодії з поверхнею спіралі шнека поперечним перерізом 10 x 30 мм із зовнішньою кромкою радіусом 5 мм.

Висота падіння коренеплодів, м	Прямий удар		Косий удар	
	Глибина руйнування, мм			
	Центральний удар	Боковий удар	Центральний удар	Боковий удар
0,5 м	3,6; 4; 3,8; 3,4; 3,5; 4,5; 3; 3,3; 4,1; 4,4; 5,2;	3,5; 2,9; 4,1; 2,6; 4,5; 4; 3,1; 4,8; 2,5; 2,2; 2,1; 2,4; 5,6; 3,8	-	-
1 м	3,2; 5; 2; 4; 4,4; 5,2; 3,5; 6; 6,5; 4,5; 1,2; 2,5; 5,5;	6,8; 3,9; 5; 4; 3,5 2,8; 2; 3; 3,6 3,4; 3,7; 5,1; 3,9; 4,5	0,8; 0,7; 0,9; 1; 0,5; 0,4; 1,3; 1,5; 1,7; 1,8; 1,1; 1,0	0,9; 1,2; 2,3; 1,7; 1,9; 1,5; 2,2; 1,6; 1,8; 1,3; 0,9

1,5 м	4,5; 5,8; 4,8; 3,5; 4; 6; 5; 5,5; 4,5; 4,1; 5,5; 5,2;	4,5; 3,8; 5; 3,7; 6; 6,5; 5,9; 5,6; 2,5; 2,8; 2,9; 3,5; 4,9; 4	2,1; 2,9; 3,1; 3,6; 3,8; 3,1; 3,5; 3,3; 3,5; 4,5; 3,8; 3; 4,4; 4,5; 4,6	3,9; 4,5; 4,4; 4,8; 4,7; 4,1; 3,7; 4,3; 3,5; 2,8; 3,1; 3,5; 3,4; 3,8
2 м	-	-	3,1; 3,5; 3,6; 3,8; 3,9; 3,7; 4,4; 4,9; 4,1; 3,9; 4,8; 5; 4,1; 4,5	4,2; 4,9; 4,8; 5,1; 4,9; 4,5; 4,2; 4,8; 4,1; 3,9; 4,9; 4,3; 4,4; 4

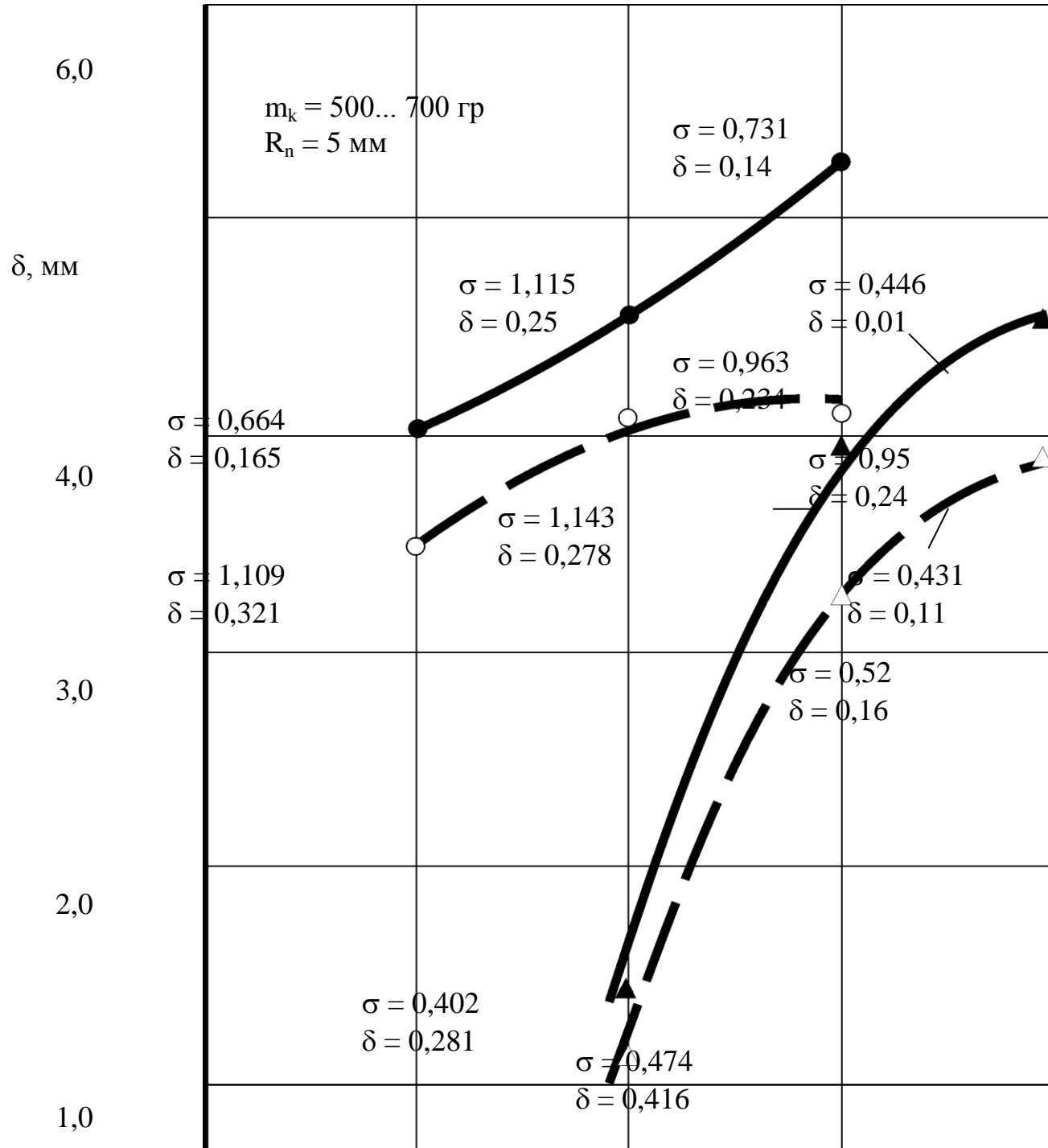


Рис. 3.9. Графічні залежності глибини пошкодження тіла коренеплодів від характеру їх удару з робочим органом

Аналізуючи дані залежності можна констатувати, що виникнення прямого удару при швидкості взаємодії з робочим органом $V = 4,23$ м/с (вільне падіння коренеплоду $h = 1$ м), призводить до збільшення глибини пошкоджень тіла коренеплоду в 3,17... 3,56 разів в порівнянні з косим ударом. Для швидкості взаємодії 5,42 м/с таке співвідношення становить 1,07... 1,28 разів. Виникнення центральних ударів в порівнянні з боковими, характеризує збільшення глибини пошкодження в 1,12... 1,28 разів.

Результатами експериментальних досліджень встановлено, що жорсткість практично не впливає на ступінь травмування коренеплодів. Її вплив можливий лише за умови, якщо маса робочого органу буде наближатись до маси коренеплодів, що для робочих органів коренезбиральних машин є нереально.

На основі проведених досліджень, а також з аналізу відомих літературних джерел встановлено, що основними факторами, які впливають на ступінь пошкодження коренеплодів при їх центральному та прямому ударі чистою поверхнею в робочі органи бурякозбиральних машин є:

- швидкість ударної взаємодії коренеплода з робочим органом, яка визначається з висоти (h) вільного падіння буряка на поверхню робочого органу;
- форма поверхні робочого органу, яка визначається радіусом кривизни (R) його периферійної зони;
- маса коренеплодів (m_k).

В зв'язку з тим, що переважна більшість конструкцій робочих органів бурякозбиральних машин виконана¹³⁷ металевими, то при проведенні досліджень не враховувалась зміна жорсткості робочої поверхні, яка може виготовлятися з неметалевих матеріалів, і що безумовно забезпечить зменшення глибини пошкоджень коренеплодів при незмінних інших параметрах їх ударної взаємодії.

При проведенні досліджень відбувались тільки такі дані глибини пошкоджень тіла коренеплода, при яких удар був тільки прямим і центральним. Тобто нормаль до місця травмування кореня була направлена в зону його центра ваги.

Досліди здійснювали при одночасній зміні всіх факторів за планом повного факторного експерименту ПФЕ – 2^3 [123].

Функція відгуку знаходилась у вигляді неповного квадратного полінома

$$Y = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + b_3 X_3 + b_{12} X_1 X_2 + b_{13} X_1 X_3 + b_{23} X_2 X_3 + b_{123} X_1 X_2 X_3; \quad (3.3)$$

де X_i – кодовані фактори;

$i = 1, 2, 3$;

b_{ij} – коефіцієнти при відповідних значеннях X .

Зв'язок між кодовими та натуральними значеннями факторів встановлюється залежністю

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (3.4)$$

де x_i ; X_i – відповідно кодове та натуральне значення i -го фактора;

X_{i0} – натуральне значення i -го фактора на основному рівні;

ΔX_i – інтервал варіювання i -го фактора.

Значення факторів в натуральних величинах, а також інтервали їх зміни наведено в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3

План повнофакторного експерименту

Кодоване значення факторів	Висота падіння коренеплода на робочий орган h , м	Радіус кривизни периферії робочого органу R , м	Маса коренеплода m , кг
Основний рівень	1	0,008	0,8
Інтервал варіювання	0,5	0,003	0,4
Верхній рівень	1,3	0,011	1,2
Нижній рівень	0,5	0,005	0,4

За даними таблиці 3.3 складаємо матрицю повнофакторного експерименту ПФЕ- 2^3 , що включає $n=8$ незалежних експериментів із повторюваністю дослідів в кожній точці по п'ять разів ($m_0 = 5$). Дані дослідів заносимо в таблицю 3.4.

В кожній i -тій точці визначаємо дисперсію S_n^2 , з яких вибираємо максимальну дисперсію S_{\max}^2 .

$$S_n^2 = \frac{1}{m_0 - 1} \sum_{i_n=1}^{m_0} \left(Y_{i_n} - \bar{Y}_u \right)^2, \quad (3.5)$$

де i_n - номер повторюваності;

Y_{i_n} - вихідний параметр при i_n повторюваності;

\bar{Y}_u - середнє значення вихідного параметра в кожному досліді.

Перевірка відтворюваності здійснюється за критерієм Кохрена

$$G = \frac{S_{i_{\max}}^2}{\sum_{i=n}^n S_i^2} = \frac{4,3}{12,469} = 0,348.$$

Табличне значення критерію Кохрена при $n = 8$ і $f_u = m_0 - 1 = 4$ буде $G_T(0,005; n; f_u) = 0,391$. Оскільки $G_T > G$ то процес відтворюється.

Коефіцієнт регресії визначаються за залежностями

$$\begin{cases} b_0 = \frac{1}{n_u} \sum_{u=1}^n \bar{Y}_u; \\ b_i = \frac{1}{n_u} \sum_{u=1}^n X_{iu} \bar{Y}_u; \\ b_{ij} = \frac{1}{n_u} \sum_{u=1}^n X_{iu} X_{ju} \bar{Y}_u, \end{cases} \quad (3.6)$$

де X_{iu} і X_{ju} - відповідно значення і-го та j-го кодованих факторів в u-му досліді

Таблиця 3.4

Результати повнофакторного експерименту

N	X_1	X_2	X_3	X_1X_2	X_1X_3	X_2X_3	$X_1X_2X_3$	Y_1	Y_2	Y_3	Y_4	Y_5	\bar{Y}_u	S_u^2	Y_T
1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	3,5	3,1	2	3,5	4,0	3,22	0,599	2,133
2	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	5,2	3,5	7,5	4,5	6,4	5,42	2,467	6,507
3	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	1,1	0,5	0,4	1,0	0,8	0,76	0,093	0,243
4	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	3,2	5,6	4,0	3,2	4,5	4,10	1,01	4,617
5	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	7,5	6,0	8,3	5,8	6,4	6,80	1,135	8,911
6	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	14	17	13	18	15	15,40	4,3	13,285

7	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	2,2	3,5	3,3	4,1	2,2	3,06	0,703	2,55
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	7,2	4,5	7,8	5,2	7,4	6,42	2,162	6,927

Застосовуючи рівняння (3.6) розраховуємо коефіцієнти регресії:

$$b_0 = 5,647; b_1 = 2,187; b_2 = -2,062; b_3 = 2,272; b_{12} = -0,512; b_{13} = 0,802; b_{23} = -1,117; b_{123} = -0,797.$$

Рівняння регресії буде мати вигляд

$$Y_T = 5,647 + 2,187X_1 - 2,062X_2 + 2,272X_3 - 0,512X_1X_2 + 0,802X_1X_3 - 1,117X_2X_3 - 0,797X_1X_2X_3. \quad (3.7)$$

Оцінка значущості коефіцієнтів регресії здійснюється за допомогою критерій Стюдента. Коефіцієнт вважається значущим, якщо виконується нерівність

$$|b_a| \geq \Delta b_a = t(0,05; f_y) \frac{S_y}{\sqrt{n}}, \quad (3.8)$$

де b_a - коефіцієнти b_0 ; b_i і b_{ij} , які розраховуються за формулами 3.6;

Δb_a - довірна границя;

$t(0,05; f_y)$ критерій Стюдента при 5% рівні значущості та числі ступенів вільності дисперсії відтворюваності $f_y = (m_0 - 1)n$.

Рівень значущості рівний $1 - \alpha$, де α - довірна ймовірність. Оскільки при 5% - му рівні значущості $\alpha = 0,05$, а $f_y = 32$, то табличне значення $t = 2,0$.

Дисперсія дослідів S_y^2 визначається

$$S_y^2 = \frac{1}{8} \sum_{i=1}^n S_i^2 = 1,558. \quad (3.9)$$

Тоді

$$\Delta b_a = 2 \frac{\sqrt{1,558}}{\sqrt{8}} = 0,883. \quad (3.10)$$

В рівнянні регресії коефіцієнти b_{12} , b_{13} , b_{123} менші довірчого інтервалу, тому залежність (3.7) прийме вигляд

$$Y_T = 5,677 + 2,187X_1 - 2,062X_2 + 2,272X_3 - 1,117X_2X_3. \quad (3.11)$$

Перевірку адекватності проводимо за критерієм Фішера. Адекватність має місце коли виконується нерівність

$$F = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2} < F(0,05; f_{ad}; f_y), \quad (3.12)$$

де S_{ad}^2 - дисперсія адекватності;

$F(0,05; f_{ad}; f_y)$ - критерій Фішера при 5%-му рівні значущості;

f_{ad} - число ступенів вільності; $f_{ad} = n - k - 1 = 8 - 3 - 1 = 4$;

K - число факторів у досліді; $K = 3$.

Дисперсія адекватності визначається

$$S_{ad}^2 = \frac{1}{n-k-1} \sum_{u=1}^n (Y_t - \bar{Y}_u)^2 = 3,11, \quad (3.13)$$

де Y_T - розрахункове значення відгуку в i -му досліді, яке визначається за залежністю (3.11).

Тоді

$$F = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2} = \frac{3,11}{1,558} = 1,996 < F_T = 2,67.$$

Отже рівняння регресії (3.11) адекватно відтворює результати експерименту.

Відповідно в натуральних координатах рівняння регресії прийме вигляд

$$Y = b_0 + \sum_{i=1}^3 b_i \left(\frac{X_i - X_{io}}{\Delta X} \right),$$

$$Y = 5,647 + 2,187 \left(\frac{h-1}{0,5} \right) - 2,062 \left(\frac{r-0,008}{0,003} \right) + 2,272 \left(\frac{m-0,8}{0,4} \right) - 1,117 \left(\frac{r-0,008}{0,003} \right) \left(\frac{m-0,8}{0,4} \right);$$

$$Y = - 3,73 + 4,37h + 57,37r + 13,13m - 930,83rm. \quad (3.14)$$

Залежність (3.14) може бути використана для оцінки глибини пошкоджень коренеплодів у визначеній області зміни даних факторів.

Оскільки, сильні механічні пошкодження коренеплодів (> 5 мм), згідно агрономог не повинні перевищувати 5 мм, то при виборі раціональних параметрів робочих органів очисників в залежності (3.14) значенню Y доцільно надавати величину 5 мм. Лінійна швидкість V периферії робочого органу визначається з критичної висоти h падіння коренеплода $V = \sqrt{2gh}$. Також доцільно враховувати врожайність i відповідно величину (масу) коренеплодів.

Графічне зображення характеру впливу вищезгаданих параметрів на глибину пошкоджень коренеплодів з масою $m = 0,8; 1,0; 1,2$ кг зображено на рис. 3.10. Зона вибору раціональних параметрів робочих органів на рис. 3.10. показана штриховою.

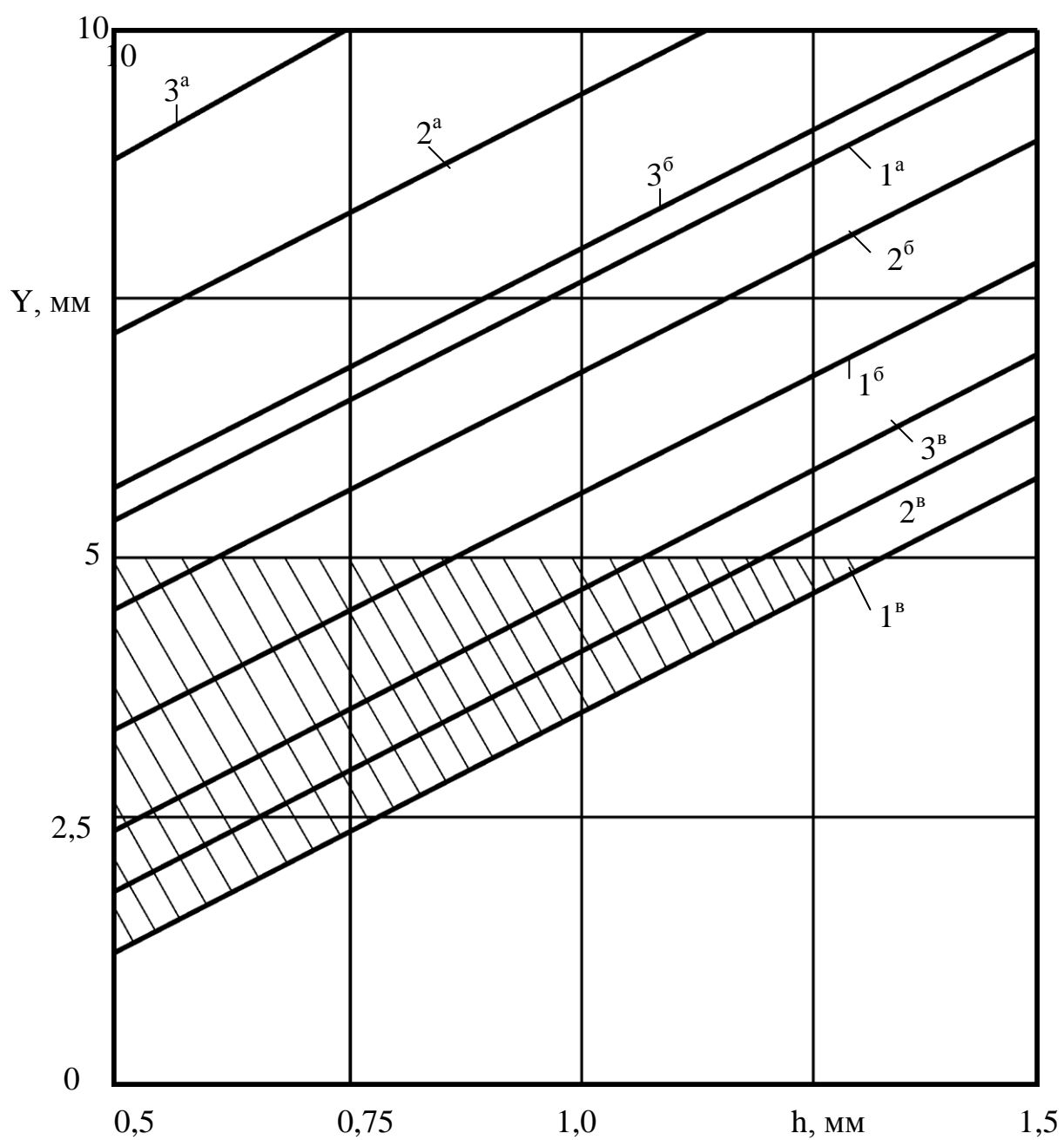


Рис. 3.10. Залежність впливу глибини пошкоджень Y коренеплодів

від висоти їх вільного падіння та форми робочого органу:

1 – $m = 0,8$ кг; 2 = 1,0 кг; 3 = 1,2 кг;

$a - r = 0,005$ мм; $b - r = 0,008$ мм; $v - r = 0,011$ мм.

3.6. Результати досліджень ступеня пошкоджень і очищення коренеплодів робочими органами машин в польових умовах

На основі запропонованої методики дослідження глибини пошкоджень коренеплодів на основі розробленого імітатора, яка викладена в підрозділі 3.2, здійснено оцінку ступеня пошкоженості коренеплодів технологічними органами коренезбиральною машини КС-6Б в робочому та холостому режимі. На основі аналізу фону плям контакту на внутрішній обгортці імітатора (3.11) встановлено, що ступінь пошкоженості коренеплодів при холостому режимі роботи машини КС-6Б в 1,35... 1,4 рази є вищою, ніж в робочому. Під холостим режимом роботи розуміється те, що коренеплід (імітатор) один переміщується по робочих органах машини. В робочому режимі роботи імітатор рухається в потоці вороху, що зменшує кількість його безпосередніх взаємодій із сепаруючими та транспортуючими органами.



Рис. 3.11. Загальний вигляд внутрішніх обгортки імітатора
після його проходження в руслі робочих
органів коренезбиральною машини

Таким чином, при модернізації вузлів коренезбиральною машини КС-6Б в лабораторних умовах (наприклад в цеху) необхідно пропустити імітатор по її робочих органах і з врахування співвідношення між ступенем травмування буряків в холостому та робочому режимах (1,35... 1,4) можна здійснити попередню оцінку ступеня агресивності модернізованих робочих органів. Також по кількості та фону плям контакту можна провести порівняльний аналіз, яким чином зміна тих чи інших конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів буде впливати на пошкоджуваність буряків.

В процесі досліджень також встановлено, що на копач та шнековий очисник припадає 70... 80% сильних механічних пошкоджень коренеплодів. При цьому, порівнювались від печатки на обгортках імітатора, який повністю проходив робочі органи машини, а також після виходу з копача (імітатор проходив по транспортерах машини).

Необхідно зауважити, що порівняльна оцінка ступеня пошкоджень коренеплодів стосується виключно коренезбиральною машини КС-6Б, а при аналізі агресивності робочих органів інших машин необхідно проводити дослідження на імітаторі для їх робочих і холостих режимів функціонування.

Згідно викладеної методики досліджень (підрозділ 3.4) визначення ступеня сепарації коренеплодів на доочисному скребковому транспортері з криволінійною трасою розташування полотна, проведені експериментальні дослідження на базі повздовжнього транспортера коренезбиральною машини КС-6Б. Результати досліджень представлені графічними залежностями (рис. 3.12) питомої маси від сепарованих домішок “Д” від кута “ β ” нахилу лінії, що з’єднує осі роликів до площини полотна транспортера при різних значеннях відстані між роликами: $L = 200; 250; 300$ мм.

Проби відбирались на довжині гону 10 м з площею поперечного перерізу коробки під полотном для збирання від сепарованих домішок $0,32 \text{ м}^2$.

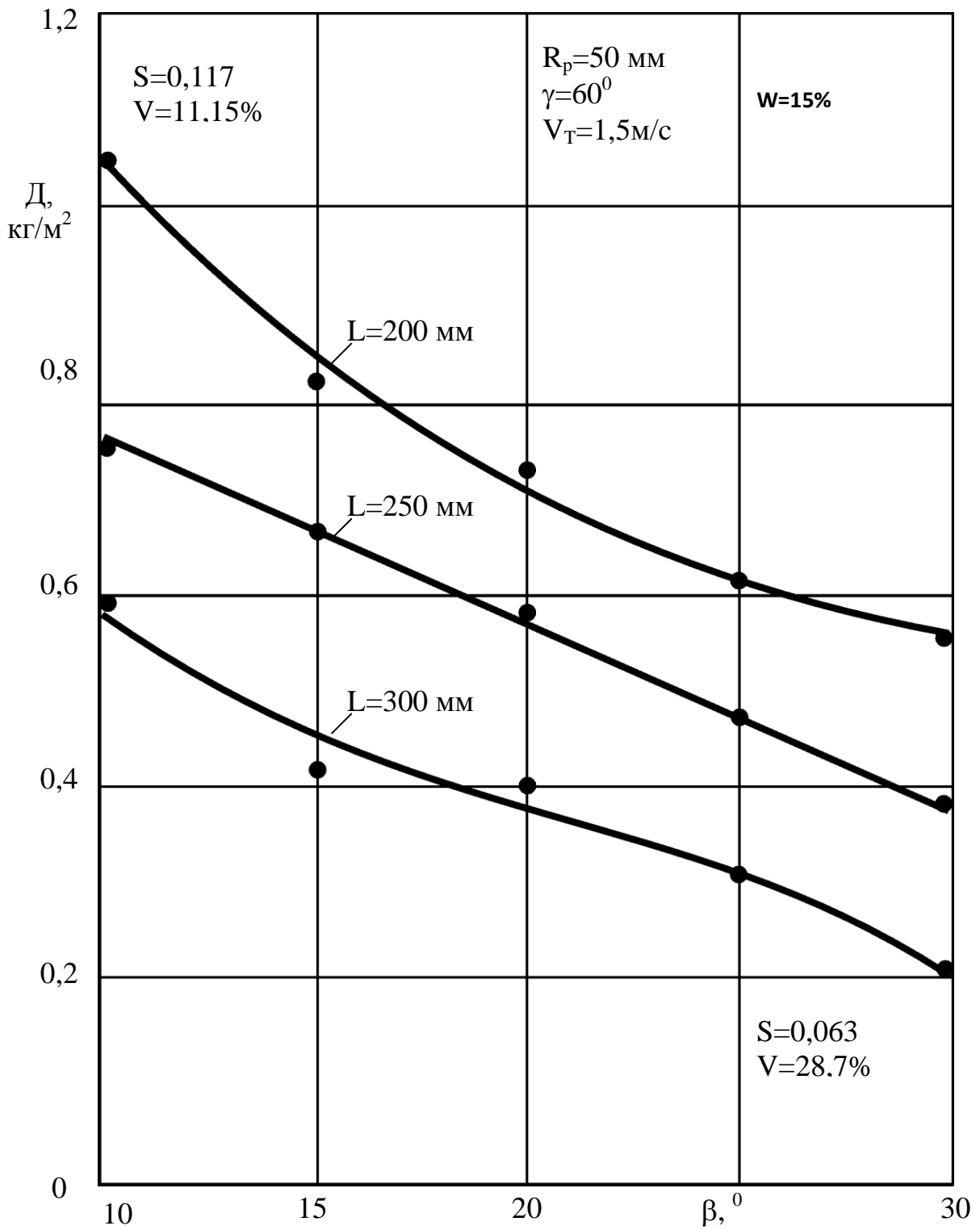


рис. 3.12. Залежності питомої маси відсепарованих домішок D від кута β нахилу лінії, що з'єднує осі роликів до площини полотна транспортера.

Вологість ґрунту, в процесі проведення досліджень, становила $W = 15\%$.

Незмінні параметри мали такі значення: радіус роликів $R_p = 50$ мм; швидкість полотна $V_T = 1,5$ м/с; кут нахилу полотна до горизонту $\gamma = 60^\circ$.

Статистична обробка результатів досліджень показала, що коефіцієнт варіації від серії експериментів знаходився в межах 11,15... 28,7%.

Аналіз графічних залежностей (рис. 3.10) підтвердив теоретичні розрахунки, які вказують на те, що збільшення кута β в межах від 10° до 30° призводить до зменшення довжини польоту L_p коренеплодів перед контактом з прутками полотна, а також до зменшення швидкості їх ударної взаємодії V_y . Це спричиняє зниження струшуючого ефекту і відповідно зменшення сепаруючої здатності скребкового полотна. Аналогічно підтвержені розрахунки щодо впливу відстані між роликami L , збільшення якої характеризується зниженням кількості від сепарованих домішок.

3.7. Висновки.

За матеріалами розділу зроблені наступні висновки. Розроблений

імітатор коренеплода цукрового буряка, що виконаний у вигляді півсферичного та конічного гумового тіла охопленого обгортками, між якими розташовується фарбувальний папір, і який за кількістю та фоном плям контакту на внутрішній обгортці дає змогу оцінити ступінь пошкодження коренеплодів при їх переміщенні по робочих руслах бурякозбиральної машини. Виведені аналітичні залежності для розрахунку параметрів обгортки імітатора.

Запропонована методика порівняльної оцінки ступеня пошкодження коренеплодів на базі проходження імітатора в потоці вороху і окремо, що дозволяє проводити дослідження для вибору раціональних конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів машини в лабораторних умовах незалежно від сезону збирання цукрових буряків.

Розроблений стенд, який забезпечив визначення глибини пошкоджень коренеплодів від їх маси, швидкості ударної взаємодії з очисниками, форми поверхні та жорсткості основи робочих органів. Застосування стенда дозволило встановити взаємозв'язок між глибиною пошкодження тіла цукрового буряка та фоном плями контакту на внутрішній обгортці імітатора.

Розроблена конструктивна схема сепаруючого скребкового транспортера з криволінійною трасою розташування пруткового полотна та запропонована методика проведення експериментальних досліджень його параметрів шляхом відбору від сепарованих домішок під робочою гілкою транспортера.

На сонові проведених експериментальних досліджень підтверджена гіпотеза, про те, що на пошкодження коренеплодів найбільший вплив мають їх прямі та центральні удари з робочими органами. Встановлено, що виникнення прямого удару при швидкості взаємодії з робочим органом $V = 4,23$ м/с призводить до збільшення глибини пошкодження тіла коренеплоду в 3,17... 3,56 разів в порівнянні з косим ударом. Для швидкості взаємодії 5,42 м/с таке співвідношення становить 1,07... 1,28 разів. Виникнення центральних ударів в порівнянні з боковими, характеризує збільшення глибини пошкодження в 1,72... 1,28 разів.

За результатами проведеного повно факторного експерименту на дослідному стенді виведена регресійна залежність, на основі якої встановлено, що основними факторами, котрі впливають на глибину пошкодження коренеплодів є форма поверхні робочого органу, швидкість ударної взаємодії з нею коренеплоду, а також його маса. Жорсткість основи робочого органу практично не впливає на ступінь пошкодження коренеплодів.

На основі проведених польових досліджень з визначення сепаруючого ефекту скребковим очисним транспортером з криволінійним розташуванням пруткового полотна встановлено, що маса від сепарованих домішок під

151
робочою гілкою полотна, на якій здійснюється доочищення коренеплодів
сягає до 10 кг на 1 м² просівної площі при наступних конструктивно-
кінематичних параметрах робочого органу та умовах роботи: лінійна
швидкість полотна $V_T = 1,5$ м/с; кут нахилу полотна до горизонту $\gamma = 60^\circ$;
радіус роликів формують трасу полотна $R_p = 50$ мм; кут нахилу лінії, що
з'єднує осі роликів до площини полотна транспортера $\beta = 100$; поступальна
швидкість машини $V_m = 2$ м/с; вологість ґрунту $W = 15\%$. Коефіцієнт варіації
від серії дослідів знаходився в межах 11,15... 28,7%.

РОЗДІЛ 4. ПЕРСПЕКТИВНІ КОНСТРУКЦІЇ ТА НАПРЯМКИ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ, РЕКОМЕНДАЦІЇ ДЛЯ ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ СЕПАРАТОРНИХ ТРАНСПОРТЕРІВ, РОЗРАХУНОК ЇХ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

4.1. Конструктивні схеми транспортно-очисних робочих органів бурякозбиральних машин

Вибір оптимальних конструктивних і кінематичних параметрів транспортно-сепаруючих робочих органів в певній мірі може підвищити технічний рівень коренезбиральних машин. Однак, для більш суттєвого покращення якісних показників роботи бурякозбиральних машин необхідно провести докорінну модернізацію технологічних вузлів, яка повинна базуватись на наступних принципах [78]:

- збільшення площ робочих поверхонь агресивних сепараторів;
- зменшення жорсткості робочих поверхонь сепараторів шляхом застосування еластичних матеріалів;
- надійне відведення вороху від периферійних зон транспортуючих робочих органів, в яких відбувається защемлення та зминання коренеплодів між щитками і активними робочими поверхнями;
- забезпечення плавного переходу вороху коренеплодів з одного робочого органу на інший без ривків і ударних навантажень.

Запропоновані напрямки частково можна вирішити конструктивним шляхом. Як відомо [75], роторні очисники характеризуються найбільш високими сепаруючими властивостями, однак сильно пошкоджують коренеплоди. Одним з факторів, який призводить до підвищеного травмування коренеплодів цукрових буряків є зона переходу між роторами. Для уникнення такого негативного явища розроблений транспортер-очисник коренеплодів (Рішення НДЦПЕ Держпатенту України про видачу патенту на винахід по заявці №98105212 від 02.10.1998р., МПК А01D 33/00), який складається з двох однакових передніх роторів-підбирачів 1, та встановленого під ними з перекриттям передавального ротора 2 (рис. 4.1.). Ротори виконані у вигляді основи, до якої кріпляться радіальні штрихи 3, охоплені по периферії решітками 4.

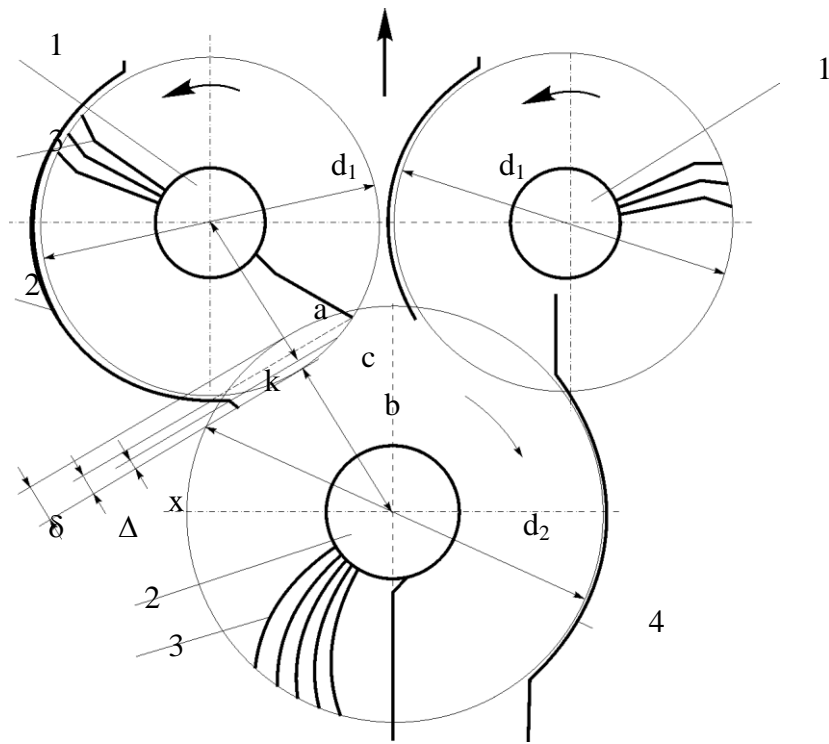


Рис. 4.1. Трироторийний транспортер-очисник коренеплодів

Передаточне відношення між передніми роторами-підбирачами та передавальним ротором визначається за залежністю:

$$i = [d_2 - 2(\delta - x)]/[d_1 - 2x], \quad (4.1.)$$

де d_1 і d_2 - відповідно діаметри передніх роторів-підбирачів та передавального ротора;

δ - висота перекриття між роторами;

x - висота середньої частини зони переходу коренеплодів ротора-підбирача на передавальний ротор.

Підбирання, транспортування та очищення коренеплодів здійснюється за допомогою роторів підбирачів. Далі коренеплоди передаються на передавальний ротор, який транспортує їх в зону вивантаження. Потік коренеплодів переміщується штрихами, периферія яких обмежена решітками для уникнення випадань коренеплодів з технологічної зони.

Зона переходу коренеплодів з роторів-підбирачів на передавальний ротор зображена на рис. 4.1 сектором "kmp". Довжина цього сектора вказана штриховою лінією "kp", а висота "Δ" рівна третій частині висоти перекриття "δ"; $\Delta = \delta/3$.

Оскільки перехід коренеплодів з роторів-підбирачів на передавальний ротор здійснюється по дузі “kmp”, то для співпадання лінійних швидкостей штрих роторів 1 і 2 в зоні переходу коренеплодів за умовну точку зачеплення прийmemo т. С, яка лежить посередині висоти “Δ” дуги “kmp”. Для найменшого пошкодження коренеплодів і плавного переходу їх з роторів-підбирачів на передавальній лінійній швидкості штрих в т.С повинні бути однаковими, що мінімізує пошкодження коренеплодів в даній технологічній зоні.

На основі проведених експериментальних досліджень встановлено, що одним з основних факторів, який впливає на сильні механічні пошкодження коренеплодів є форма (активна площа) периферійних зон очисників. Збільшення площ сепаруючих поверхонь робочих органів з однієї сторони сприятиме зменшенню рівня пошкоджень тіла буряків, однак призводитиме до зростання матеріаломісткості очисників. Пошук компромісу між даним технічним протиріччям реалізовано в робочому органі шнекового очисника коренеплодів, схема якого зображена на рис. 4.2 (Рішення НДЦПЕ Держпатенту України про видачу патенту на винахід по заявці № 98094907 від 18.09.1998р., МПК А01D 33/08).

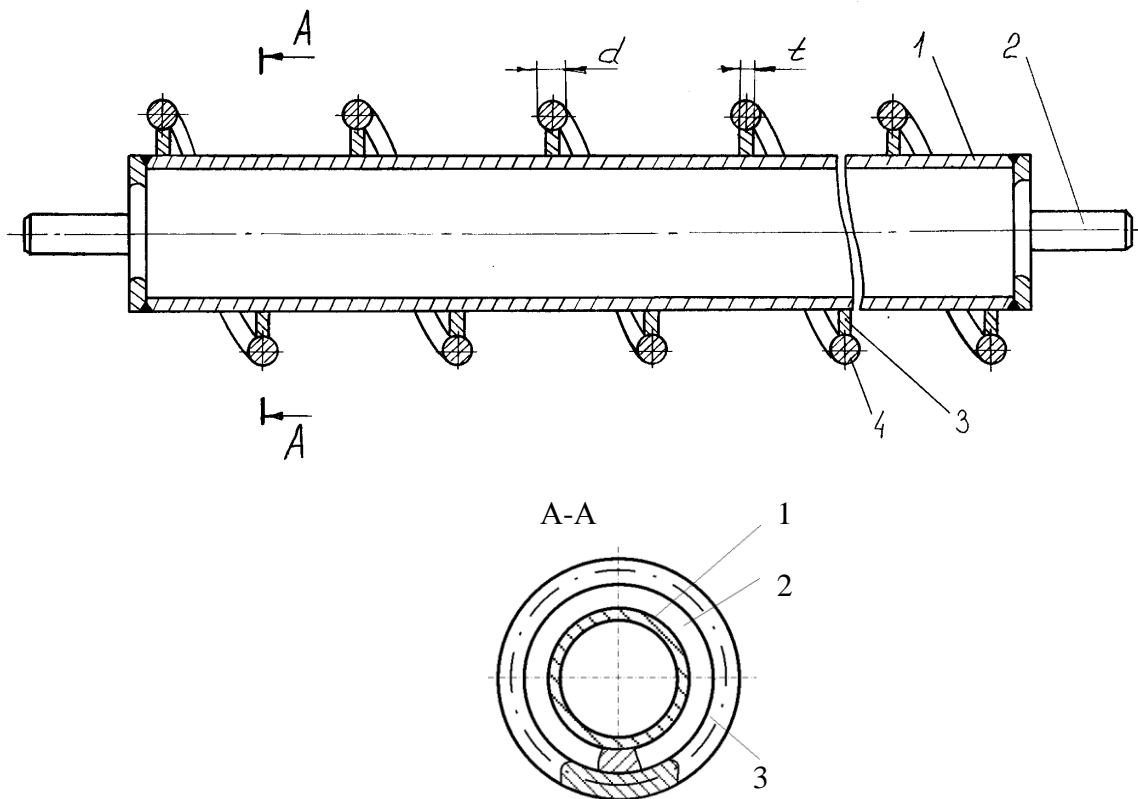


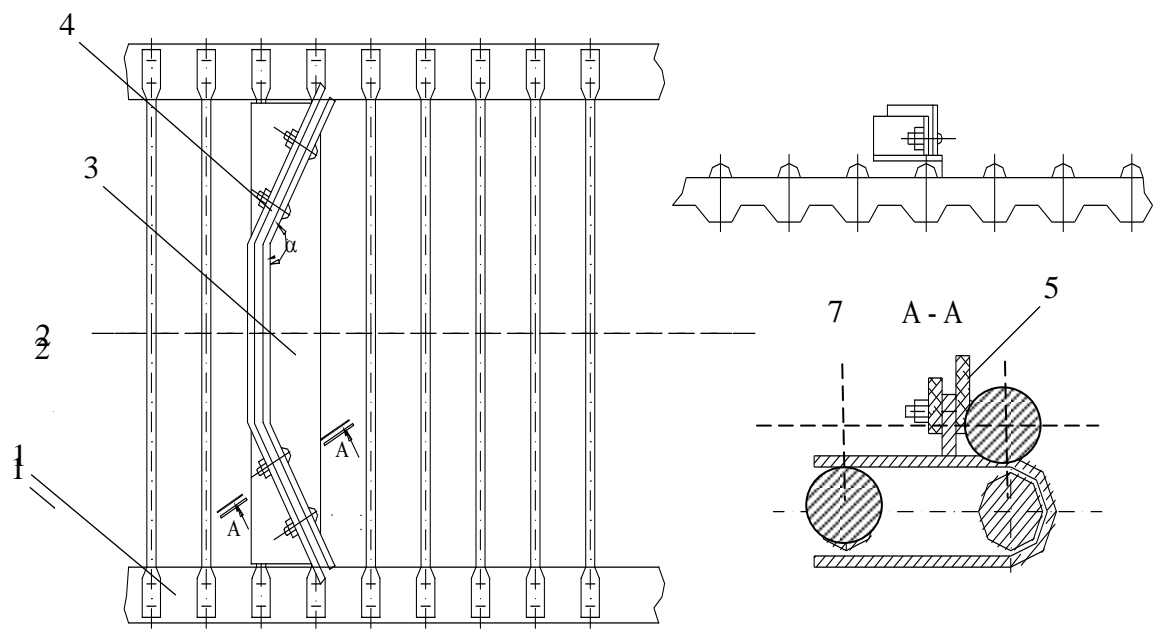
Рис.4.2. Робочий орган шнекового очисника коренеплодів

Робочий орган містить трубчатий вал 1 з цапфами 2, на якому закріплена гвинтова спіраль виконана ступеневої форми, каркасна частина 3 якої у поперечному

перетині має вигляд смугової спіралі та закріплена до трубчастого валу, а до її зовнішньої поверхні кріпиться робоча спіраль 4 круглого поперечного перетину, діаметр “d” якої є більшим ніж товщина “t” каркасної смугової спіралі.

Працює робочий орган шнекового очисника коренеплодів наступним чином. При обертанні робочого органу відносно власної осі в компоновці з іншими шнеками (на рисунку не зображені) гвинтова спіраль взаємодіючи з коренеплодами очищає їх від ґрунту та рослинних залишків. За рахунок того, що гвинтова спіраль виконана комбінованої форми, а її периферійна частина має вигляд круглого поперечного перетину, діаметр “d” якої є більшим ніж товщина “t” каркасної смугової спіралі, то відповідно при взаємодії з коренеплодами робочого органу суттєво зменшуються контактні напруження (збільшення активної площі), що відповідно сприяє зменшенню глибини пошкоджень коренеплодів. Даний тип робочого органу має оптимальну металомісткість, оскільки каркасна частина виконана з товщиною спіралі “t”, яка є меншою за діаметр “d” зовнішньої спіралі 4, що вигідно відрізняє такий робочий орган від відомих типів.

Для надійного відведення вороху від периферійних зон транспортуючих робочих органів, в яких відбувається защемлення і зминання коренеплодів між щитками і активними робочими поверхнями, розроблено полотно стрічкового транспортера (Рішення НДЦПЕ Держпатенту України про видачу патенту на винахід по заявці № 98105211 від 02.10.1998р., МПК А 01 D 17/10), яке зображене на рис.4.3.



Полотно складається з бокових еластичних стрічок 1 з внутрішніми зачепами, з'єднаних поперечними прутками 2, на яких через фіксуєчі скоби 3, що встановлені на двох суміжних прутках, закріплені вертикальні активізатори 4, виконані ступеневої форми, центральна частина яких розташована паралельно до прутків, а бокові частини - похило, причому зі сторони робочої зони бокові частини утворюють тупий кут " α " з центральною. Вертикальні активізатори виконані з металевих пластин 6, до яких по боках закріплені еластичні стрічки, причому еластична стрічка 5, яка розташована з робочої сторони виконана більшої висоти ніж еластична стрічка 7, що закріплена з протилежної сторони металевої пластини.

При переміщенні полотна активізатори забезпечують транспортування коренеплодів на похилих ділянках. За рахунок того, що активізатори виконані ступеневої форми коренеплоди концентруються в центральній частині полотна, що виключає їх защемлення, а отже і травмування між боками активізаторів і щитками транспортерів. Виконання активізаторів центральної металевої пластини і бокових різновисоких еластичних стрічок забезпечує гарантовану подачу матеріалу при їх мінімальному пошкодженні, оскільки передня стрічка, прогинаючись, забезпечує повне (по контуру) охоплення металевої пластини еластичним матеріалом.

Запропонована конструкція пруткового полотна транспортера впроваджена в бункерній коренезбиральній машині КБ-6, яку виготовляє ВАТ "Тернопільський комбайновий завод". Загальний вигляд вивантажувального транспортера машини КБ-6 зображено на рис. 4.4.



Рішення про НДЦПЕ про видачу патентів України на винаходи, а також акти впровадження наведені в додатках В і Д.

Рис. 4.4. Загальний вигляд вивантажувального транспортера коренезбиральної машини КБ-6

4.2. Напрямки подальших досліджень для вибору оптимальних параметрів робочих органів бурякозбиральних машин.

Одним з найбільших невивчених питань при теоретичних дослідженнях процесів сепарації коренеплодів є їх ударна взаємодія з поверхнями робочих органів. Ударні взаємодії, навіть для абсолютно твердих тіл, які розглядаються в теоретичній механіці, оцінюються імпульсом сили, що не дає

уявлення про ті процеси, які виникають з тілами, в момент їх контакту. В прикладних науках для пружної, а також частково для пружно-в'язкої взаємодії застосовують контактну задачу Герца, яка за певних умов може бути застосована для визначення глибини пошкодження тіла коренеплода при його взаємодії з поверхнями очисних робочих органів.

Підсумовуючи результати відомих [28; 110] і проведених нами теоретичних досліджень [10; 75], в загальному випадку, переміщення коренеплоду та робочого органу під час їх динамічної взаємодії опишеться системою рівнянь

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 = \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{R^2 r_1 r_2}{(R+r_1)(R+r_2)}} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)^{-1} U^{3/2} - m_1 \ddot{y}_1 \cos \gamma; \\ m_2 \ddot{y}_2 = C(y_{n2} - y_2) - \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{R^2 r_1 r_2}{(R+r_1)(R+r_2)}} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)^{-1} U^{3/2}, \end{cases} \quad (4.2)$$

де m_1 і m_2 – відповідно маса коренеплоду та робочого органу, який не жорстко зв'язаний з вузлом приводу, або сепаруюча поверхня робочого органу виконана з еластичного матеріалу;

R – радіус коренеплоду;

r_1 і r_2 – відповідно радіуси заокруглення поверхні органу у взаємно-перпендикулярних площинах;

μ_1 і μ_2 – відповідно коефіцієнти Пуасона тіла коренеплоду і поверхні робочого органу;

E_1 і E_2 – відповідно модуль пружності тіла коренеплоду та сепаруючої поверхні робочого органу;

y_1 і y_2 – біжучі координати центрів мас, відповідно коренеплоду та робочого органу в процесі їх зближення;

y_{n2} – початкова координата центру мас робочого органу до удару;

U – величина жорсткого зближення (зближення центрів мас тіл взаємодії), яка характеризує глибину пошкодження тіла коренеплодів;

γ – кут нахилу між векторами сил від ударної взаємодії та земного тяжіння, що діє на коренеплід.

Система диференціальних рівнянь (4.1) є вихідною для розрахунків процесів ударної взаємодії коренеплодів при центральних і прямих ударах. Однак для її застосування в практичних цілях необхідно провести комплекс досліджень, які в першу чергу пов'язані із визначенням коефіцієнта Пуасона тіла коренеплода цукрового буряка. Такі дані в літературних джерелах нами не виявлені.

Для проведення теоретичного аналізу процесу пошкодження коренеплодів при їх ударній взаємодії з прутками полотен очисних транспортерів необхідно провести комплекс досліджень пов'язаних із визначенням жорсткості прутків закріплених на еластичних гумово-кордових полотнах в різних їх зонах. Також необхідно визначити, яким чином розташування підтримуючих полотна роликів впливає на зміну жорсткості прутків.

Необхідно провести дослідження з визначення модуля пружності поверхневого шару тіла коренеплоду.

При умові проведення комплексу вищевикладених досліджень система рівнянь (4.2) може бути використана для попередньої оцінки глибини пошкодження тіла коренеплодів при їх взаємодії з різними типами очисних робочих органів та параметрами ударного контакту.

При подальших дослідженнях ротаційних викопуючих пристроїв доцільно звернути увагу на величину контактних напружень, які виникають на поверхні тіла коренеплодів. Так виникнення нормальних напружень, які перевищуватимуть допустимі, призводитиме до появи тріщин в коренеплодах, що буде джерелом їх швидкого гниття в кагатах при зберіганні перед переробкою. В роботах [31; 75] нами проведена оптимізація конструктивно-кінематичних параметрів дискових копачів, в яких нормальні напруження на поверхні тіла коренеплодів узагальнено оцінюють середнім тиском P_{cp} , котрий визначається залежністю

$$P_{cp} = \frac{Q}{\left(2 \cos \beta \sin \alpha - \mu K_v K_x \cos \alpha\right) \sqrt{\frac{2r(\Delta h)^3}{\cos^3 \beta}}},$$

(4.3)

де Q - осьове зусилля на кронштейні копача;

α і β - відповідно кути атаки і розвалу дисків;

μ - коефіцієнт, що враховує кількість привідних дисків (для копача з одно привідним диском $\mu = 1$);

K_v - коефіцієнт відносного ковзання дисків;

K_x - коефіцієнт приведення, ($h_x = 1,25$, [35]);

r - радіус розташування кромки диска;

Δh - величина заглиблення дисків.

При дослідженні зміни P_{cp} від величини параметрів, які входять в залежність (4.3) необхідно враховувати зміщення коренеплодів від міжцентрової відстані дисків внаслідок їх нерівномірного розташування в рядку при викопуванні, а також

розмірні характеристики коренів та їх різні розміщення у вертикальному напрямку.

Стосовно розвитку компоновальних схем, на нашу думку, перспективним є напрямок, який виключить наявність в конструкції бурякозбиральної машини пасивних транспортерів, а очищення коренеплодів здійснюватиметься по всьому технологічному шляху їх переміщення від копачів до зони вивантаження. Тому необхідно активізувати пошуки оптимальних схем скребкових транспортерів, які присутні практично у всіх коренезбиральних машинах і виконують функцію пасивного транспортування коренеплодів.

4.3. Рекомендації для вибору параметрів сепараторних транспортерів з криволінійною траєкторією розташування пруткового полотна

На основі проведених теоретичних (підрозділи 2.2 і 2.3) і експериментальних (підрозділ 3.6) досліджень в таблиці 4.1 наведені значення раціональних параметрів сепараторного скребкового транспортера з криволінійною траєкторією розташування пруткового полотна. Співвідношення значень таких параметрів визначено на основі розробленої програми розрахунків на ЕОМ (додаток А), в якій область зміни абсолютних величин параметрів звужена за результатами аналізу графічних залежностей, які зображені на рис. 2.4-2.11 і рис. 3.12.

Для використання сепараторного ефекту на розробленому транспортері (рис. 3.8) і з різними кутами нахилу його розташування, пруткові полотна яких рухаються з різними лінійними швидкостями вибір раціональних параметрів здійснювався для кутів нахилу транспортера до горизонту $\gamma = 30^{\circ}; 40^{\circ}; 50^{\circ}; 60^{\circ}$ і лінійних швидкостей полотен $V_T = 1,5; 1,75; 2,0$ м/с. При цьому, збільшення кута підйому до горизонту повинно супроводжуватись зменшенням відстані між роликми, що сприятиме більшому куту охоплення полотном нижніх роликів і відповідно зростатиме коловий шлях проходження скребків. Це в свою чергу забезпечить більшу висоту підйому коренеплодів по поверхні скребків, а також початкову

Таблиця 4.1.

Співвідношення раціональних параметрів сепаративного скребкового транспортера з криволінійною траєкторією розташування пруткового полотна.

γ , град	V_T , м/с	L, м	R_p , м	β , град
30	1,5	260	0,06	10

30	1,5	250	0,06	15
30	1,75	260	0,06	15
30	1,75	250	0,06	20
30	2,0	260	0,06	20
30	2,0	250	0,06	25
40	1,5	250	0,06	10
40	1,5	240	0,06	15
40	1,75	250	0,06	15
40	1,75	240	0,06	20
40	2,0	250	0,06	20
40	2,0	240	0,06	25
50	1.5	240	0,05	10
50	1,5	220	0,05	15
50	1,75	240	0,05	15
50	1,75	220	0,05	20
50	2,0	240	0,05	20
50	2.0	220	0,05	25
60	1.5	220	0,05	10
60	1,5	200	0,05	15
60	1,75	220	0,05	15
60	1,75	200	0,05	20
60	2,0	220	0,05	20
60	2,0	200	0,05	25

швидкість їх викидання на пруткове полотно.

Для швидкого переобладнання звичайного скребкового транспортера в доочисний необхідно застосувати принцип уніфікації, а тому ролики підбирались стандартними з радіусом 0,05 м і 0,06 м.

З аналізу проведених досліджень встановлено, що кут β нахилу лінії, який з'єднує осі роликів до площини полотна транспортера найбільш просто регулюється шляхом провертання і фіксації коромисла, на якому закріплені ролики, відносно рами машини. Оскільки зміною кута β доцільно проводити підналагодження сепараторного транспортера для досягнення максимального очисного ефекту, то кут β повинен регулюватись плавно, а не дискретно. Для цього потрібно між коромислом і рамою шарнірно встановлювати гвинтові регульовані тяги.

Схема регулювання кута β регульованою гвинтовою тягою 1 зображена на рис. 4.5. Необхідно відмітити, що параметри, які викладені в таблиці 4.1 представлені для номінальних умов роботи коренезбиральної машини (коефіцієнт тертя в парі скребок коренеплід $f = 0,2$) і середніх за розмірами коренеплодів ($R_k = 45$ мм). А тому, в реальних умовах роботи необхідно робити підналагодження транспортера, змінюючи при цьому кут β , повертаючи коромисло з роликами відносно рами.

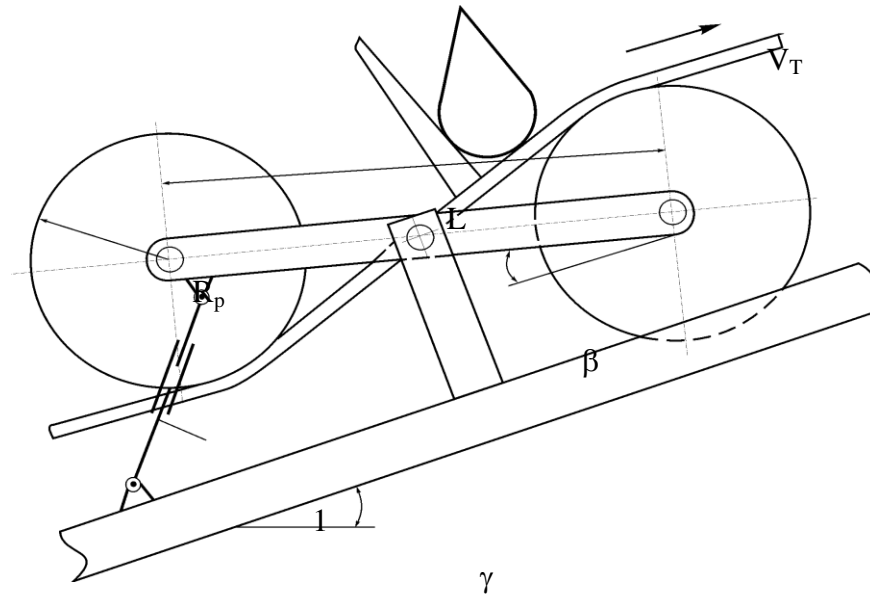


Рис. 4.5. Схема регулювання кута β нахилу лінії, що

4.4. Розрахунок економічної ефективності від транспортера регульованою тягою процесів очищення коренеплодів робочими органами бурякозбиральних машин

V_T

Розрахунок економічної ефективності проводиться від зменшення сильних механічних пошкоджень коренеплодів та покращення їх доочищення.

Визначення конкретного значення, яке характеризує зменшення ступеня пошкодження коренеплодів від вибору раціональних параметрів очисників на основі застосування розробленого імітатора цукрового буряка на даному етапі є проблематичним, оскільки в роботі викладена загальна методика вдосконалення робочих органів коренезбиральних машин. При цьому, застосування еластичних активізаторів [103] на вивантажувальному транспортері бункерної коренезбиральної машини КБ-6, які також відводять масу вороху від бокових щітків, що забезпечує зниження сильних механічних пошкоджень коренеплодів на 0,7 %.

**Економічний ефект від зниження механічних пошкоджень
коренеплодів E_n визначається, згідно відомих методик [28; 71]
за формулою**

$$E_n = 0,95 \cdot 10^{-5} (X_1 - X_2) Q m t K C_1 - 10^{-4} (X_1 - X_2) \times \\ \times [D_r - t(0,0104 + 0,00095 X_2)] Q m K C_2, \quad (4.4)$$

- де X_1 і X_2 – кількість сильно пошкоджених коренеплодів базовою та модернізованою машинами, % ($X_1 = 7,8$ %; $X_2 = 7,1$ %);
 Q – кількість буряків зібраних за сезон, т, (при врожайності 28,2 т/га і плановому напрацюванні машини за сезон 200 га: $Q = 5640$ т);
 D – вихідна цукристість коренеплодів, % ($D_r = 14$ %);
 m – частка сировини, що підлягає зберіганню ($m = 0,4$);
 t – середній термін зберігання буряків на цукровому заводі ($t = 30 \dots 50$ днів);
 k – поправочний коефіцієнт ($k = k_1 k_2 k_3$, де k_1 – коефіцієнт заготовки буряків $k_1 = 0,9$; k_2 – коефіцієнт втрат буряків за період від приймання до переробки $k_2 = 0,96$; k_3 – коефіцієнт виходу цукру з сировини $k_3 = 0,75$; $k = 0,9 \cdot 0,96 \cdot 0,75 = 0,648$);
 C_1 – оптова ціна цукру, грн./т ($C_1 = 1290$ грн/т);
 C_2 – прямі видатки на виробництво однієї тони цукру, грн./т ($C_2 = 90$ грн/т).

Підставляючи дані в залежність (4.4) отримаємо

$$E_n = 501,11 \text{ грн.}$$

Враховуючи, що ВАТ “ТеКЗ” виготовлено та реалізовано 16 машин КБ-6 сумарний економічний ефект становить $E_{nc} = 8019,36$ грн.

З аналізу експериментальних досліджень встановлено сепараторний транспортер з криволінійною трасою розташування пруткового полотна забезпечує відділення до 1,0 кг домішок на 1 м² активної площі під робочою гілкою полотна. На повздовжньому та вивантажувальному транспортерах машини КС-6Б конструктивно можна встановити до 5 спарених груп роликів, які формують трасу полотна з активною просівною поверхнею 0,32 м². Таким чином на довжині гону 10 м можна досягнути маси від сепарованих домішок $1,0 \text{ кг/м}^2 \cdot 1,6 \text{ м}^2 = 1,6 \text{ кг}$.

Для того, щоб коренезбиральна машина (ширина захвату 2,7 м) збрала буряки з 1 га їх необхідно виконати технологічний процес на відстані 3704 м [83].

Таким чином з 1 га відсепарується $3704 \cdot 1,6/10 = 592,64$ кг домішок.

Розрахунок економічної ефективності сепараторного скребкового пруткового транспортера ведеться за відомими методиками [28; 71; 83]. Оскільки, при

експериментальних дослідженнях визначалось відносно покращення ступеня сепарації коренеплодів, то розрахунок економічної ефективності проводимо для потокової технології збирання цукрових буряків з умови вивільнення транспортних засобів від перевезення вороху на цукрові заводи.

Прямі експлуатаційні витрати на перевезення вороху коренеплодів транспортними засобами

$$B = Z + P + K + \Pi, \quad (4.5)$$

де Z – заробітна плата працівників по вивезенню коренеплодів з поля на цукровий завод;

P – затрати на реновацію транспортних засобів;

K – затрати на капітальний, поточний ремонт та планове технічне обслуговування;

Π – затрати на паливно-мастильні матеріали.

В процесі розрахунків прийнято, що при вивезенні коренеплодів задіяний транспортний засіб типу ЗІЛ-130 з вантажопідйомністю $Q = 5$ т.

Заробітна плата водія, який відвозить буряки на цукровий завод визначається

$$Z = \frac{CT_{ц}}{K}, \quad (4.6)$$

де C – погодинна ставка водія;

$T_{ц}$ – час одного циклу при відвезенні коренеплодів;

K – коефіцієнт використання експлуатаційного часу. ($K = 0,7$).

Час одного циклу при відвезенні коренеплодів визначається

$$T_{ц} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4, \quad (4.7)$$

де t_1 – час перевезення коренеплодів ($t_1 = 0,7$), год;

t_2 – час холостого переїзду ($= 0,6$), год;

t_3 – час вивантаження коренеплодів ($t_3 = 0,3$), год.

Час навантаження транспортного засобу

$$t_4 = \frac{Q}{BP_{м}} = \frac{5}{28,2 \times 1,1} = 0,16 \text{ год}, \quad (4.8)$$

де Q – вантажопідйомність машини, т;

B – врожайність коренеплодів, т/га;

$P_{м}$ – продуктивність машини, т/год.

Таким чином час одного циклу при відвезенні коренеплодів становить

$$T_{ц} = 0,7 + 0,6 + 0,3 + 0,16 = 1,76,$$

а заробітна плата водія за одну ходку:

$$З = 1,8 \cdot 1,76/0,7 = 4,52 \text{ грн.}$$

Затрати на реновацію транспортних засобів визначаємо за залежністю

$$P = \frac{B \times a \times T_{ц}}{T_{н}} = \frac{30000 \cdot 0,16 \cdot 1,76}{1000} = 8,45 \text{ грн.}, \quad (4.9)$$

де B – балансова вартість транспортного засобу, грн..

a – нормативний коефіцієнт амортизаційних відрахувань на реновацію;

$T_{н}$ – нормативне річне завантаження транспортного засобу, год.

Затрати на капітальний, поточний ремонт і планово-технічне обслуговування

$$K = \frac{B \times K_{nm} T_{ц}}{T_{н}} = \frac{30000 \times 0,34 \times 1,76}{1000} = 17,95 \text{ грн.} \quad (4.10)$$

де K_{nm} – нормативний коефіцієнт щорічних відрахувань на капітальний і поточний ремонт ($K_{nm} = 0,34$).

Затрати на паливно-мастильні матеріали

$$\Pi = N \times g \times a \times Ц \times T_{ц} = 100 \times 0,12 \times 0,8 \times 2,0 \times 1,76 = 33,79 \text{ грн.} \quad (4.11)$$

де N – номінальна потужність транспортного засобу, кВт;

g – питомий розхід палива, кг/кВт × год;

a – коефіцієнт використання потужності двигуна, $a = 0,8$;

$Ц$ – вартість палива, грн..

Таким чином, за одну ходку транспортного засобу при вивезенні коренеплодів з поля на цукровий завод прямі експлуатаційні витрати складуть

$$V_{пер} = 4,52 + 8,45 + 17,95 + 33,79 = 64,71 \text{ грн.} \quad (4.12)$$

Кількість ходок, які вивільнюються від покращення сепарації вороху коренеплодів визначається з умови

$$N_x = \frac{D \times n}{Q} = \frac{0,593 \times 200}{5} = 23,72, \quad (4.13)$$

де D – маса домішок додатково про сепарованих з 1 га, т;
 n – планова площа буряків, які збирає КС-6Б, (200 га).

Загальний річний економічний ефект від вивільнення переїздів транспортних засобів і відповідно покращення процесу сепарації коренеплодів становить

$$\sum E_p = B_{nep} \times N_x = 64,71 \cdot 23,72 = 1534,9 \text{ грн.} \quad (4.14)$$

Даний економічний ефект не враховує затрат на додаткове доочищення коренеплодів на цукрових заводах і зворотне перевезення ґрунту на поле. При цьому, економічна ефективність досягається виключно при застосуванні потокового способу збирання коренеплодів цукрових буряків, без їх доочищення в польових умовах навантажувачами типу СПС-4,2.

Таким чином загальноекономічний ефект від покращення процесу сепарації та зменшення їх пошкодження складе 9524,26 грн.

4.5. Висновки

За матеріалами розділу зроблені наступні висновки. Розроблені конструктивні схеми транспортно-очисних робочих органів коренезбиральних машин, технічна новизна яких підтверджена 3-ма рішеннями НДЦПЕ про видачу патентів України на винаходи.

Представлені напрямки подальших теоретичних і експериментальних досліджень для вибору оптимальних параметрів робочих органів. Наведені системи рівняння, які описують процеси ударної взаємодії коренеплодів із сепаруючими поверхнями, а також рівняння для оцінки середнього тиску, який виникає на поверхні коренеплоду при його викопуванні ротаційним копачем. Приведені рекомендовані табличні дані для вибору параметрів сепараторних транспортерів з криволінійною траєкторією розташування пруткового полотна.

Запропоновано спосіб регулювання даних параметрів при експлуатації даної машини.

Приведений розрахунок економічної ефективності від покращення процесу сепарації та зменшення пошкодження коренеплодів розроблений робочими органами, який складає 9524 грн.

ВИСНОВКИ

1. Аналіз процесів роботи коренезбиральних машин показав, що вони не в повній мірі задовольняють агро вимогам, а існуючі методики щодо визначення раціональних параметрів робочих органів є трудомісткими і, як правило, можуть застосовуватись лише в обмежені терміни, в сезон збирання врожаю. У дисертації вирішується наукова задача, яка полягає в комплексній оцінці процесів взаємодії коренеплодів цукрових буряків з робочими органами очисників, що дозволяє на більш високому науково-практичному рівні здійснювати вибір їх раціональних параметрів для покращення ступеня сепарації коренеплодів і зниження рівня їх пошкоджень.

2. Аналіз взаємодії різних зон поверхонь коренеплодів з робочими органами, з врахуванням характеру удару, налиплого ґрунту на тіло буряків і їх розмірних характеристик дозволив виявити найбільш травмонебезпечні ділянки на поверхні тіла коренеплодів, відносно яких необхідно проводити вибір раціональних параметрів робочих органів. Встановлено, що ймовірність виникнення центрального удару в незабруднену поверхню тіла буряка становить 0,07 і такий удар припадає на конусну поверхню, в зоні його власного центру ваги. Найбільша ймовірність бокових ударів (0,18...0,2) виникає на півсферичній та нижній конусних частинах буряка з довжиною твірної від $L/4$ до $3L/4$.

3. На підставі реалізації моделі руху коренеплодів по поверхні скребків очисних транспортерів та їх взаємодії з прутками полотен, які розташовані по криволінійній траєкторії, здійснено комплексну оцінку впливу різних факторів на довжину шляху та інтенсивність доочищення коренеплодів. Встановлено межі їх раціональних параметрів: радіус роликів, які формують технологічне русло $R_p = 0,035...0,08$ м; відстань між роликками $L = 0,2...0,3$ м; кут нахилу полотна до горизонту $\gamma = 20^0...60^0$; кут нахилу лінії, що з'єднує осі роликів до площини полотна $\beta = 15^0...20^0$; поступальна швидкість полотна $V_T = 1,5...2,0$ м/с.

4. Проведений розрахунок конструктивних параметрів розробленої основи скребків очисного транспортера показав, що зазор між скобоподібними пластинами та наступним від скребків прутком повинен знаходитись в межах $K \cong 0,01$ м, при $L = 0,2$ м і $R_p = 0,06$ м. При збільшенні кута нахилу транспортера від 50^0 до 65^0 , зазор K необхідно зменшувати до 0,007 м.

5. Аналіз результатів експериментальних досліджень проведених з використанням розробленого стенду показав, що виникнення прямого удару при швидкості взаємодії з робочим органом 4,23 м/с призводить до збільшення глибини пошкодження тіла коренеплодів масою 500...700 гр в 3,17...3,56 разів в порівнянні з косим ударом. На основі проведеного повнофакторного експерименту виведена регресійна залежність, за якою встановлено, що основними факторами, котрі впливають на глибину пошкодження коренеплодів є форма поверхні робочого органу, швидкість ударної взаємодії з нею коренеплоду, а також його маса.

6. За результатами проведених польових досліджень встановлено, що

раціональні параметри розробленого очисного транспортера, при яких сепаруючий ефект є максимальним знаходяться в межах: $V_T = 1,4 \dots 1,6 \text{ м/с}$; $L = 0,2 \dots 0,22 \text{ м}$; $R_p = 0,05 \dots 0,06 \text{ м}$; $\beta = 10^0 \dots 12^0$. За допомогою імітатора коренеплоду встановлено, що ступінь агресивної дії сепаруючих поверхонь на цукрові буряки в $1,35 \dots 1,4$ є вищою у випадку, коли коренеплід переміщається одноосібно в порівнянні з його проходженням в потоці вороху. Це необхідно враховувати при модернізації та попередній оцінці параметрів робочих органів в лабораторних умовах, застосовуючи розроблений імітатор.

7. Розроблені конструкції робочих органів очисників, які направлені на зменшення пошкоджень коренеплодів, технічна новизна яких підтверджена 3-ма рішеннями НДЦПЕ про видачу патентів України на винаходи. Запропоновані перспективні напрямки теоретичних і експериментальних досліджень параметрів робочих органів, які ґрунтуються на розроблених математичних моделях їх взаємодії з продуктом обробки. Вибір параметрів очисного транспортера рекомендується проводити за наведеними табличними даними. Економічна ефективність від впровадження нових робочих органів у виробництво складає 9455 грн.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ

1. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки / Р.Б. Гевко, І.Г.Ткаченко, С.В.Синій, В.М.Булгаков, Р.М.Рогатинський, О.Б.Павелчак. - Луцьк: ЛДТУ, 1999.- 168 с.
2. Павелчак О.Б. Напрямки зниження ступеня пошкодження коре-неплодів при їх механізованому збиранні бурякозбиральними машина-ми // Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету. Вип.5.- Луцьк.- 1999.- С.176-179.
3. Павелчак О.Б. Результати експериментальних досліджень ударної взаємодії коренеплодів з робочими органами бурякозбиральних машин // Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету. Вип.6.- Луцьк.- 2000.- С.152-155.
4. Гевко Р.Б., Павелчак О.Б. Оптимізація конструктивних параметрів дискових копачів// Науковий вісник Національного аграрного університету. №9.- Київ: НАУ.- 1998.- С.356-365. ,
5. Павелчак О.Б.,Ткаченко І.Г., Гладь Ю.Б., Гевко Р.Б. Вибір раціональних параметрів транспортера-сепаратора// Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Том 8.- Київ.- НАУ.- 2000.- С.41-47.
6. Булгаков В.М., Павелчак О.Б., Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г. Методика оцінки ступеня пошкодження коренеплодів коренезбиральною машиною// Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Том 7.- Київ.- НАУ.- 2000.- С.14-19.
7. Ткаченко І.Г., Гладь Ю.Б., Гевко Р.Б., Павелчак О.Б. Обґрунтування

параметрів транспортера-сепаратора// Міжвузівський збірник: Наукові нотатки.- Вип.7.- Луцьк: ЛДТУ.- 2000.- С.260-266.

8. Гевко Р.Б., Поліщук В.А., Павелчак О.Б. Методи підвищення технічного рівня коренезбиральних машин// Машинознавство.- 1999.- № 10.-С.59-61.

9. Гевко Р.Б., Павелчак О.Б. Аналіз принципів конструювання та тенденції розвитку робочих органів коренезбиральних машин// Збірник наукових статей Тернопільської академії народного господарства.-Вип.2.- Тернопіль.- ТАНГ.- 1998.- С.74-82.

10. Гевко Р.Б., Павелчак О.Б. Агротехнічне обґрунтування типів викопуючих і очисних пристроїв коренезбиральних машин// Збірник наукових статей Тернопільської академії народного господарства.-Вип.2.- Тернопіль.- ТАНГ.- 1998.- С.83-87.

11. Ткаченко І.Г., Гевко Р.Б., Павелчак О.Б. Підвищення якісних показників роботи транспортерів-сепараторів коренезбиральних машин // Тези доповідей четвертої науково-технічної конференції "Прогресивні матеріали, технології та обладнання в машино- і приладобудуванні".- Тернопіль: ТДТУ.- 2000.- С.6.

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ І МАШИН ДЛЯ МЕХАНІЗОВАНОГО ЗБИРАННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ І НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ	8
1.1. Агрофізичні характеристики коренебульбоплодів	8
1.2. Джерела та види механічних пошкоджень коренебульбоплодів і значення допустимих меж параметрів їх взаємодії з робочими органами машин	13
1.3. Аналіз методик і результатів експериментальних досліджень з визначення ступеня пошкоженості та сепарації коренеплодів робочими органами машин	18
1.4. Аналіз теоретичних досліджень з визначення параметрів сепаруючих робочих органів	30
1.5. Висновки та завдання досліджень	39
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ОЧИСНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ НА ОСНОВІ ЇХ ВЗАЄМОДІЇ З КОРЕНЕПЛОДАМИ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ	41
2.1. Визначення ймовірності взаємодії поверхонь коренеплодів з робочими органами очисників	41
2.2. Обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів транспортера-сепаратора	57
2.3. Розрахунок конструктивних параметрів скребок очисних пруткових транспортерів	74
2.4. Висновки	81
РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	83

3.1. Програма експериментальних досліджень	170
83	
3.2. Методика оцінки ступеня пошкодження коренеплодів на основі розробленого імітатора	84
3.3. Стенд для проведення досліджень глибини пошкодження коренеплодів від параметрів їх ударної взаємодії з поверхнями робочих органів	91
3.4. Конструктивна схема сепаруючого скребкового транспортера з криволінійною траєкторією розташування пруткового полотна та методика проведення досліджень його параметрів	96
3.5. Результати досліджень ступеня пошкодження коренеплодів в лабораторних умовах	100
3.6. Результати досліджень ступеня пошкодження і очищення коренеплодів робочими органами машин в польових умовах	112
3.7. Висновки	115

РОЗДІЛ 4. ПЕРСПЕКТИВНІ КОНСТРУКЦІЇ ТА НАПРЯМКИ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ, РЕКОМЕНДАЦІЇ ДЛЯ ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ СЕПАРАТОРНИХ ТРАНСПОРТЕРІВ, РОЗРАХУНОК ЇХ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

118

4.1. Конструктивні схеми транспортно-очисних робочих органів бурякозбиральних машин	118
4.2. Напрямки подальших досліджень для вибору оптимальних параметрів робочих органів бурякозбиральних машин	124
4.3. Рекомендації для вибору параметрів сепараторних транспортерів з криволінійною траєкторією розташування пруткового полотна	127
4.4. Розрахунок економічної ефективності від покращення процесів очищення коренеплодів робочими органами бурякозбиральних машин	130
4.5. Висновки	135

ВИСНОВКИ	139
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	135
ДОДАТКИ	149