

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломного проекту
першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
на тему:

**УДОСКОНАЛЕННЯ МЕХАНІЗАЦІЇ ЗБИРАННЯ
КОРЕНЕПЛОДІВ З РОЗРОБКОЮ СТЕНДА
ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ**

Виконав: студент _____ Сумченко Богдан Олегович

Керівник: _____ Кобець Анатолій Степанович

Рецензент: _____

Дніпро 2024

А Н О Т А Ц І Я

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра: Тракторів і сільськогосподарських машин (ТСГМ)

Освітній ступінь - "Бакалавр"

Напрямок підготовки: 208 "Агроінженерія"

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

ТСГМ

(назва кафедри)

канд. техн. наук, доцент

(вчене звання)

Г.В. Теслюк

(підпис)

(прізвище, ініціали)

„_____” _____ 20__ р.

**З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ СТУДЕНТУ**

1. Тема проєкту _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від

“ ____ ” _____ 20__ року № _____

2. Строк подання студентом проєкту _____

3. Вихідні дані до проєкту _____

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

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

6. Консультанти розділів проєкту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту	Строк виконання етапів проєкту	Примітка

Студент

_____ (підпис)

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник проєкту

_____ (підпис)

_____ (прізвище та ініціали)

Сумченко Б.О. Удосконалення механізації збирання коренеплодів з розробкою стенда для випробування робочих органів/ Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «Бакалавр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія». – ДДАЕУ, Дніпро, 2024. – 84 с.

В роботі проведено аналіз біологічних та фізико-механічних характеристик цукрових і кормових буряків, агротехнічних вимог до їх збирання. Проведено аналіз існуючих машин для проведення збиральних робіт.

Обґрунтовано схему стенда для проведення досліджень і випробувань робочих органів збиральних машин. Проведені відповідні розрахунки і розроблено конструкцію і робочі креслення стенда.

Розроблені заходи з охорони праці, які підвищують рівень безпеки працівників при виконанні технологічних операцій.

Річний економічний ефект від застосування розробок на практиці становить 320135 грн.

Ключові слова: цукровий буряк, кормовий буряк, коренеплоди, стенд, макет, параметри, режим роботи, охорона праці, економічний ефект.

З М І С Т

В С Т У П.	6
1 БІОЛОГІЧНІ ТА ФІЗИКО-МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ БУРЯКІВ.	9
2 АГРОТЕХНІЧНІ ВИМОГИ ДО ЗБИРАННЯ.	17
2.1 Вимоги до збирання кормового буряку.	17
2.2 Вимоги до збирання цукрового буряку.	20
3 СТАН МЕХАНІЗАЦІЇ ЦУКРОВИХ І КОРМОВИХ БУРЯКІВ.	24
4 ОБГРУНТУВАННЯ СХЕМИ СТЕНДА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН.	36
5 РОЗРАХУНОК ОКРЕМИХ ВУЗЛІВ СТЕНДА.	40
5.1 Розрахунок редуктора приводу.	40
5.2 Розрахунок ланцюгової передачі приводу редуктора.	51
6 ОХОРОНА ПРАЦІ.	57
6.1 Правила техніки безпеки при роботі бурякозбиральних машин.	57
6.2 Захист від вібрацій.	60
7 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ.	65
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.	68
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.	69
Д О Д А Т К И.	72

ВСТУП

Тваринницька галузь посідає вагоме місце в аграрному комплексі економіки України. Розвиток тваринництва залишається важливою умовою продовольчої безпеки, сталого соціально-економічного стану держави та істотним резервом експорту сільськогосподарської продукції. Внаслідок російського вторгнення, за попередніми оцінками, втрачено 15–20 % поголів'я великої рогатої худоби, свиней і птиці. У цій ситуації господарства, які борються за своє існування, змушені переорієнтовуватися, шукати альтернативні шляхи та відновлювати галузь [1, 2].

Для виробництва необхідної кількості тваринницької продукції Україні потрібно близько 120 млн. т кормових одиниць або 250 млн. т кормів у натурі на рік. Тому не дивно, що половина затрат у сільському господарстві йде на виробництво кормів. Вони є однією з головних причин низької забезпеченості кормами, яких в останні роки ми заготовляємо 60-70 % від потреби, причому досить низької якості. В результаті продуктивність тварин у 2-3 рази менша, ніж у розвинутих країнах.

Цукровий та кормовий буряки – основні види коренеплодів, які вирощуються в Україні для кормових цілей. Крім цього, цукровий буряк – єдина у нас культура для виробництва цукру і є цінним кормом для тварин. Коренеплоди, які згодовують тваринам у чистому виді та в суміші з іншими кормами, дають найбільшу кількість кормових одиниць з одиниці площі. Соковиті корми особливо важливі при використанні в зимовий стійловий період утримання худоби.

Основна задача при вирощуванні буряка – підвищення врожайності коренеплодів та зменшення затрат ручної праці і коштів. Це забезпечується запровадженням інтенсивної технології вирощування, основою якої є використання новітніх спеціальних машин. Головними умовами ефективності інтенсивної технології є висока культура землеробства, комплексне використання усіх агротехнічних заходів при високій якості проведення робіт,

повне матеріально-технічне забезпечення засобами виробництва, вивчення агротехніки всіма спеціалістами та механізаторами.

Кормові буряки багаті на легкозасвоювані вуглеводи, пектинові речовини, вітаміни та мінеральні солі, які сприяють підвищенню продуктивності сільськогосподарських тварин [2]. Цінність кормових буряків особливо велика в зимовий період, коли основу раціону тварин складають сухі та консервовані корми, бідні на вітаміни та мінеральні солі.

Кожне фермерське чи приватне господарство, яке має на утриманні тварин (велику рогату худобу, свині, коні) вирощує й згодовує кормові буряки. Це високоврожайна культура – 800-1000 ц/га, яка має 13-14% сухих речовин.

Посіви цієї важливої кормової культури не розширюються в зв'язку з низьким рівнем механізації процесу вирощування і особливо збирання. Тоді як для збирання цукрових буряків розроблено різні варіанти збиральної техніки, яка дозволяє отримати необхідні показники якості, то для кормових буряків збиральної техніки розроблено недостатня кількість.

В господарствах процес вирощування кормових буряків механізовано на 60 – 75%. Вручну ще проводиться операція по формуванні густоти рослин, а також окремі операції по збиранні урожаю.

Інтенсивна технологія вирощування кормового буряка включає в себе: розміщення в сівозміні по кращим попередникам; внесення органічних та мінеральних добрив в оптимальних дозах, формах та співвідношенням діючих речовин; високоякісну систему основної та передпосівної обробки ґрунту; сівбу в оптимальні терміни насінням, що має схожість не менше 85% та одноростковість не менше 90 %, запровадження комплексної системи заходів боротьби з бур'янами, шкідниками та захворюваннями з використанням високоефективних пестицидів; механізований догляд за посівами та формування густоти насаджень; збирання врожаю поточним та потоково - перевалочним способами без ручного доочищення коренеплодів; раціональну організацію та оплату праці.

Збирання коренеплодів кормових буряків є однією з найбільш працемістких та енергомістких операцій в технології вирощування. Так, наприклад, затрати ручної праці при збиранні кормових буряків складають 300 - 400 люд.год/га, що веде до значного підвищення собівартості вирощування цієї культури.

Одним із резервів підвищення функціональних і експлуатаційних параметрів бурякозбиральних машин є розробка принципово нових та модернізації існуючих пристроїв, визначення їх оптимальних конструктивно—кінематичних параметрів, в поєднанні з компоновальною схемою машини а також технологію збирання.

Розробка високоефективних, відносно простих та дешевих пристроїв з проведенням комплексу досліджень для визначення вихідних конструктивно — технологічних параметрів для виробничого впровадження є важливою проблемою, що має народногосподарське значення.

Метою даної роботи є удосконалення механізації збирання буряків з розробкою стенда для дослідження робочих органів бурякозбиральних машин.

БУРЯКІВ

Основними розмірними характеристиками кормових коренеплодів є довжина L_k , діаметр d_k , довжина гички l_r , діаметр пучка гички d_r , висота головки коренеплоду відносно поверхні ґрунту h_r (рис. 1.1). Ці розміри залежать від умов вирощування і сорту культури [14].

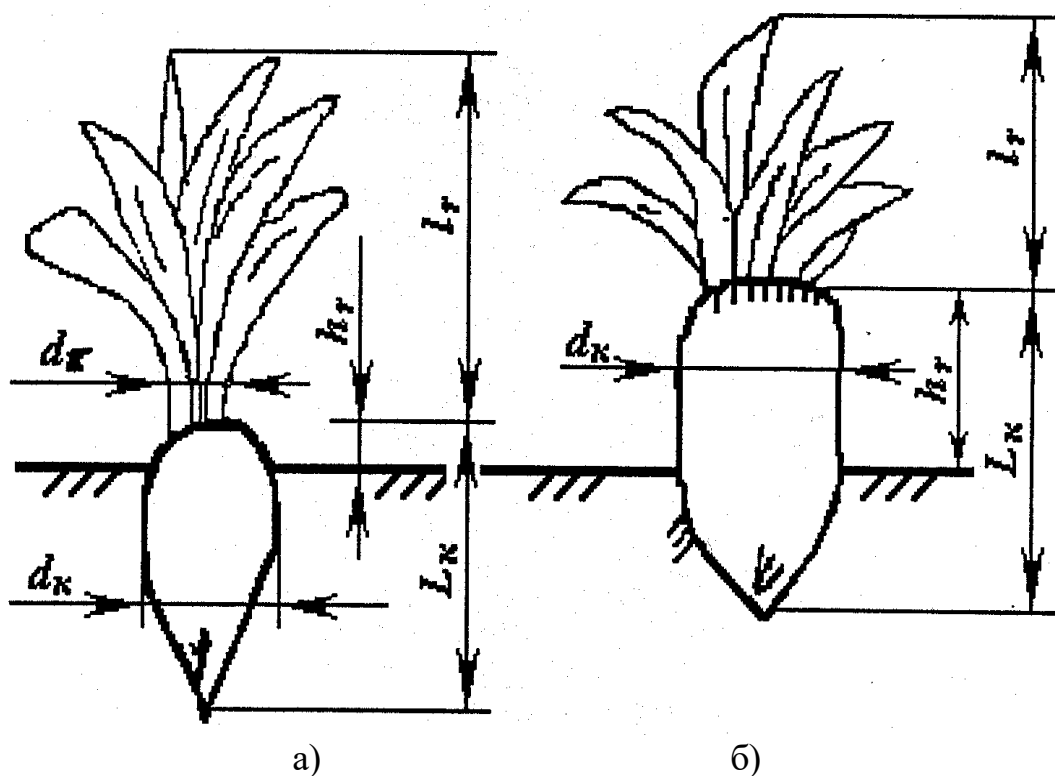


Рисунок 1.1 - Розмірні характеристики буряків: а) цукрових;
б) кормових

Характеристики цукрового буряка наведені в таблиці 1.1.

З характеристик цукрового буряка найбільшу зацікавленість представляє зусилля зв'язку кореня із землею, міцність гички і тимчасовий опір кореня згину. Перші дві характеристики важливі для розрахунку робочих органів, якими корені цукрового буряка витягуються із землі.

Таблиця 1.1 - Характеристики цукрового буряка

Показник	Значення показника при обробці ділянок	
	Неполивних	Поливних
Міжряддя B , мм	450 ± 30	600 ± 40
Крок c , мм	200-300	250-350
Висота h розміщення головки над рівнем землі, мм	15-20	20-35
Загальна довжина коренеплоду L , мм	1200-1600	1200-1600
Діаметр коренеплоду d_K , мм	80	85-100
Технічна довжина коренеплоду L_T , мм	220	250-300
Висота h_2 зрізу головки, мм	8-12	10-20
Довжина гички l_B , мм	300-400	400-600
Діаметр d_B пучка гички, мм	50-60	70-90
Маса, кг:		
коренеплоду		
гички	0,3-0,5	0,5-0,9
Щільність, кг/м ³		
коренеплоду		
гички	140-160	140-160
Урожайність коренеплодів, ц/га	250-350	400-550

Зусилля необхідне для витягування із землі непідкованого коренеплоду у більшості випадків більше чи рівне зусиллю, при якому виникає розрив гички. Практика показує, що за гичку із землі можна витягнути тільки 40-50% непідкопаних коренеплодів, в інших випадках гичка відривається. Підкопування коренеплоду, при якому розпушується земля і відриваються бічні корінчики і хвостик, різко знижує зусилля витягування його із землі. Тимчасовий опір згину коренеплодів цукрового буряка невеликий, що приводить до частих поломок і сколювання тіла викопуючими і гичкоріжучими робочими органами бурякозбиральних машин. Сильні

пошкодження коренеплоди одержують при падінні з висоти 1,5 м, що відповідає швидкості співудару 5,4 м/с.

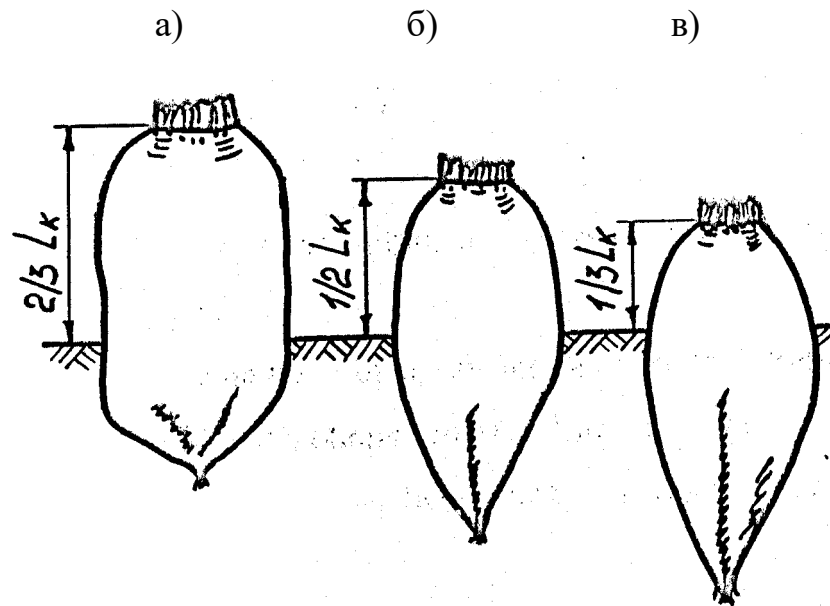


Рисунок 1.2 - Форма кормових коренеплодів і їх розташування

в ґрунті: а) Екендорфський жовтий, б) Переможець, в) Центаур

Таблиця 1.2 - Основні розмірні характеристики цукрових і кормових (сорт Екендорфський жовтий) коренеплодів

Назва показників	Цукровий буряк	Кормовий буряк
Довжина коренеплоду, мм	220	100 - 320
Діаметр коренеплоду, мм	80	70 – 210
Довжина гички, мм	300 -400	250 – 300
Діаметр пучка гички, мм	50 - 60	40 – 60
Відстань між коренеплодами в рядку, мм	200 - 300	150 – 560
Висота головки коренеплоду над поверхнею ґрунту, мм	$\pm 15 - 20^*$	20 – 210
Відхилення від осової лінії рядка, мм	0 - 50	0 – 160
Маса коренеплоду, кг	0,4 – 0,6	0,3 – 4,5
Маса гички, кг	0,3 – 0,5	0,15 – 0,4
* Примітка. В цукрових буряків головка коренеплод може бути вище або нижче поверхні ґрунту.		

Тоді як коренеплоди цукрових буряків майже повністю знаходяться у ґрунті, коренеплоди кормових – на $1/2 - 1/3$ своєї довжини (рис. 1.2). Це зумовлює і різні значення відхилень коренеплодів від осьової лінії рядка (табл. 1.2) в процесі вегетації.

Між розмірними і масовими характеристиками існують тісні кореляційні зв'язки.

У коренеплоді кормового буряку розрізняють три частини: головку, шийку і власне коренеплід. Співвідношення між цими частинами кормового коренеплоду – стійка сортова ознака рослини. Окремі сорти кормових буряків мають не однакову будову коренеплоду (рис. 1.2). У більшості широко поширених сортів краще розвинена шийка ніж коренеплід і тому від $2/3$ до $3/4$ частини коренеплоду знаходиться на поверхні ґрунту.

У напівцукрових сортів і гібридів (між цукровими і кормовими буряками) шийка менш розвинена, ніж коренеплід. Такі коренеплоди на $2/3 - 3/4$ знаходяться у ґрунті.

Глибина залягання коренеплоду залежить в першу чергу від біологічних особливостей сорту і становить, наприклад, для сорту Переможець від 30 до 200 мм, при довжині коренеплоду 100 – 320 мм та його діаметрі 50 – 140 мм.

Зв'язок коренеплодів з ґрантом цього ж сорту, в залежності від стану ґрунту та розмірних характеристик самого коренеплоду знаходиться в межах 80 – 350 Н у вертикальній площині і 60 – 150 Н при дії бокових навантажень. При цьому напрямок дії бокової сили (в сторону рядка чи міжряддя) суттєво не впливає на останній показник. Для напівцукрових сортів (Полтавський білий, Центаур) ці показники в 1,7 – 2,4 рази більші в порівняння з класичними кормовими сортами буряків [18].

Біологічні та фізико-механічні характеристики коренеплодів кормового буряку, як елемента системи, необхідно враховувати як сукупність біологічних характеристик, механічних властивостей та параметрів, які визначають можливі механічні дії робочих органів на коренеплід, а також граничний рівень навантажень та оптимальний діапазон геометричних і

кінематичних параметрів робочих органів. Важливими характеристиками коренеплодів є параметри міцності, фрикційні та пружні властивості особливо при динамічному навантаженні, а також сили зв'язку коренеплодів з ґрунтом.

Міцносні властивості кормових коренеплодів характеризуються такими показниками як опір згинанню, критичні навантаження, що призводять до руйнування або значного пошкодження коренеплоду. Опір коренеплодів згину та злому зростає із збільшенням діаметру та перерізу затискання. Необхідними є також показники опору коренеплодів боковим переміщенням, так як видалення гички на корені відбувається при безпосередньому контакті робочих органів з коренеплодом.

Матеріал коренеплоду – крихкий, анізотропний неоднорідний по довжині та в поперечному перерізі. Біля хвостової частини коренеплід менш крихкий і при навантаженні виявляє помітні ознаки пластичних деформацій. При динамічній дії коренеплоди виявляють більшу крихкість і менший тимчасовий опір, ніж при статичному навантаженні.

Механічні характеристики коренеплодів змінні і розподіл їх значень як і агрофізичних характеристик задовільно описується нормальним законом розподілу.

Сили зв'язку коренеплодів з ґрунтом в загальному випадку характеризуються значенням сили, необхідної для завалювання коренеплодів в горизонтальній площині (в сторону рядка і міжряддя), а також сили прикладеної у вертикальній площині, необхідної для витягування коренеплоду з ґрунту. З точки зору механізованого процесу видалення гички з коренеплодів найбільше значення матимуть сили, що діють в горизонтальній площині на коренеплід. Коренеплоди кормового буряку характеризуються досить низькими силами зв'язку з ґрунтом. В залежності від сорту кормових буряків сила, достатня для завалювання коренеплоду в сторону рядка знаходиться в межах $P_p=70 - 160$ Н, а сила достатня для завалювання коренеплодів в сторону міжряддя становить $P_m=60 - 150$ Н [18]. У зв'язку з незначними силами зв'язку кормових буряків з ґрунтом перед їх збиранням рекомендується проводити їх

підгортання, що забезпечує збільшення сил зв'язку коренеплодів з ґрунтом, однак ускладнює наступне збирання коренеплодів.

Великий вплив на механізоване збирання гички має також положення головок коренеплодів відносно поверхні ґрунту. Коренеплоди кормового буряку характеризуються досить високим ступенем варіювання цього показника: для різних сортів цей показник знаходяться в межах $L_k = 20 - 200$ мм. [14]. Важливим показником також є відхилення головок коренеплодів від осової лінії рядка. Як і попередній показник відхилення головок коренеплодів від осової варіює в досить широких межах і складає $l_p = 10 - 160$ мм. [14].

До важливих характеристик коренеплодів відносяться модуль пружності, коефіцієнт відновлення. Необхідно відмітити те, що різні частини коренеплоду (головка, тіло і хвостова частина) мають різні показники міцностних характеристик. Зокрема, встановлено, що головка кормових буряків має більшу міцність в порівнянні з іншими частинами коренеплоду, крім цього доведено, що пошкодження, які викликаються статичним навантаженням, значно відрізняються від пошкоджень, викликаних динамічним навантаженням [14].

Дослідно встановлено, що модуль пружності коренеплодів кормового буряку знаходиться в межах 20 – 60 МПа. Енергія руйнування коренеплоду при динамічному навантаженні в значній мірі залежить від характеру прикладання навантаження та від матеріалу, що контактує з коренеплодом і становить для покритого гумою прутка в середньому $A = 25...35$ Дж [14]. Доведено також, що значення сили руйнування коренеплодів при динамічному навантаженні значно залежать від характеристик матеріалу робочого органу. При використанні матеріалу з меншими значеннями модуля пружності значення допустимих навантажень збільшується. Враховуючи те, що динамічні характеристики коренеплодів кормового буряку мають нижчі показники в порівнянні з цукровим буряком, використання еластичних матеріалів в якості робочих органів для видалення гички є найбільш доцільним з точки зору пошкодження коренеплоду.

Гичка є однією з найбільш важливих частин кормового буряку. Саме в гичці проходять процеси синтезу органічних речовин, які накопичуються в коренеплоді під час розвитку рослини. Як показують дослідження співвідношення між масою коренеплоду і масою гички змінюється у відповідності до фази розвитку рослини. Найбільш важливим цей показник є для фази дозрівання коренеплоду. Так, згідно літературних даних [14], відношення маси гички до маси коренеплоду (у %) для кормових буряків на початку вересня становить 16,75%, а на середину жовтня цей показник становить 5,4%, тобто зменшується в 3 рази.

Біологічні властивості гички кормового буряку в порівнянні з гичкою цукрового буряку, властивості якої добре вивчено, мають свої особливості. Так, геометричні розміри гички кормового буряку характеризуються наступними даними: висота гички 320 – 550 мм, діаметр пучка гички 45 – 55 мм.[14] При цьому 50 % по кількості і 90 % по масі листків в пучку гички припадає на інтервал довжини 250-550 мм

Механічні властивості гички кормового буряку визначають характер взаємодії робочих органів з гичкою, а також основні параметри цієї взаємодії.

Як було зазначено вище, міцнісні характеристики коренеплоду та гички, що визначені при статичних навантаженнях значно відрізняються від тих же показників, але визначених для динамічних навантажень. В зв'язку з цим, при створенні та оптимізації робочих органів необхідно мати перш за все міцнісні показники, що визначені для динамічних навантажень.

Одним з найбільш важливих показників, з точки зору механізованого збирання гички, є сили зв'язку черешків гички з головкою коренеплоду. Сили зв'язку черешка з головкою коренеплоду перевищують міцність черешків на розтяг. Виходячи з цієї особливості, найбільш раціональним, є процес видалення гички з використанням деформацій зсуву та згину, при яких дотичні навантаження на коренеплід будуть достатні для видалення гички без травмування головки коренеплоду і його вибивання з ґрунту.

Пружні властивості гички характеризуються модулем пружності, коефіцієнтом відновлення пружного стану, ефективним коефіцієнтом жорсткості з урахуванням демпфуючих властивостей гички.

Виходячи з необхідності оптимізації процесу видалення гички еластичними робочими органами більш цікавими та необхідними є фізико-механічні характеристики гички та її зв'язку з головою коренеплоду. Модуль пружності внутрішніх черешків, як більш еластичних і пружних, має більше значення, ніж зовнішніх. Міцність зв'язку окремих черешків гички з головою коренеплоду при осьовому напрямку зусилля, що прикладаються, перебільшує міцність черешків. Тільки 6 - 8% черешків відокремлюються біля своєї основи – природньої поверхні розділу гички і коренеплоду. При дотичному напрямку зусиль, що прикладаються, до головки, опір черешків відокремленню від коренеплоду знижується в 2 - 2,5 рази [14].

Для гички цукрових буряків відомі такі характеристики як тимчасовий опір розриву черешків: внутрішніх $[\sigma]_в=1,21$ МПа, зовнішніх $[\sigma]_з= 0,94$ МПа, модуль пружності $E_r=8,5$ МПа.

2 АГРОТЕХНІЧНІ ВИМОГИ ДО ЗБИРАННЯ

2.1 Вимоги до збирання кормового буряку

Розроблені і викладені в літературі інтенсивні технології вирощування кормових буряків [5, 6, 10] не містять чітких агротехнічних вимог до процесу збирання. Існуючі рекомендації, що до якості роботи машини для збирання кормового буряку наступні:

1. Втрати коренеплодів не більше 5%, а гички – 10% по масі.
2. Довжина черешків, що залишаються після зрізання гички не більше 40 мм, і таких коренеплодів повинно бути не менше 85% по масі.
3. Кількість зв'язаної з коренеплодом гички не повинна перевищувати 3% від маси коренеплоду.
4. Забрудненість вороху коренеплодів домішками не більше 10%, в тому числі рослинного походження не зв'язаними з коренеплодом – не більше 3%.
5. Коренеплодів з механічними пошкодженнями повинно бути не більше 15% по масі, в т. ч. із значними – 5%.

Кормові коренеплоди вирощуються на полях, які мають схил до 5° при вологості ґрунту в горизонті 0-300 мм до 25 %. Твердість ґрунту до 3,0 МПа. Ширина міжрядь в залежності від умов вирощування може бути 450 і 600 мм.

До початку збирання висота розташування головок коренеплодів над ґрунтом може становити 100-250 мм. На одному погонному метрі рядка в середньому знаходиться від 4 до 6 коренеплодів. При цьому відстань між коренеплодами можлива 100 і менше міліметрів. Густота рослин становить 70-100 тис. шт. на гектар.

Максимальна величина відхилення центра головок коренеплодів від осової лінії рядка може становити:

- для міжрядь шириною 600 мм – 100,0 мм;
- для міжрядь шириною 450 мм – 50,0 мм.

Зусилля на відрив пучка гички від коренеплоду має бути в межах (Н):

- максимальне – 410;
- середнє – 235;
- мінімальне – 120.

Характеристики міцності зв'язку коренеплодів з ґрунтом (Н) при різних напрямках прикладеного до головки коренеплоду зусилля:

а) вертикальний напрямок зусилля:

- максимальне – 220;
- середнє – 155;
- мінімальне – 50;

б) боковий напрямок зусилля:

- максимальне – 130;
- середнє – 55;
- мінімальне – 5,0.

Форма розташування листя на початок збиральних робіт може бути:

- конус, якщо більше 60 % листків розташовані під кутом 60-75° до горизонту;
- напіврозетка, коли більше 50 % листків відхилені на кут 60° від вертикалі;
- розетка, коли основна частина листків розташована паралельно поверхні і притиснута до ґрунту.

Середня довжина листків може досягати 400-500 мм, урожай гички – не більше 60,0 т/га. Кількість “цвітух” на 1 га не повинна перевищувати 5% від кількості нормально розвинутих рослин. Поле повинно бути засіяне насінням одного сорту. Допустима забрудненість на 1 м² бур'яном – не більше 0,1 кг.

Гичкозбиральна машина повинна забезпечити відділення гички на висоті не більше 40 мм від основи головки коренеплодів. Площина зрізу гички повинна проходити вище головки найбільш високо стоячих коренеплодів.

Допускаються окремі черешки довжиною більше 40 мм, але загальна кількість гички на коренеплодах не повинна перевищувати 3% від маси коренеплодів.

Забрудненість гички частинами ґрунту не повинна перевищувати 0,5% від її маси. Втрати вільної гички за машиною не повинні перевищувати 10 % від її урожайності.

При роботі машини загальна маса вибитих з рядків коренеплодів не повинна перевищувати 15 % від урожаю. Пошкодження робочими органами і ходовими колесами гичкозбиральної машини коренеплодів допускається до 1,5 %.

Гичкозбиральна машина повинна бути причіпною, агрегатуватись з тракторами тягового класу 1,4 і забезпечувати збирання гички кормових коренеплодів, які посіяні з шириною міжрядь 600 ± 30 і 450 ± 30 мм. Ширина стикових міжрядь – $600 + 50$ мм і $450 + 50$ мм.

Кількість рядків, з яких одночасно збирається гичка при ширині міжрядь 600 мм – 4, 450 мм – 6. Сівба виконується сівалками з рядністю кратною 4 для міжрядь 600 мм і 6 для міжрядь шириною 450 мм.

Конструкція гичкозбиральної машини повинна забезпечувати:

- встановлення ножів на задану висоту зрізання гички;
- відділення і збір гички при робочій швидкості до 6,0 км/год;
- транспортну швидкість до 20 км/год;
- вивантаження гички в транспортні засоби підвищеної вантажопідйомності з висотою вивантаження до 3,0 м;
- доочищення головок коренеплодів від залишків гички.

Робочі органи машини не повинні залипати і забиватися ґрунтом і рослинними домішками. Обслуговувати агрегат повинен тракторист. Дорожній просвіт – не менше 250 мм. Радіус повороту агрегату має бути не більше 9 м.

Коефіцієнт надійності технологічного процесу не нижчий 0,95. Коефіцієнт використання робочого часу зміни – 0,75. Коефіцієнт готовності –

не нижче 0,96 з врахуванням організаційного часу і 0,97 з врахуванням оперативного часу. Напрацювання на відказ повинно бути не менше 40 годин.

Конструкція гичкозбиральної машини повинна передбачати простоту і зручність регулювання робочих органів, заміну зношених деталей і вузлів, а також ремонту. Маса машини повинна бути в межах 3,0 т.

В конструкції машини повинна бути передбачена сигналізація про порушення технологічного процесу окремими робочими органами або їх відказах.

Конструкція машини повинна відповідати “Єдиним вимогам до конструкції тракторів і сільськогосподарських машин по безпеці і гігієні праці” (ГОСТ 12.2.02-81).

Строк експлуатації машини повинен бути 7 років, гарантійний строк – 2 роки.

2.2 Вимоги до збирання цукрового буряку

Збирання цукрового буряка комбайнами або комплексом шестирядних машин повинно відповідати наступним агротехнічним вимогам.

Коренеплоди цукрового буряка повинні бури повністю підкопані і вийняті з ґрунту. Допускається не більше 1% коренеплодів, які залишилися в ґрунті, а втрачених на поверхні ґрунту до 5%.

Гичкозрізаючий апарат бурякозбиральних машин повинен зрізати гичку на коренеплодах так, щоб їх можна було здавати на цукровий завод без ручної доочистки. Засміченість купи коренеплодів зеленою масою не повинна перевищувати 3%.

Зріз частини головки коренеплоду з гичкою повинен бути прямим, гладеньким, без сколів. Відходи цукроносної маси в головках, що зрізаються не повинні перевищувати 5%. Для цього площина зрізу повинна проходити не нижче рівня основи зелених стебел гички і не вище 2см від вершини головки коренеплоду. Кількість коренеплодів із стеблами гички довжиною 2см після зрізання не повинно перевищувати 5%.

При зрізанні гички на рівні сплячих вічок відходи цукроносної маси різко збільшуються і залежно від діаметра коренеплоду становлять 12,9-20,7%.

Забрудненість купи зібраної гички землею не повинна перевищувати 1%, а втрати гички – 5% її врожаю.

Кількість пошкоджених коренеплодів не повинна бути більше 20%, у тому числі сильно пошкоджених 5%.

При збиранні гички повинна забезпечуватися доочистка головок коренеплодів від залишків незрізаної гички і видалення рослинних домішок з міжрядь по всій ширині захвату машини, допускається вкладання цих домішок і залишків гички на середину міжрядь.

Коренеплоди, які збирають перевалочним способом, потрібно укладати у польові кагати певних розмірів. При роботі буряконавантажувачів ширина основи кагату повинна бути в межах 1,9 – 2,1 м, а висота 0,8 – 1 м.

Буряконавантажувачі повинні забезпечувати підбирання не менше 99% кондиційних коренеплодів з польових кагатів вказаних розмірів.

Загальна забрудненість вороху коренеплодів після буряконавантажувача не повинна перевищувати 5%, у тому числі гичкою та іншими рослинними домішками не більше 1% (при вихідній забрудненості вороху землею 20%, гичкою і рослинними залишками 5%).

Кількість сильно пошкоджених коренеплодів робочими органами навантажувачів не повинна бути більше 3%.

Вибір конструкції робочих органів та компоновальних схем коренезбиральних машин значною мірою визначається типом ґрунту, його вологістю, а також врожайністю коренеплодів.

Значні зміни умов роботи бурякозбиральних машин і недостатнє пристосування існуючих конструкцій гичкозрізувальних, викопувальних і очисних робочих органів не дозволяють отримати постійних агротехнічних показників, особливо при високих врожаях, сухому і вологому ґрунті, нерівномірному розташуванні коренеплодів у рядку, незадовільному стані гички, забрудненості поля.

При збиранні високих врожаїв буряків (500-700ц/га) знижується якість зрізання гички і збирання коренеплодів. Втрати коренів на поверхні ґрунту досягають 6-12%, а продуктивність, наприклад, шестирядних комплексів зменшується до 3,0-4,5га/зм. Суттєво (в 2...6 разів) зменшується продуктивність і знижується якість роботи машини при збільшенні вологості ґрунту до 24...28%, особливо в кінці агростроку збирання [10].

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

Відповідно до агротехнічних вимог МСМ (Міжнародної системи машин) допустимі втрати не викопаних і втрачених коренів цукрових буряків при виконанні технологічного процесу не повинні перевищувати 1,5% від їх врожайності. Забрудненість коренеплодів землею допускається до 8%, а доля максимально допустимих легких (до глибини 5мм) і важких (глибина більше 5мм) пошкоджень відповідно складає 20% і 5%. Насправді загальні втрати, які виникають під час збирання, у 2-3 рази перевищують допустимі норми і складають 3-5%, а інколи перевищують 10% (важкі умови роботи).

Основними причинами втрати коренеплодів є конструктивна недосконалість робочих органів, неправильний вибір типу копача для конкретних умов, а також стан плантації, тобто розташування коренеплодів у рядках).

До втрат, які виникають у процесі викопування коренеплодів, можна віднести: не викопані корені, коренеплоди, що впали на поле перед входом на очисні пристрої, обрив хвостової частини, розрізання або дроблення коренів цукрових буряків. Такі втрати виникають у результаті наступних причин: недостатнє заглиблення копачів для даного стану ґрунту або велике заглиблення коренів в землю, відхилення центральної осі копача від лінії рядків; натуральне відхилення окремих коренів від лінії рядка або відхилення

внаслідок розсування коренів колесами трактора перед викопуванням; скупчення землі і коренеплодів на копачі; надто велика відстань між складовими елементами копача відносно розмірів коренеплодів; неправильна конструкція переходу з копача на очисний пристрій; розташування коренеплодів у заглибленнях поля.

Окрема група цих втрат виникає на очисних робочих органах. Однак, вони також пов'язані з копачами, оскільки інтенсивність роботи очисника залежить від кількості землі, яка подається разом з коренеплодами.

Варто підкреслити, що розміри втрат при застосуванні окремих типів робочих органів можуть залежати від рядності копача, способу його з'єднання з рамою, а також конструкції сепаруючого вузла. Втрати залежать також від робочої швидкості машин, типу і вологості ґрунту.

Аналіз вище перерахованих причин виникнення втрат показує, що існує дві групи. До першої групи необхідно віднести причини, пов'язані з технологічною якістю обробки; до другої групи – причини, які виникають через конструкцію копача і компоновальну схему машини [10].

3 СТАН МЕХАНІЗАЦІЇ ЦУКРОВИХ І КОРМОВИХ БУРЯКІВ

В Україні застосовуються різні технології збирання буряків – поточна, перевалочна і комбінована або поточно-перевалочна технології.

Потоковий спосіб збирання: коренеплоди і гичку збирають машинами і подають у транспортні засоби. Коренеплоди транспортують безпосередньо на приймальні пункти, а гичку - до місця силосування або згодовування.

Перевалочний спосіб: коренеплоди збиральними машинами подають у тракторні причепи і укладають в тимчасові кагати в кінці або посередині поля. Після цього буряки вантажать буряконавантажувачем у транспортні засоби і відвозять на приймальний пункт в день збирання.

Потоково-перевалочний спосіб: частину коренеплодів вивозять безпосередньо від збиральних машин на приймальні пункти цукрових заводів, решту укладають у тимчасові польові кагати на перевалочних майданчиках. Цей спосіб доцільно застосовувати при нестачі у господарствах автомобілів.

Такі способи використовують в основному тільки для збирання цукрових буряків. Кормові буряки більш чутливі до пошкоджень і вони збираються тільки поточним способом.

При цьому використовується роздільний спосіб, згідно якого спочатку зрізають гичку – з копіюванням головок коренеплодів або зріз на одному рівні з наступним очищенням залишків гички окремою машиною – доочисником гички. А потім викопують коренеплоди коренезбиральною машиною.

Ці машини розроблялись для цукрових буряків і застосування їх для збирання кормових вкрай обмежене із-зі сильних пошкоджень кормових коренеплодів в силу їх відмінностей розмірних і інших характеристик (розділ 1). Але якщо кормові коренеплоди збирають не для тривалого зберігання, а для згодовування протягом 2-3-х місяців, то ці машини можна використовувати з відповідними регулюваннями і використанням змінних робочих органів, які дозволяють зменшити пошкодження кормових

коренеплодів.

3.1 Механізація збирання гички

Для зрізання гички на одному рівні як цукрових, так і кормових буряків із завантаженням в транспортний засіб промисловістю виробляється гичкозбиральна машина МБК-2,7 (рис. 3.1). Основними складовими частинами машини є рама 7, гичкозрізувальний апарат 2, ходові 4 та копіювальні 1 колеса, завантажувальний транспортер 5 і сниця 10 для агрегування з трактором.

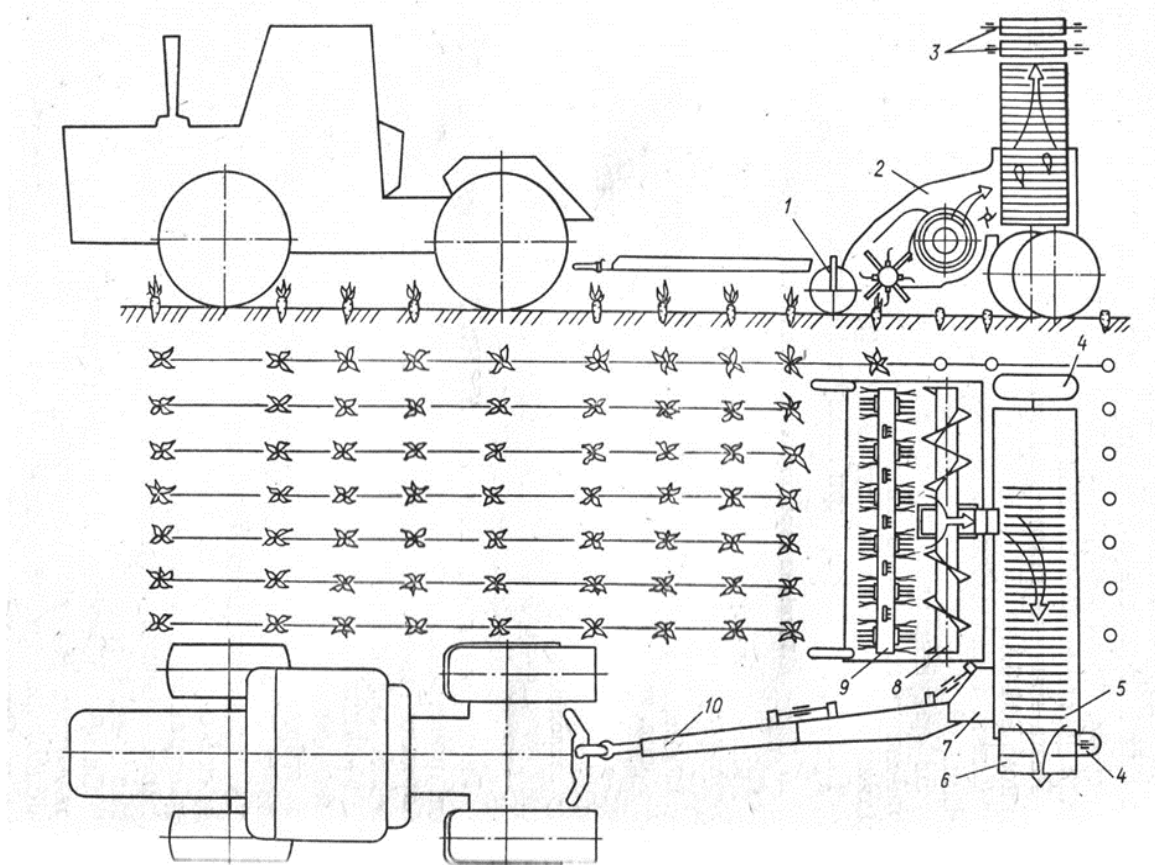


Рисунок 3.1 - Технологічна схема гичкозбиральної машини МБК-2,7:

1 - копіювальні колеса; 2 - гичкозрізувальний апарат; 3 - завантажувальні барабани; 4 - ходові колеса; 5 - завантажувальний транспортер; 6 - дифлектор; 7 - основна рама; 8 - шнек; 9 - ротор гичкоріза; 10 - сниця

Особливістю цієї машини є те, що агрегований з нею трактор рухається по зібраному полю, не пошкоджуючи коренеплодів і не зминаючи гички. Зрізання гички на коренеплодах при роботі цієї машини відбувається на одному рівні по висоті. Продуктивність становить 0,6 – 1,65 га/год при робочій

швидкості 0,62 – 1,65 м/с.

Однією з умов якісної роботи гичкозбиральної машини є якісна підготовка поля. Це насамперед відсутність яскраво вираженого мікрорельєфу, відсутність сторонніх предметів і т.п.. Як свідчить досвід використання гичкозбиральної машини МБК–2,7 вона має ряд конструктивних недоліків: спосіб закріплення доочищуючих робочих органів (щіток) не забезпечує заданого терміну роботи [15]. Крім цього ці робочі органи, що виготовляються з поліаміду–6, мають велику згинну жорсткість, що приводить до травмування головки коренеплода, а також швидкого спрацювання робочої частини щіток.

Гичкозбиральна машина БМ-6А (рис. 3.2) призначена для збирання гички цукрових буряків на посівах з міжряддям 45 см з копіюванням головок коренеплодів. Це 6-рядна причіпна машина з навантаженням гички у транспорт, що пересувається поряд, вона має автоматичне гідрокерування по рядках. Робоча ширина захвату – 2,7 м; робоча швидкість руху на основній операції – 5-9 км/год.

Копіри гичкорізальних апаратів (ГРА) (10) (рис. 3.2), що насуваються на головки коренів, копіюють їх положення у вертикальній площині, автоматично встановлюють ножі (9) на задану висоту зрізу головок коренів.

Ножі ГРА, обертаючись зрізають гичку і закидають її лопатями на приймальний транспортери гички (8), який подає її до бітера (2). Бітер перетрушує гичку і складає її на поперечний транспортер (5).

Над поперечним транспортером знаходиться перетрушувач прутковий. Гичка б'ється об прутки, додатково очищається від землі і рівномірно розподіляється по ширині поперечного транспортера.

Поперечним транспортером гичка ще раз перетрушується, очищається від землі і бітером подається на розвантажувальний транспортер (4) для навантаження на причіп транспорту, що йде поряд.

Обрізані головки коренів доочищуються від залишків листя та гички бичами очисника головок коренів (3) гвинтового типу, які зміщують рештки

залишків і гичку на зібрану частину площі.

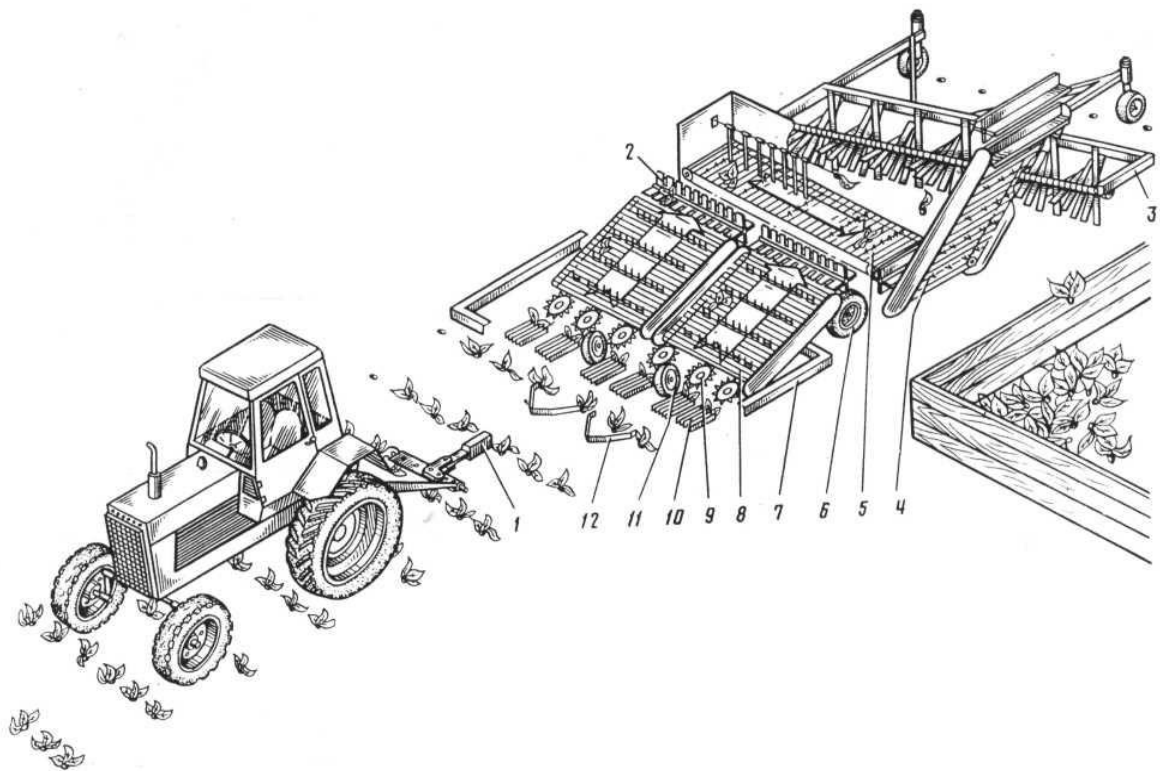


Рисунок 3.2 - Технологічна схема БМ-6:

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

Самохідний гичкозбиральний комбайн БС-6 (рис. 3.3) за конструкцією та розташуванням силового агрегату, мостів керованих та ведучих коліс, механізму керування, з системою подачі палива та мащення, рамою, гідросистемою та інше повністю уніфікований з модернізованими самохідним коренезбиральним комбайном КС-6Б.

Відповідно до технологічної схеми машина БС-6 з допомогою гідромеханічного автомата-водіння (9) направляється вздовж рядків буряка, здійснює копіювання і обрізку головок коренів на 6 рядках з допомогою гичкорізальних апаратів (1). Ці ГРА порівняно з ГРА на БМ-6 удосконаленні для роботи на швидкості до 10-11 км/год і мають пристрій для централізова-

ного регулювання робочих зазорів із кабіни водія.

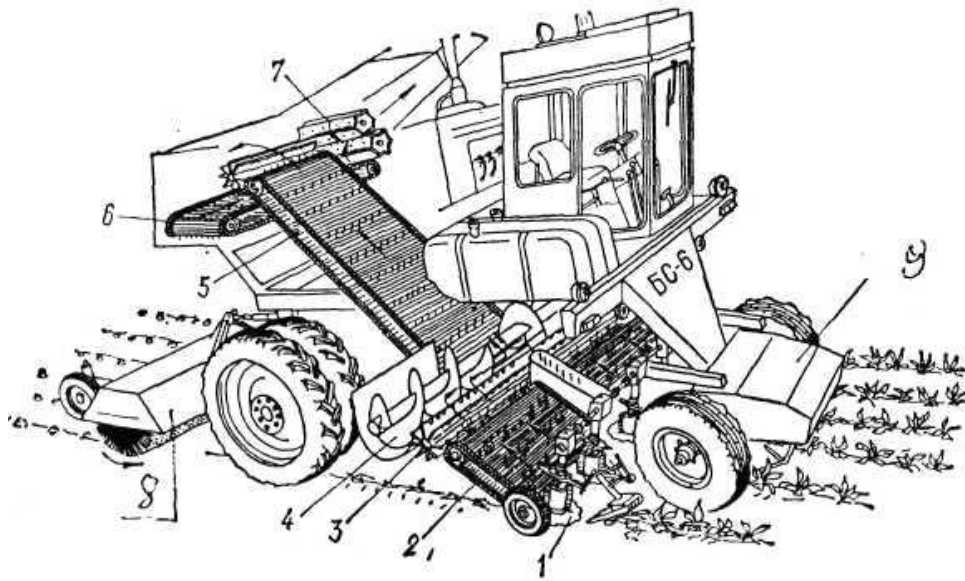


Рисунок 3.3 - Функціональна схема самохідної гичкозбиральної машини БС-6: 1 – гичкозрізуючі апарати; 2, 5, 6 – транспортери гички; 3, 7 – гичкокидачі; 4 – шнековий транспортер; 8 – доочисник головок; 9 – автомат водіння

Зрізані ножами верхівки коренів з гичкою підбираються ланцюговим прутковим транспортером (2), уніфікованим з приймальним транспортером БМ-6; бітер (3) направляє масу гички на поперечний шнек (4), який має зустрічні спіральні навивки. У середній частині деки шнека передбачено вікно, через яке гичка потрапляє на поздовжній (5) елеватор, який піднімає її на верхній поперечний транспортер-очищувач (6) і далі з допомогою гичкокидача (7) гичка подається у транспортний засіб.

Доочистка обрізаних коренеплодів здійснюється навісним доочищувачем головок (8) гвинтового типу з капроновими щітками.

Варіантом гичкозбиральної машини слід рахувати схему з 2-стадійною обрізкою гички МБС-6, в якій гичка спочатку обрізається роторним гичкорізом, а потім ГРА фронтального типу (рис. 3.4).

Ці машини досить якісно зрізають і очищають залишки гички цукрових буряків. Але для кормових буряків їх застосування обмежене із-за малої

стійкості коренеплодів у ґрунті і великою різницею між положенням головок коренеплодів відносно поверхні ґрунту. Тому використовувати для них

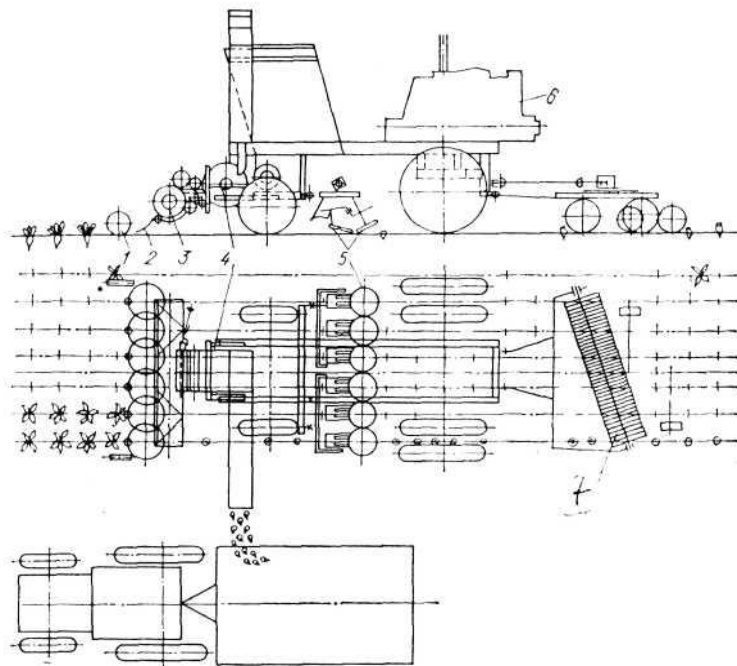


Рисунок 3.4 - Функціональна схема самохідної гичкозбиральної машини з двоетапним зрізом гички МБС-6: 1 – опорне колесо гичкозрізуючої секції; 2 – роторний гичкоріз; 3 – транспортуючий шнек; 4 – гичкокидач пневматичний; 5 – гичкозрізуючий апарат; 6 – енергетична установка; 7 – роторний до очищувач головок

різальні апарати з копіюванням положення головок коренеплодів неможливе.

3.2 Механізація збирання коренеплодів

Із вітчизняної техніки, яка ще досить часто зустрічається на полях, ми бачимо коренезбиральні машини Тернопільського комбайнового заводу (КС-6 і її модифікації) та Дніпропетровського комбайнового заводу (РКМ-6, МКК-6, РКС-6 та їх модифікації). Але все частіше аграрії використовують машини відомих світових фірм.

Відомо, що найефективніші бурякозбиральні комбайни та машини виробляють закордонні фірми: Franz Kleine, Holmer, Stoll, ROPA (Німеччина), Matrot, Moreau (Франція), TIM (Данія), AGRIFAC, RIECAM, VREDO (Нідерланди), P.Barigelli&C, Italo svizzera (Італія) тощо. В Україні

використовують такі бурякозбиральні комбайни: SF-10 фірми Franz Kleine (Німеччина), М-41МН фірми Matrot (Франція), GR-4000, LECTRA-4005 фірми Moreau (Франція), R26.45K і R26.50K фірми ROPA (Німеччина), KRBS фірми Holmer (Німеччина), SR-1800 і SR-2500 фірми TIM (Данія). Слід зазначити, що використання зарубіжних бурякозбиральних машин є доволі дорогим, їхнє застосування ефективне в господарствах з високою урожайністю (46–53 т/га) та великою площею висіву (сезонний наробіток на комбайн має становити не менше 600–800 га).

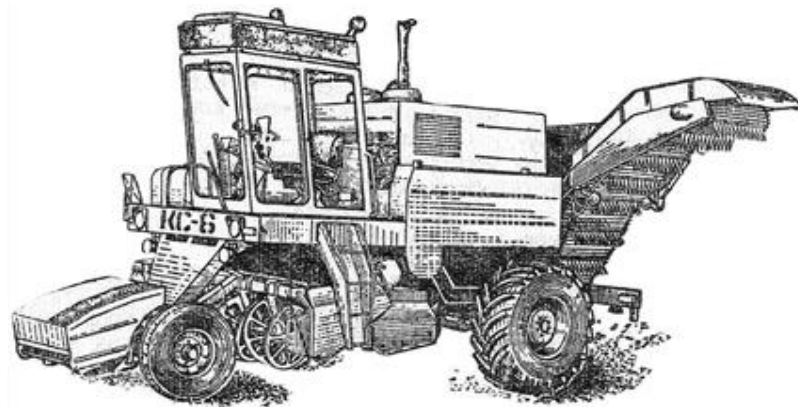


Рисунок 3.5 - Коренезбиральна машина КС-6

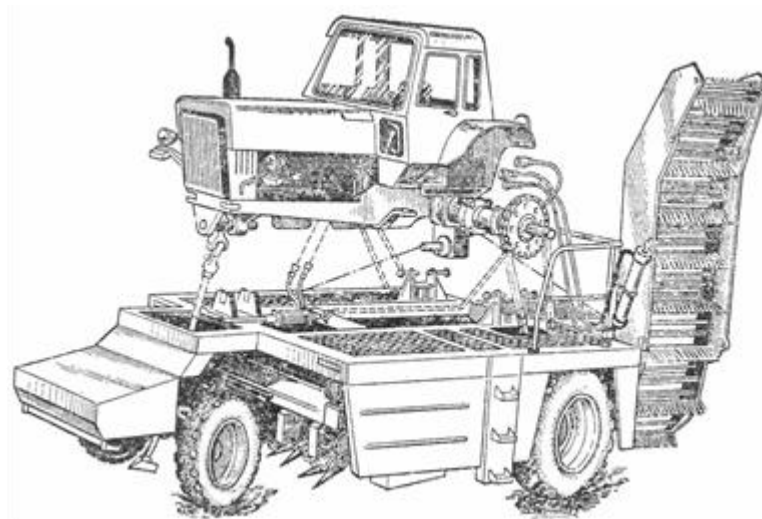


Рисунок 3.6 - Коренезбиральна машина PKS-6

Нині більшого поширення набули 2- та 3-рядні причіпні бурякозбиральні комбайни фірм Franz Kleine, Stoll (Німеччина) і TIM (Данія). Це 2-рядні KR2 (Franz Kleine), V202 (Stoll), RATIONAL (Becker), MISA/TE120 (AIM) та 3-рядкові V300 (Stoll), RATIONAL (Becker), MISA/TE120 (TIM).

Рисунок 3.8 - Комбайн бурякозбиральний самохідний SF 10 фірми KLEINE

Рисунок 3.9 - Самохідний бурякозбиральний комбайн фірми HOLMER
з розкиданням гички по зібраному полю (а) і пристосуванням для
збирання її (б) в транспортні засоби

Рисунок 3.10 – Самохідний бункерний бурякозбиральний комбайн
RB 300 фірми GILLES

Самохідні бурякозбиральні комбайни, які використовують для однофазного збирання буряків, оснащено автоматизованими системами водіння рядками і регулювання глибини ходу викопувальних органів, системами автоматичного контролю технологічних і технічних параметрів, системами централізованого автоматичного змащування всіх вузлів, бортовими комп'ютерами, зручними постами керування, комфортабельними кабінами з кондиціонерами та опаленням, потужним електроосвітленням. Завдяки фронтальному розміщенню гичкозбирального й викопувального модулів, що автоматично спрямовуються рядками, і спеціальним технологічним люфтом активних лемішно-коливальних копачів ($\pm 20 - 30$ мм), створюються умови для спрощення й поліпшення виконання технологічного процесу в цілому. Поширенню самохідних потужних 6-рядних бункерних комбайнів сприяє їхня висока технологічна й технічна готовність працювати навіть за несприятливих пізньоосінніх перезволожених умов, а також бажання вилучити з роботи дорогий технологічний транспорт і мати на збиранні цукрових буряків лише одного машиніста. Вимоги до якості виконання технологічного процесу монтованими та причіпними бурякозбиральними комбайнами аналогічні до самохідних. Наприклад: однофазне збирання

Рисунок 3.11 - Самохідний бункерний бурякозбиральний комбайн
SR 1800 фірми TIM

проводять прямим комбайнуванням однією самохідною машиною (бурякозбиральний комбайн КСБ-6 “Збруч”), яка за один прохід виконує всі технологічні операції збирання гички та коренеплодів.

Рисунок 3.12 – Причіпний однорядний комбайн V100
фірми STOLL

За двофазного збирання цукрових буряків використовують дві окремі машини: коренезбиральну та гичкозбиральну. У нашій країні серійно випускають для двофазного способу збирання: причіпні гичкозбиральні БМ-6Б, МБП-6 та її модифікації (МГУ-6, МБК-2,7), МГР-6 (роторна), МГШ-6

(шнекова), універсальну - МГМ-6 (розробили ННЦ ІМЕСГ та ІЦБ УААН, виготовлення - ВАТ “Боре́кс”), також самохідні коренезбиральні - КС-6Б, КС-6В, КБ-6, РКМ-6 (01-06), МКК-6 (02-07); причіпні чотири- та шестирядні машини МКП-4, МКП-6, які розроблено та виготовлено на ВАТ “Тернопільський комбайновий завод”. Ці машини агрегатують з орнопросапними тракторами ХТЗ-120/121, ХТЗ-161/163 Харківського тракторного заводу. Але, на жаль, вони є недостатньо продуктивними, матеріаломісткими, енергоємними, складними за конструкцією та мають низький рівень надійності. Показники якості виконання технологічного процесу не повною мірою відповідають чинним вимогам НТД. Настала пора мати в машинно-тракторному парку України високопродуктивні, прості, маломатеріаломісткі та малоенергоємні гичкозбиральні й гичкозрізувальні машини, які б відповідали вимогам світових стандартів. Для таких машин коефіцієнт довговічності за виконання технологічного процесу має бути - 0,98, а коефіцієнт використання змінного часу - не менше 0,80. Такі машини мають бути ремонтпридатними й пристосованими для відновлення роботоздатності з мінімальними затратами ресурсів і часу.

Трифазне збирання проводять трьома окремими машинами: гичкозбиральною (однією із зазначених вище), копачем-валкоукладачем КВЦБ-1,2 (ВАТ “Боре́кс”) або АЗК-6-01 (ВАТ “Уманьферммаш”) і підбирачем-навантажувачем ПНБВ-1,6 “Боре́кс” або АЗК-6-03 “Уманьферммаш”.

На сьогодні в Україні випуск причіпних бурякозбиральних машин освоїли у Бородянці й Умані. Останнім часом в Україні використовують самохідні бурякозбиральні комбайни Holmer і Kleine, а також французьких фірм Matrot і Moreau, які також мають значний попит у нашій країні. Водночас попит на німецьку техніку дедалі зростає, насамперед, завдяки високій її продуктивності. Наприклад: Holmer може викопати буряки на полі до 20 га за день, Kleine SF-10 - на 10–15 га. Значний інтерес для агрофірм мають комбайни німецької фірми Rora, які придатні для великих господарств:

їхня продуктивність за сезон сягає 2,5–3,5 тис. га. Ефективність застосування такої техніки, на жаль, значно більша, ніж вітчизняної, крім того, машина сама подрібнює і розкидає гичку і здійснює потрібне очищення буряків.

Для подальшого прискорення удосконалення робочих органів машин слід використовувати лабораторно-стендове обладнання, яке дозволяє імітувати робочі умови.

4 ОБГРУНТУВАННЯ СХЕМИ СТЕНДА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

В аграрному виробництві більшість сільськогосподарських машин працюють сезонно в обмеженому часовому періоді. При розробці нових робочих органів і машин для прискорення отримання їх оптимальних параметрів і режиму роботи є необхідність проводити лабораторні і стендові випробування експериментальних зразків. А вже остаточні параметри робочих органів і машини в цілому визначаються під час польових випробувань. При цьому стендове обладнання має забезпечити умови, максимально наближені до реальних польових.

З такою метою на підставі відомого технічного рішення [15] нами розроблено конструкцію стенда для дослідження і випробування окремих робочих органів для бурякозбиральних машин – копачів, гичковидаляючих робочих органів і ін.

Стенд для дослідження викопуючих робочих органів (рис. 4.1) містить раму 1 з пристроєм 2 для кріплення робочих органів 3, які досліджуються, рухомого поля 4, яке виконано у вигляді транспортера, що рухається по направляючих зірочках 5. Рухоме поле 4 і активні робочі органи 3, які досліджуються, приводяться в рух від електродвигуна і редуктора. До роликів ланцюгів транспортера рухомого поля 4 за допомогою пластини 6 кріпиться пристрій для фіксації моделі коренеплоду 7. Положення робочого органу 3, який досліджується, відносно рухомого поля і моделі коренеплоду 7 регулюється за допомогою регулювальних отворів 8. До пластини 6 кріпляться фіксатори - циліндричні гнізда 9, в яких поміщені кулі 10.

Для кріплення моделі коренеплоду можливе встановлення двох і більше фіксаторів. Імітація сил зв'язку з коренеплодів з ґрунтом створюється за

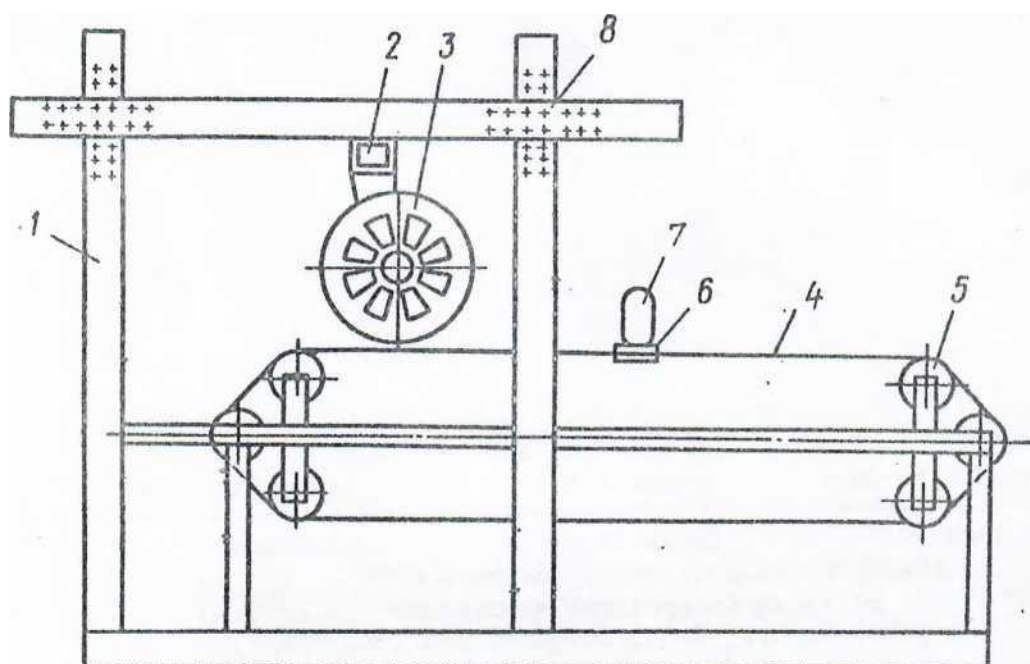


Рисунок 4.1- Стенд для дослідження робочих органів [15]

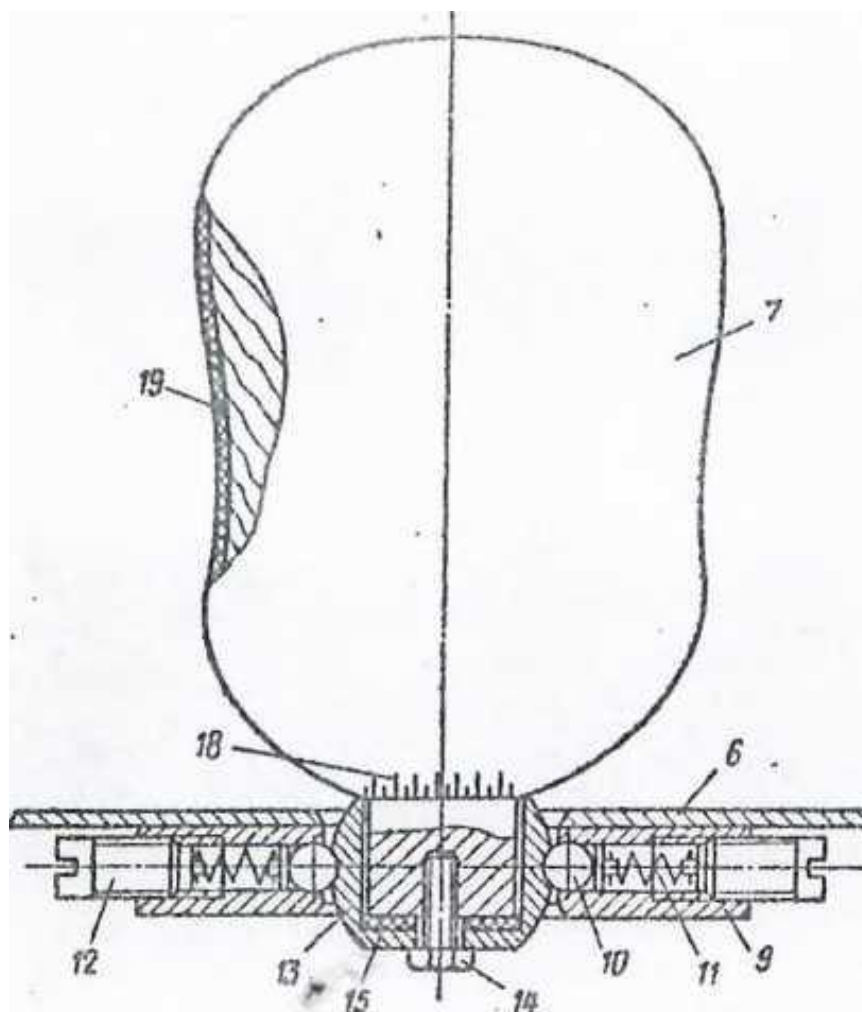


Рисунок 4.2 – Модель коренеплоду з пристроєм для її кріплення

допомогою спіральної пружини 11 і регулювального гвинта 12 (рис. 4.2). Нижня частина моделі коренеплоду має сферичну поверхню і виконана у вигляді втулки 13, яка кріпиться до моделі коренеплоду різьбовим з'єднанням 14 і яка має можливість повороту вздовж поздовжньої осі моделі коренеплоду. Для імітації зусиль повороту коренеплоду в ґрунті між моделлю коренеплоду 7 і втулкою 13 встановлена фрикційна прокладка 15, а сила повороту коренеплоду регулюється різьбовим з'єднанням 14. Для фіксації моделі коренеплоду на сферичній поверхні втулки 13 є тороїдальна канавка 16. Для заміру кута повороту коренеплоду навколо поздовжньої осі втулка 13 має лімб 17 (рис. 4.3), а на моделі коренеплоду є шкала ноніус 18. Модель коренеплоду 7 вкрита шаром гуми 19.

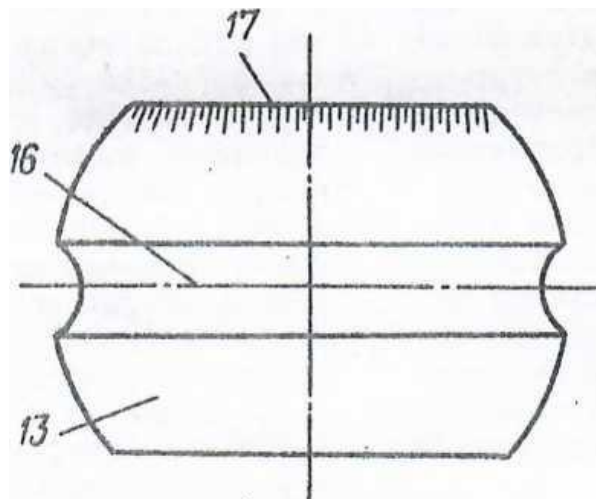


Рисунок 4.3 – Втулка для фіксації моделі коренеплоду

Стенд працює наступним чином. Модель коренеплоду 7 встановлюється шляхом натискання на неї до моменту входу кульок 10 в тороїдальну канавку 16 втулки 13. Перед цим гвинтовим механізмом 14 регулюється певна сила повороту коренеплоду відносно ґрунту. Рух від електродвигуна через редуктор подається з необхідною швидкістю на рухоме поле 4 і робочому органу 3, який досліджується. Необхідна робоча швидкість регулюється системою приводу (змінні зірочки в ланцюговій передачі). Модель коренеплоду 7 підводиться з необхідною швидкістю руху до робочого органу

3, який взаємодіє з моделлю коренеплоду. Імітація сили зв'язку коренеплоду з ґрунтом забезпечується шляхом зміни величини стискання пружин 11 регулювальним гвинтом 12 фіксатора. Для виключення заклинювання моделі коренеплоду при дії на неї бокових сил з боку робочих органів зовнішня поверхня втулки 13 виконана сферичною.

Кут повороту моделі коренеплоду навколо своєї поздовжньої осі до моменту порушення її зв'язку з рухомим полем під дією робочих органів заміряється при повороті моделі коренеплоду 7 у втулці 13, яка утримується від повороту кулями 10. Для цього на зовнішній поверхні втулки 13 є лімб 17, а на моделі коренеплоду – шкала ноніус. Імітація сил зв'язку коренеплодів з ґрунтом при крученні його навколо поздовжньої осі виконується за допомогою фрикційної прокладки 15 і різьбового з'єднання 14.

Використання стенду дозволяє зменшити затрати часу на дослідження і випробування експериментальних робочих органів сільськогосподарських машин.

5 РОЗРАХУНОК ОКРЕМИХ ВУЗЛІВ СТЕНДА

Стенд для дослідження робочих органів бурякозбиральних машин повинен мати можливість максимальної імітації робочих умов. Система приводу рухомого поля стенда має забезпечити швидкість руху від мінімальної до максимальної швидкості руху збиральної машини. Привід активних робочих органів теж повинен мати систему приводу для зміни швидкості їх руху в певному діапазоні.

Для забезпечення необхідних умов роботи проводимо розрахунки і підбираємо необхідні редуктори і ланцюгові передачі із можливістю зміни зірочок для регулювання певного діапазону швидкостей.

5.1 Розрахунок редуктора приводу

Вихідні дані для проектування кінцевого редуктора: частота обертання швидкісного веденого вала, на якому будуть закріплені робочі органи (які визначаються умовами експлуатації машини), повинна бути 800 – 900 об/хв; потужність, що споживається - 1,12 кВт.

Визначимо загальний ККД редуктора за формулою

$$\eta = \eta_1^2 \cdot \eta_2; \quad (5.1)$$

де η_1 – ККД пари підшипників кочення, $\eta_1 = 0,99$;

η_2 – ККД зубчатої кінчної пари, $\eta_2 = 0,97$ [16, табл.11].

Тоді,

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

З рівняння кінематичного ланцюга частота обертання валів буде:

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

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

Передаточне відношення редуктора

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

Обертальні моменти на валах:

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

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

Визначаємо для виготовлення зубчастих коліс сталь 40Х, термообробка – нормалізація (НВ 210...230) – для колеса, поліпшення (НВ 240...280) – для шестерні.

Допустимі напруження на контакту і згинальну витривалість зубів визначимо за відомою методикою:

- для сталі 40Х НВ 210...230 (колесо)

$$\sigma_{\text{HP}}^0 = 550 \text{ Н/мм}^2; N_{\text{HO}} = 10^7; \sigma_{\text{FP}}^0 = 220 \text{ Н/мм}^2; N_{\text{Fo}} = 4 \cdot 10^6;$$

- для сталі 40Х НВ 240...280 (шестерня)

$$\sigma_{\text{HP}}^0 = 650 \text{ Н/мм}^2; N_{\text{HO}} = 4 \cdot 10^7; \sigma_{\text{FP}}^0 = 230 \text{ Н/мм}^2; N_{\text{Fo}} = 4 \cdot 10^6.$$

Призначаємо ресурс передачі $t_{\text{год}} = 2000$ год; знаходимо кількість циклів зміни напружень:

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

Оскільки $N_{\text{HE}} > N_{\text{HO}}$ і $N_{\text{FE}} > N_{\text{Fo}}$, то значення коефіцієнтів довговічності

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

Таким чином, допустимі напруження

- для колеса:

$$\sigma'_{HP} = \sigma^0_{HP} \cdot K_{HL} = 550 \cdot 1 = 550 \text{ Н/мм}^2,$$

$$\sigma'_{FP} = \sigma^0_{FP} \cdot K_{FL} = 200 \cdot 1 = 200 \text{ Н/мм}^2,$$

- для шестерні:

$$\sigma'_{HP} = \sigma^0_{HP} \cdot K_{HL} = 650 \cdot 1 = 650 \text{ Н/мм}^2,$$

$$\sigma'_{FP} = \sigma^0_{FP} \cdot K_{FL} = 230 \cdot 1 = 230 \text{ Н/мм}^2.$$

Визначимо значення коефіцієнта, що входить до формули:

$$K_{вс} = \frac{6}{R_e} = 0,285 \text{ (приймаємо);}$$

$$\frac{K_{вс} \cdot u}{2 - K_{вс}} = \frac{0,285 \cdot 1,4}{2 - 0,285} = 0,233 \text{ за [16, табл. П29];}$$

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

$V_H = 0,85$ (для прямозубої передачі) [16, ст.117].

Отже, для $\sigma_H = \sigma_H^{max} = \sigma_{HP}^1 = 650 \text{ Н/мм}^2$, з умови опору проти контактної втоми зубів

$$d_{e2} \geq 17 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} \cdot u \cdot T_2}{V_H \cdot \sigma_{HP}^2}} \text{ мм.} \quad (5.2)$$

Значення ділильного діаметра сталюї шестерні буде

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

За ГОСТ 12289-96 приймаємо $d_{e2} = 80 \text{ мм}$.

Зовнішній ділильний діаметр колеса буде

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

За графіком [19] при $u=1,4$ і $d_{e1}=80 \text{ мм}$, $Z_2^1=15$ і при твердості коліс $< \text{HB } 350$ знайдемо, що $s=1,3$; тоді число зубів шестерні буде

$$Z_2 = i \cdot Z_1^1 = 1,3 \cdot 15 = 19,5.$$

Приймаємо $Z_2 = 20$.

Кількість зубів колеса буде

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

Обчислюємо зовнішній і середній колові модулі [16, 19]:

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

Приймаючи $K_{\text{вс}} = 0,285$, отримуємо

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

Визначаємо кути ділильних конусів при $i = 1,4$:

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

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

Зовнішня конусна віддаль і ширина вінця зуба відповідно

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

$$b = R_e \cdot K_{\text{вс}} = 68,84 \cdot 0,285 = 19,62 \text{ мм.}$$

Приймаємо $b = 20 \text{ мм}$.

Уточнюємо значення коефіцієнта $K_{\text{вс}}$ і середнього нормального модуля:

$$K_{\text{вс}} = \frac{b}{R_e} = \frac{20}{68,84} = 0,2905 < [0,3]_{\text{max}};$$

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

Обчислюємо швидкість точки на колі середнього ділильного діаметра і призначаємо ступінь точності передачі:

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

За [16, табл.2,ст.95] при $V_m < 4,0 \text{ м/с}$ приймаємо 8 ступінь точності зубчастої передачі.

$$\text{За [16, табл.П29] при } \frac{u \cdot K_{\alpha e}}{2 - K_{\alpha e}} = \frac{1,4 \cdot 0,2905}{2 - 0,2905} = 0,2379 \text{ і твердості } < \text{HB } 350$$

отримуємо для кулькових опор $K_{H\beta} = 1,08$; $K_{F\beta} = 1,13$.

За [16, табл.П26] при 8 ступені точності і $< \text{HB } 350$ при $V_m = 3,1 \text{ м/с}$ знайдемо для прямозубих коліс:

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

Обчислюємо еквівалентну кількість зубів

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

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

За [16, табл.П27] знаходимо коефіцієнт форми зуба колеса $Y'_F = 3,65$ і шестерні $Y''_F = 3,90$.

Оскільки

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

то перевірку на витривалість зуба на згин зробимо по зубу колеса.

Обчислимо робоче контактне напруження, користуючись формулою [16]:

$$\sigma_H = 212 \cdot 10^4 \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot u \cdot T_1}{V_H \cdot d_{e1}^3}}. \quad (5.3)$$

Підставивши дані, отримаємо

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

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

Визначаємо найбільші напруження згину у небезпечному перерізі зуба колеса за формулою [16]

$$\sigma_F = \frac{2,72 \cdot K_F \cdot Y_F' \cdot T_1}{V_F \cdot \epsilon \cdot d_{e1} \cdot m_e} \quad (5.4)$$

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

Умова міцності виконується, бо $\sigma_F = 30,4 \text{ Н/мм}^2 \ll \sigma'_{FP} = 200 \text{ Н/мм}^2$.

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

Середня конусна віддаль

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

Обчислюємо зовнішні і середні ділильні діаметри вершин і западин зубів шестерні і колеса:

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 4 \cdot 28 = 112 \text{ мм}; \quad d_{m1} = m_m \cdot z_1 = 3,1419 \cdot 28 = 95,732 \text{ мм};$$

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

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

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм}; \quad d_{m2} = m_m \cdot z_2 = 3,1419 \cdot 20 = 68,38 \text{ мм};$$

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

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

Колова сила на колі середнього ділильного діаметра

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

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

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

Радіальна сила на шестерні, що дорівнює осьовій силі на колесі, визначимо її за формулою

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

Конструктивні розміри зубчастої пари приймають залежно від діаметра вихідного кінця вала. Цей розмір визначають орієнтовним розрахунком на міцність при крученні за заниженим допустимим напруженням $[\tau_k] = 15\text{--}30 \text{ Н/мм}^2$.

Приймаємо для валів $[\tau_k] = 20 \text{ Н/мм}^2$.

Тихохідний вал. З рівняння міцності [32] визначаємо діаметр вихідного кінця вала

$$\tau_k = \frac{T_1}{W_p} = \frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot d_{e1}^3}. \quad (5.5)$$

Підставивши дані, отримаємо

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

Приймаємо $d_{B2} = 25 \text{ мм}$.

Міцність валів перевіряємо за гіпотезою найбільших дотичних напружень. Для матеріалів валів – сталь 60С2 (приймаємо), границя витривалості при симетричному циклі навантажень

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

Приймаючи $[n]_{зп} = 2,2$; $K_\sigma = 2,2$; $K_{p.зг} = 1$, обчислюємо допустимі напруження згину при симетричному циклі

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

Ведучий вал. Вал навантажений силами $F_t = 372 \text{ Н}$; $F_{r1} = 110 \text{ Н}$; $F_{a1} = 79 \text{ Н}$; $R = 914 \text{ Н}$ (навантаження ланцюгової передачі) $T_1 = 17,8 \text{ Нм}$; $d_{m1} = 95,732 \text{ м}$.

Виконаємо розрахунок ведучого (тихохідного) валу. Креслимо схему навантажень вала (рис. 5.1) і будуємо епюри згинальних і крутних моментів.

Визначаємо реакції опор у вертикальній площині zOy :

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

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

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

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

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

Визначаємо реакції опор у горизонтальній площині xOz :

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

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

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

Визначаємо згинальні моменти у характерних перерізах - у т. А, В, С, Д:

- у площині zOy :

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

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

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

- у площині xOz :

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

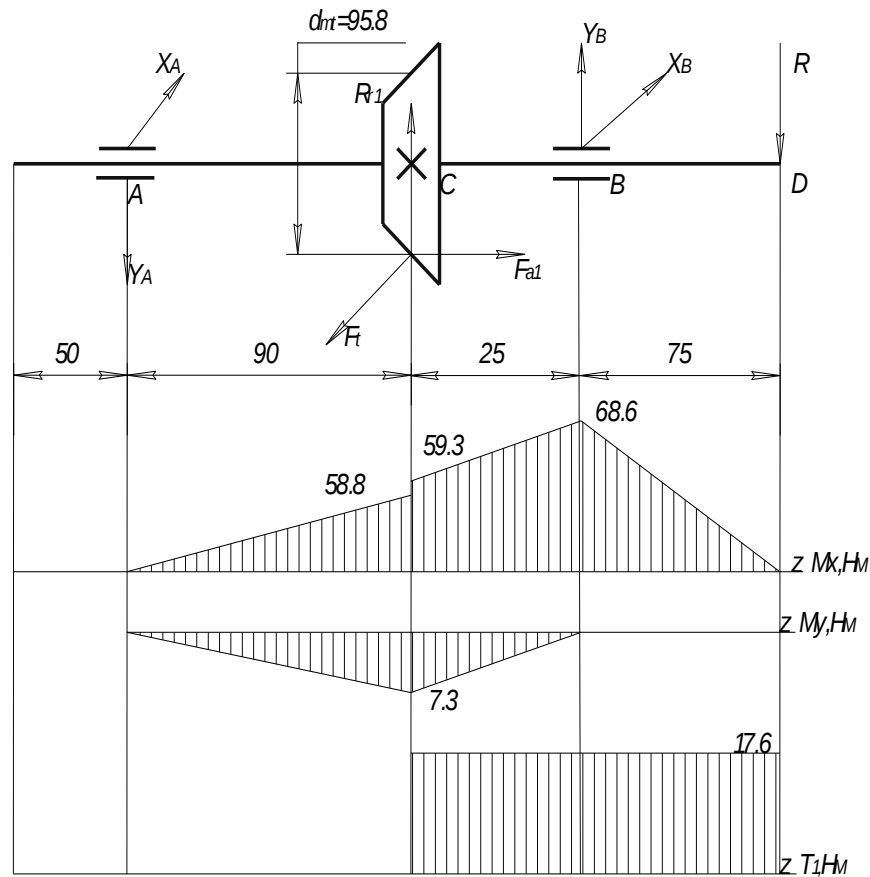


Рисунок 5.1- Розрахункова схема ведучого вала

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

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

- у площині xOy:

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

Обчислюємо сумарний згинальний момент і визначаємо нормальні напруження згину у небезпечному січені С (місце посадки колеса, переріз ослаблений наявністю шпонкової канавки) при $d=25\text{мм}$.

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

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

Визначаємо напруження кручення у перерізі С

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

За гіпотезою найбільших дотичних напружень знаходимо еквівалентне напруження [16-19] і порівнюємо з допустимим.

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

$$\sigma_{eIII1} = 40,7 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{\Sigma}]_{-1} = 93 \text{ Н/мм}^2.$$

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

Ведений вал. Вал навантажений силами $F_t = 372 \text{ Н}$; $F_{a2} = 110 \text{ Н}$; $F_{r2} = 79 \text{ Н}$; $R = 453 \text{ Н}$ (навантаження від ріжучих ножів); $T_2 = 13,4 \text{ Нм}$; $d_{m2} = 68,38 \text{ мм}$.

Креслимо схему навантажень веденого (швидкохідного) вала і будуємо епюри згинних і крутних моментів (рис. 5.2).

Реакції опор у вертикальній площині zOy:

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

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

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

Реакції опор у вертикальній площині zOy:

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

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

Визначаємо реакцію опор у горизонтальній площині xOz:

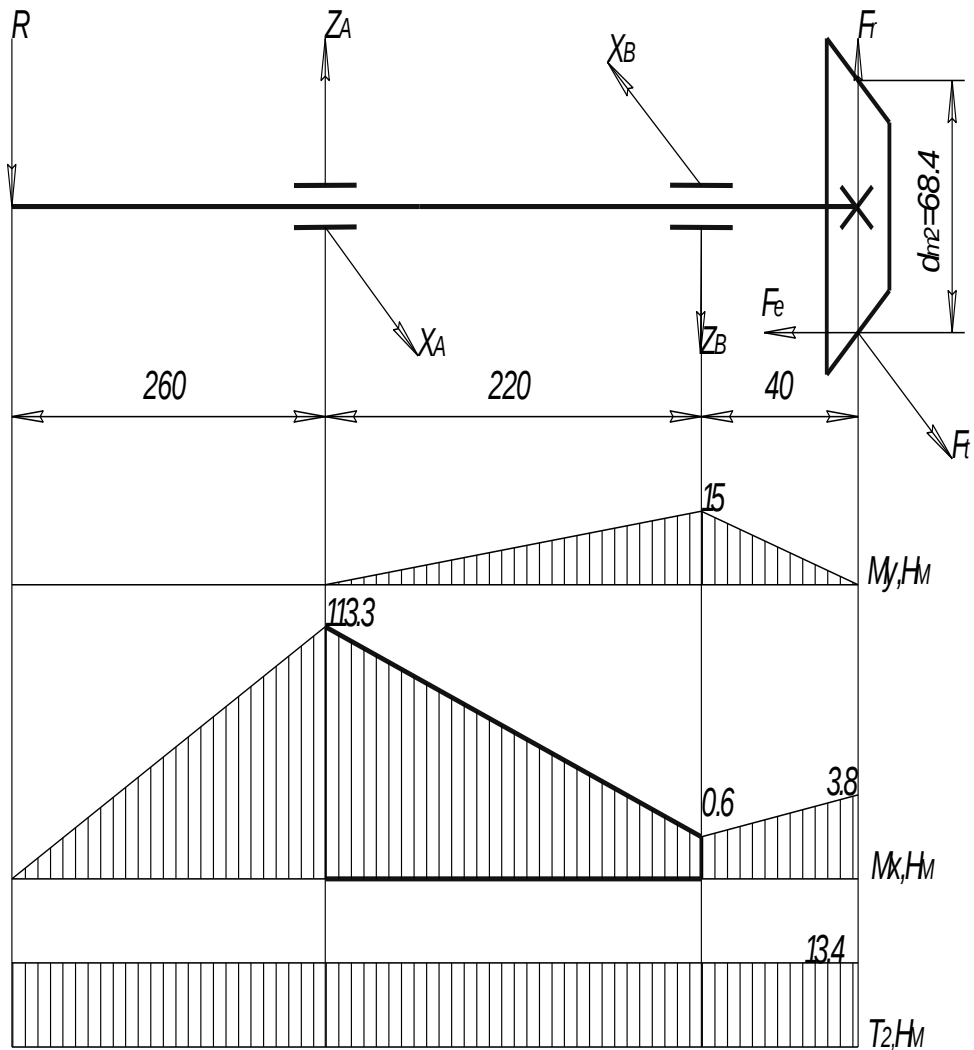


Рисунок 5.2 - Розрахункова схема веденого вала ГРА

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

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

$$\text{Перевірка } \sum Z = 0; -X_A + X_B - F_{t2} = -68 + 440 - 372 = 0.$$

Згинальні моменти у характерних перерізах у т. А, В, С, Д:

- у площині zOy

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

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

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

- у площині xOz

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

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

Сумарний згинальний момент і нормальні напруження згину у небезпечному перерізі А з $d=25$ мм (місце посадки підшипника) $M_{\text{сум}} = M_{\text{зг}} = 113,3$ Нм, нормальні напруження визначимо за формулою

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

Напруження кручення у перерізі А:

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

Еквівалентне напруження за третьою теорією міцності

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

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

Розрахункове напруження майже наближене до допустимого.

5.2 Розрахунок ланцюгової передачі привода редуктора

Згідно прийнятої кінематичної схеми робочі органи приводяться у рух ланцюговою втулково-роlikовою передачею. Потужність, що передається ланцюгом визначається формулою

$$N = 3 \cdot N_{pa} = 3 \cdot 1,12 = 3,36 \text{ кВт.} \quad (5.6)$$

Кутова швидкість вала редуктора з веденою зірочкою $n_1 = 612$ об/хв. Ланцюг роликовий, робота в 1 зміну, змащення періодичне, регулювання натягування ланцюга зміною осі однієї із зірочок. Лінія центрів зірочок утворює з горизонтом кут $V \approx 30^\circ$.

З рівняння кінематичного балансу приводу маємо, що

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

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

Передаточне число ланцюгової передачі буде

$$u = \frac{n_1}{n_{дв}} = \frac{612}{540} = 1,13.$$

Попередньо орієнтуючись на роликовий ланцюг за [16, табл. П18], вибираємо кількість зубів меншої зірочки. При $u = 1 \dots 2$ рекомендується $Z_1 = 31 \dots 27$, але з конструктивних міркувань за габаритами приводу приймаємо $Z_1 = 15 > Z_{\min} = 13(9)$ – (непарне число).

Визначаємо кількість зубів більшої (ведучої) зірочки

$$Z_2 = u \cdot Z_1 = 1,133 \cdot 15 = 17.$$

За [16] знаходимо орієнтоване значення кроку ланцюга.

Визначаємо значення коефіцієнта навантаження

$$K = K_d K_A K_H K_{рег} K_3 K_p, \quad (5.7)$$

де K_d – коефіцієнт, що враховує динамічність навантаження, $K_d = 1,2$ (змінні навантаження при поштовхах);

K_A – коефіцієнт міжосьової віддалі A , $K_A = 1,0$ (при $A = (30 \dots 50) \text{ т}$);

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

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

K_z – коефіцієнт змащення, $K_z=1,5$ (періодичне змащення ланцюга);

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

Всі коефіцієнти взяті з [19, П20].

Тоді,

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

Приймаючи однорядний ланцюг, визначимо його крок за формулою [16]:

$$t = 600 \cdot \sqrt[3]{\frac{K \cdot N}{Z_1 \cdot n_1 \cdot [p] \cdot m}}, \quad (5.8)$$

де N – потужність, що передається ланцюгом, $N=3,36\text{кВт}$;

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

n_1 – число обертів меншої зірочки, $n_1=612\text{об/хв}$;

$[p]$ – допустимий середній тиск у шарнірах ланцюга з передбачуваним кроком $t=19,05\dots 25,40$ мм при $n_1=600$ об/хв, $[p] = 22,9 \text{ Н/мм}^2$ [16, П19];

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

Отже,

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

Найближчі стандартні значення кроку t з [16, табл. П16] $t = 19,05$ та $25,4$ мм. З огляду на уніфікацію приводу приймаємо однорядний ланцюг з $t = 25,4$ мм.

Характеристика ланцюга [16, П16]: руйнівне навантаження $Q = 56700 \text{ Н}$; маса 1м ланцюга $q = 2,60 \text{ кг/мп}$; діаметр рамки $d = 7,95 \text{ мм}$; ширина ланцюга $B = 22,6 \text{ мм}$; площа опорної поверхні шарніра $F = 180 \text{ мм}^2$.

Перевіряємо швидкість ланцюга за формулою

$$V_{\text{л}} = \frac{Z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60 \cdot 10^3}. \quad (5.9)$$

Підставивши дані, отримаємо

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

Умова з дотримання допустимої швидкості [16, ст.66]. виконується, оскільки

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

Приймаємо конструктивно міжосьову віддаль:

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

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

Число ланок визначимо за формулою [15]

$$L_t = 2A_t + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{\left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2}{A_t}. \quad (5.10)$$

Підставивши дані, отримаємо

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

Розрахункові значення $n_{\text{дв}} = 540$ об/хв; $n_1 = 612$ об/хв. Для обраного ланцюга умова $n < [n]_{\text{max}}$ виконується, бо $n_1 = 612$ об/хв $< [n]_{\text{min}} = 1150$ об/хв [16, табл.7.6].

Число ударів ланцюга

$$u_{\text{л}} = \frac{Z_1 \cdot n_1}{15 \cdot L_t}. \quad (5.11)$$

Підставивши дані, отримаємо

$$u_{\text{л}} = \frac{15 \cdot 612}{15 \cdot 42} = 14,57 \approx 15 \text{ } 1/\text{сек};$$

$$u_{\text{л}} = 15 \text{ } 1/\text{сек} \ll [u_{\text{л}}] = 30 \text{ } 1/\text{сек} \text{ [16, табл.7.7].}$$

Колове зусилля визначимо, користуючись формулою [15].

$$P = \frac{N \cdot 10^3}{V_{\text{л}}}. \quad (5.12)$$

Підставивши дані, отримаємо

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

Середній тиск у шарнірах ланцюга

$$p = \frac{P \cdot K}{F} \ll [p] = 22,9 \text{ Н/мм}^2 \quad (5.13)$$

Отже,

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

Умова міцності ланцюга виконується.

Зусилля від відцентрових сил знайдемо за формулою [16].

$$P_{\text{ц}} = q \cdot V_{\text{л}}^2; \quad (5.14)$$

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

Зусилля від провисання ланцюга буде

$$P_{\text{ф}} = K_{\text{ф}} \cdot q \cdot g \cdot A; \quad (5.15)$$

де $K_{\text{ф}}$ - коефіцієнт впливу нахилу передачі, при $V = 30^\circ$ $K_{\text{ф}} = 3,0$ [16, с.142.],
враховуючи дані, отримаємо

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

Перевіримо ланцюг на розрив і визначимо розрахунковий коефіцієнт запасу

міцності $n_{\text{зап}}$ ланцюга [16]

$$n = \frac{Q}{K_{\partial} \cdot P + P_{\text{ц}} + P_f}, \quad (5.16)$$

З врахуванням отриманих значень буде

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

Умова міцності на розрив виконується, так як $n_{\text{зап}} = 51,5 > [n] = 30$ [16, табл.7.8.]

Зусилля від ланцюгової передачі, що діє на ведучий вал редуктора різального апарату знайдемо за формулою

$$R = P + 2P_f. \quad (5.17)$$

$$R = 866 + 2 \cdot 24,2 = 914 \text{ Н.}$$

За результатами розрахунків у приводі застосовуємо роликовий однорядний ланцюг ПР-25,4-5670 ГОСТ13568-95.

6 ОХОРОНА ПРАЦІ

При організації охорони праці слід керуватися «Правилами охорони праці у сільськогосподарському виробництві», затвердженими наказом Міністерства соціальної політики України 29 серпня 2018 року № 1240 (Зареєстровано в Міністерстві юстиції України 21 вересня 2018 р. за № 1090/32542).

6.1 Правила техніки безпеки при роботі бурякозбиральних машин

При експлуатації бурякозбиральної техніки необхідно дотримуватися вимог безпеки, які викладені в „Правилах техніки безпеки при роботі на тракторах, сільськогосподарських і спеціалізованих машинах”. Основні правила безпечної роботи на машинах заключаються в наступному:

6.1. Не допускати до роботи осіб без посвідчень тракториста-машиніста на керування машиною і які не пройшли інструктаж з техніки безпеки, про що повинен бути зроблений відповідний запис в журналі реєстрації інструктажів.

6.2. Під час руху машини водій повинен знаходитися на сидінні. Стороннім особам категорично забороняється знаходитися на збиральній машині, що працює, а також в безпосередній близькості від неї.

6.3. Забороняється виконувати ремонт або регулювання вузлів під час руху машини. Всі види регулювань і технічного обслуговування виконувати тільки після повної зупинки машини і при заглушеному двигуні.

6.4. Забороняється виконувати будь-які роботи під машиною, якщо під її колеса не поставлені гальмівні башмаки. Забороняється проводити будь-які роботи під викопувальним пристроєм, що знаходиться в транспортному положенні. Для цього необхідно зафіксувати викопувальний пристрій механічним фіксатором, а в місцях піддомкращування поставити спеціальні підставки і під колеса встановити гальмівні башмаки.

6.5. Перед запуском двигуна важіль переключання діапазонів повинен бути в нейтральному положенні.

6.6. Перед запуском двигуна, включенням приводу робочих органів або діапазонів коробки передач для пересування машини обов'язково необхідно дати тривалий звуковий сигнал.

6.7. Після подачі сигналу необхідно перевірити можливість руху машини і роботи її механізмів і, впевнившись, що це нікому не загрожує, провести запуск двигуна або включити привід робочих органів машини.

6.8. Не чіпати руками робочі органи машини під час роботи.

6.9. Дотримуватися особливої обережності і не знаходитися поблизу незагороджених деталей, що обертаються. Не починати роботу при знятих огороженнях.

6.10. Забороняється робота машини при ослабленому кріпленні вузлів і агрегатів.

6.11. Систематично перевіряти надійність роботи гальма і рульового керування.

6.12. Не виконувати роботи несправним інструментом.

6.13. В кабіні мати аптечку і слідкувати за поповненням її всіма необхідними медикаментами.

6.14. Не працювати в незручній, вільній одежі.

6.15. Не допускається перевезення вантажів в бункері-накопичувачі та інших непередбачених для цього місцях.

6.16. Максимально допустимий схил під час руху машини не повинен перевищувати 15°.

6.17. При поворотах і розворотах швидкість руху машини необхідно зменшувати до 3-4 км/год.

6.18. Для передбачення випадкового зрушення машини з місця водій повинен перед виходом з кабіни при працюючому двигуні заблокувати важелі управління гідронасосом заціпкою і загальмувати машину стоянковими гальмами.

6.19. Основний спосіб гальмування машини – зменшення подачі масла до гідромотора основного гідронасоса. Колісні гальма повинні використовуватися для гальмування машини в випадку поломки приводу ходової частини.

6.20. Для забезпечення буксирування машини необхідно встановити важіль переключення діапазонів в нейтральне положення, а педалі управління гідронасосом необхідно заблокувати зачіпкою. Буксирувати машину слід на жорсткому буксирі, при необхідності пригальмовуючи її колісними гальмами або стоянковим гальмом. Швидкість буксирування на прямолінійних ділянках дороги не повинна перевищувати 7 км/год.

6.21. При роботі машини металеві труби гідроприводу ходової частини можуть нагріватися більше 80°C. Для запобігання опіку необхідно бути обережним при обслуговуванні машини в перші 20-30 хв. Після зупинки двигуна.

6.22. Забороняється робота збиральної машини в нічний час без електричного освітлення.

6.23. Транспорт, швидкість руху якого дорівнює або перевищує швидкість руху машини, обганяти забороняється, а з настанням темноти обгін транспорту, що рухається, забороняється.

6.24. Перегін машин по дорогах загального користування виконувати в відповідності з Правилами дорожнього руху.

6.25. Необхідно періодично оновлювати знаки безпеки, які нанесені на машині.

Серед правил пожежної безпеки необхідно виділити наступні:

- забороняється підносити до паливного бака полум'я, а також курити при заправці паливом, після заправки бак необхідно насухо протерти;
- не допускати протікання з системи живлення, змащування і гідросистеми;
- в випадку займання палива користуватися вогнегасником або засипати полум'я землею, піском або прикривати брезентом, категорично забороняється

ся заливати паливо, що горить, водою;

- в нічний час в випадку виходу із строю електрообладнання необхідно користуватися вогнебезпечними ліхтарями;

- щоденно необхідно перевіряти справність електропроводки і не допускати забруднення її маслом і пилом, так як несправність може привести до замикання проводів і займанню;

- місця стоянки і зберігання машин забезпечити протипожежними засобами, узгодженими з пожежною інспекцією.

6.2 Захист від вібрацій

Коливання твердих тіл, які сприймає людина через шкірний покрив, кістки та м'яку тканину, оцінюють як струс або вібрації. Вібрація генерується ручним електрифікованим інструментом, різними машинами, обладнанням транспортом.

Крім цього, вібрація в багатьох випадках використовується для інтенсифікації виробничих процесів, наприклад, зменшення опору ґрунтообробних машин, збільшення продуктивності і покращення якості роботи зерноочисних машин і т.д.

В зв'язку з цим вібрацію поділяють на транспортну, транспортно-технологічну і технологічну. Транспортна вібрація виникає в результаті руху машини по місцевості, агрофонах та дорогах. Якщо одночасно з рухом машина виконує технологічний процес, наприклад комбайновий збір урожаю, то на ній генерується транспортно-технологічна вібрація. Технологічна вібрація генерується при роботі стаціонарних машин, при цьому вона може передаватись на робочі місця, які не мають джерела вібрації.

До людини вібрація передається в момент контакту з вібруючим об'єктом. Якщо дії вібрації піддаються руки, то її називають локальною, якщо весь організм – загальною. Тривала дія загальної вібрації на організм людини приводить до спазму периферичних судин.

Збільшення інтенсивності і тривалості вібрацій в ряді випадків призводить до розвитку професійної патології – вібраційної хвороби. Частіше усього до цієї хвороби призводить локальна вібрація.

В умовах сучасного сільського господарства джерелом вібрації являються перш за все мобільні сільськогосподарські агрегати, різноманітне стаціонарне обладнання ферм і ремонтних майстерень, а також ручні механізовані електрифіковані інструменти.

Таким чином, вібрація, діюча на організм людини, являється одним із неприємних факторів.

Для систематичного і планомірного виконання робіт по захисту працюючих від шкідливої дії вібрації розроблені і затверджені стандарти як на допустимі параметри вібрації, так і на методи розрахунку віброізоляції робочого місця операторів.

Основними характеристиками вібрації являються: переміщення $y = \varphi(t)$, швидкість $V = \psi(t)$ і прискорення $\omega = j(t)$. Між вказаними функціями є відома взаємозалежність:

$$j(t) = \frac{d\psi}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2} \quad (6.1)$$

Вирази $\varphi(t)$, $\psi(t)$ і $j(t)$ повністю описують коливний процес. Однак фактична закономірність процесу коливань об'єктів, передаючих вібрацію до тіла людини, настільки складна, що вказані функції можна використовувати лише для загального опису вібрації. Вихід із вказаного становища підказує практика. За звичай, переміщення швидкість і прискорення постійно змінюються в граничному інтервалі. Наприклад, двигун трактора генерує частоту коливань, яка відповідає його обертам, а острів трактора передає коливання трактористу, відповідаючи частоті розміщення гребнем орання при поперечному боронуванні або борізді, які залишає культиватор перед поперечною культивацією. В силу цього вібрацію в більшості випадків можна характеризувати усередненою величиною одного з параметрів за визначений проміжок часу. В якості усередненої величини частіше беруть її

середньоквадратичне значення, тобто усереднене значення визначають по формулі:

$$V_{ск} = \psi(t) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_t^{t+T} \psi^2(t) dt} \quad (6.2)$$

де T – період коливань, зв'язаний з частотою коливань залежністю:

$$\omega = \frac{1}{T} \quad (6.3)$$

Середнє значення швидкості $V_{ск}$, прискорення $\omega_{ск}$ і переміщення $\phi_{ск}$ дають лише загальну характеристику вібрації. Для детального описання коливного процесу весь спектр його частот розділяють на смуги і в границях кожної смуги нормують середньоквадратичні величини параметрів вібрації.

Оскільки діапазон зміни параметрів вібрації від порогових значень, при яких вона не небезпечна, до дійсних – великий, то краще вимірювати не дійсні значення цих параметрів, а логарифм відношень дійсних значень до порогових. Таку величину називають логарифмічним рівнем, параметра, а одиницю її виміру – децибелом (дБ).

Так логарифмічний рівень віброшвидкості L_V (дБ) визначають по формулі:

$$L_V = 20 \cdot \lg \frac{V_{ск}}{5 \cdot 10^{-8}} \quad (6.4)$$

де $V_{ск}$ – дійсна величина віброшвидкості, м/с;

$5 \cdot 10^{-8}$ – порогова величина віброшвидкості, м/с.

Різні частоти вібрації по різному по різному діють на організм людини. Для людини, яка стоїть на віброуючій поверхні, мають два резонансних піки і на частотах 5 - 12 Гц і 17 - 25 Гц, а для сидячого – на частотах 4 - 6 Гц. Для голови резонансні частоти лежать в області 20 - 30 Гц. З врахуванням цих особливостей і розроблені норми допустимих параметрів вібрації, при чому допустимі параметри транспортної вібрації в горизонтальній та вертикальній площинах різні.

Найбільше допустиме середньоквадратичне значення віброшвидкості –

0,2 м/с і її логарифмічного рівня – 132 дБ встановлено ГОСТ 12.1.012-78 для загальної вертикальної транспортної вібрації при середньгеометричній точності 1 Гц.

Більш жорсткі вимоги до зменшення загальної вібрації встановлені для конторських приміщень, конструкторських бюро, медичних закладів і робочих кімнат. Тут на середньгеометричній частоті 63 Гц середньоквадратичне значення віброшвидкості не повинно перевищувати $28 \cdot 10^{-5}$ м/с, а її логарифмічний рівень – 75 дБ.

Локальна вібрація найбільші обмеження має на середньогеометричній частоті 1000 Гц, де середньоквадратичне значення її швидкості рівне 0,65 м/с, а логарифмічного рівня віброшвидкості – 102 дБ.

Джерелами виникнення вібрації являються пристрої в яких pojawiaються сили R_k , вимушуючи коливання. Це як правило сили, діючі в зазорах спряжених деталей. Закономірність їх зміни та величина залежать від характеру навантаження, прикладеного до робочих органів, від виду руху елементів системи (обертотий чи зворотно-поступальний), від ретельності балансування деталей, які обертаються, і від величини зазорів в спряженні.

Із цього витікають і методи боротьби з вібрацією в джерелі її виникнення. Потрібно добиватися рівномірності навантаження, діючого на робочі органи, замінити, де можливо кривошипні механізми на рівномірно обертаючі ся. Найбільше ефективні у цьому випадку механізми з гідроприводом.

Ефективними методами боротьби з вібрацією в джерелі її утворення являється підвищення класу точності обробки і чистоти поверхні спряжених деталей.

Вібрація насосів, вентиляторів, компресорів, двигунів виникає частіше за все із-за недостатньої зрівноваженості елементів, які обертаються. Погане кріплення деталей у таких машин, а також їх зношення у процесі експлуатації різко збільшує вібрацію.

Редуктори з глобоїдним, шевронним, двохшевронним і конхоїдальним зачепленням шестерень вібрують значно менше, ніж редуктори з прямозубими шестернями.

Розроблені заходи з охорони праці можуть бути використані в господарстві при проведенні інструктажів і підвищенні рівня безпеки і охорони здоров'я працівників при вирощуванні цукрових буряків.

7 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

Як показує практика і досвід профільних заводів і конструкторських бюро, від розробки до впровадження у виробництво нових робочих органів бурякозбиральних машин проходить від 3 до 5 і більше років. Це пов'язано з тим, що сезон збиральних робіт досить короткий – 1–1,5 місяців в рік. За цей короткий строк польових випробувань експериментальних робочих органів неможливо випробувати їх на всіх режимах, виявити недоліки, усунути шляхом виготовлення нових удосконалених вузлів і деталей і знову провести польові випробування.

Як правило, польові випробування проводяться бригадою фахівців в кількості 7 – 12 осіб – це механізатори, лаборанти, техніки, наукові співробітники. Прямі експлуатаційні затрати при цьому складаються із за зарплати фахівців C_z , затрат на ремонт C_p , амортизаційні відрахування C_A і затрат на паливо і мастильні матеріали $C_{пмм}$:

$$C = C_z + C_p + C_A + C_{пмм} \quad (7.1)$$

Розрахунки проведемо при умові тривалості польових випробувань один місяць бригадою випробувальників в кількості 10 осіб. Оклади працівників, задіяних у випробуваннях, різні - з врахуванням мінімальної заробітної плати 7100 грн/місяць (лаборанти, техніки, механізатори) до 13000 грн/місяць (конструктори, наукові співробітники). В середньому затрати на заробітну плату за цей місяць будуть становити:

$$C_z = C_{zc} \cdot n, \quad (7.2)$$

де C_{zc} – середня зарплата одного працівника,

n - кількість працівників в бригаді випробувальників.

$$C_3 = 10100 \cdot 10 = 101000 \text{ грн/місяць.}$$

Затрати на ремонт машин розраховуються за формулою:

$$C_p = \frac{\alpha_{\text{рм}} \cdot B_m}{100 \cdot t_m}, \quad (7.3)$$

де $\alpha_{\text{рм}}$ – норма річних відрахувань на ремонт від балансової вартості сільськогосподарської машини %;

B_m – балансова вартість машини, грн.;

t_m – нормативне річне завантаження машини, год.

$$C_p = \frac{14 \cdot 490000}{100 \cdot 210} = 327 \text{ грн/місяць.}$$

Відрахування на реновацію C_A обчислюється за аналогічною формулою. Оскільки коефіцієнт відрахувань приймаємо такий же, то і значення відрахувань будуть такими ж.

Затрати на паливо-мастильні матеріали визначимо за формулою:

$$C_{\text{ПММ}} = q \cdot Ц_{\text{п}}, \quad (7.4)$$

де q – витрати палива, л/місяць;

$Ц_{\text{п}}$ – комплексна ціна 1 л палива, грн.

З врахуванням ринкових цін на ПММ приймаємо комплексну ціну 52,8 грн/л. Тоді

$$C_{\text{ПММ}} = 500 \cdot 52,8 = 26400 \text{ грн/місяць.}$$

Прямі експлуатаційні затрати при випробуванні експериментальної машини за рік становлять:

$$C = 101000 + 327 + 327 + 26400 = 128054 \text{ грн.}$$

При випробуванні машини протягом п'яти років прямі затрати становитимуть:

$$C_{\pi} = 128054 \cdot 5 = 640270 \text{ грн.}$$

Застосування розробленого стенда може зменшити строки випробування як мінімум вдвічі. Адже розроблені робочі органи можуть випробовуватись круглий рік на макетах коренеплодів і на різних режимах. І на польові випробування практично будуть направлені майже повністю оптимізовані робочі органи з конкретними параметрами і режимом роботи. Таким чином, економічний ефект від застосування стенда буде становити:

$$E = \frac{640270}{2} = 320135 \text{ грн.}$$

Використання розробленого стенда дозволяє прискорити випробування експериментальних робочих органів і скоротити строки впровадження нових машин у виробництво.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Аналіз науково-технічної літератури показує, що фізико-механічні характеристики кормових і цукрових буряків змінюються в великих межах і залежать від сорту, технології та умов вирощування, кліматичних умов. При цьому характеристики цукрових і кормових буряків досить суттєво відрізняються один від одного.

2. Існуюча бурякозбиральна техніка має високі технологічні і економічні показники. Але всі сучасні машини розроблялися для збирання цукрових буряків і застосування їх на збиранні кормових буряків обмежене із-за значних відмінностей цих культур.

3. Розроблена конструкція стенда для дослідження і випробування робочих органів бурякозбиральних машин дозволяє в деякій мірі імітувати виробничі умови і проводити дослідження, які дозволяють прискорити процес оптимізації параметрів і режиму роботи експериментальних робочих органів.

4. Розроблені заходи з охорони праці можуть бути використані при проведенні інструктажів перед початком збиральних робіт і підвищать рівень безпеки працівників при виконанні технологічних операцій збирання буряка.

5. Економічний ефект від застосування розробленого стенда становить 320135 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Чи варто вирощувати цукровий буряк?// <https://aggeek.net/ru-blog/ukraintsi-siyut-tsukrovij-buryak>.
2. Цукровий буряк 2022. Посівні площі. Переробні потужності. Залишки й експорт//<https://latifundist.com/spetsproekt/964-tsukrovij-buryak-2022-posivni-ploshchi-pererobni-potuzhnosti-zalishki-j-eksport>.
3. Загальна технологія вирощування цукрових буряків//<https://www.syngenta.ua/zagalna-tehnologiya-viroshchuvannya-cukrovih-buryakiv>.
4. Фурса А.В. Ринок цукробурякового виробництва в Україні// Економіка АПК, 2012, №6.- с. 36 – 43.
5. Приходьмо П.М., Шевченко О.О., Любович О.А. Технологія вирощування цукрових буряків/ Дніпропетровський державний аграрний університет. – Дніпропетровськ, 2002. – 24 с.
6. Українська інтенсивна технологія виробництва цукрових буряків // За ред.. О.М.Ткаченка, М.В.Роїка. – Київ: «Академпрес», 1998. – 240 с.
7. Бондар В. Про прибутковість вирощування цукрових буряків// Агробізнес сьогодні. - № 4 (203), лютий 2011. – с. 9-13.
8. Фомічов А.М. Кормові коренеплоди. – К.: „Урожай”, 1987, с 100.
9. Пиркін В.І. Перспективи ефективного розвитку галузі буряківництва на Україні// Цукрові буряки. - №3-4, 2008. с. 9 – 11.
10. Українська інтенсивна технологія виробництва цукрових буряків// За ред.. О.М.Ткаченка, М.В.Роїка – Київ: «Академпрес», 1998. – 240 с.
11. Чубко О. Цукрові буряки по осені рахують// Агросектор. - №7-8 (21-22), 2007. – с. 26-28.
12. Карабиньош С., Новицький А., Сиволапов А. Бурякозбиральні машини та їх характеристики// Пропозиція. – № 11, 2011. с. 135-141.

13. Сільськогосподарські машини: підручник / Д.Г.Войтюк, Л.В.Аніскевич, В.В.Іщенко та ін.; за ред. Д.Г.Войтюка. – К.: «Агроосвіта», 2015. – 679 с.
14. Кобець А.С., Іщенко Т.Д, Волик Б.А., Демидов О.А. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: Навчальний посібник. – Дніпропетровськ: РВВ ДДАУ, 2009. – 84 с.
15. Кобець А.С., Савич П.В., Гурченко О.П., Савченко Я.В. Стенд для дослідження викопувальних робочих органів збиральних машин.- Авторське свідоцтво на винахід № 1257435. Б.И. №34, 1986.
16. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин: Учебное пособие для технических вузов. – 3-е издание, перераб. и доп. Харьков, «Основа», 1991. – 276 с.
17. Довідник з опору матеріалів / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвієв В.В. Відп. Ред. Писаренко Г.С. – 2-е вид., перероб. і доп. К: Наукова думка, 1988 – 736 с.
18. Опір матеріалів/ Під заг. ред. Г.С. Писаренка, К.: Вища школа, 1973р. – 672 с.
19. Землеробська механіка. Т.2. Теоретичні основи сільськогосподарської механіки/ А.С. Кобець, А.Г. Дем'яненко, О.Ю. Береза, О.А. Гонь і ін.- Дніпро, «Свідлер А.Л.», 2022. – 712 с.
20. Кобець А.С. Основи теорії робочих органів сільськогосподарських машин: Навчальний посібник/ Дніпропетровський державний аграрний університет. – Дніпропетровськ, 1999. – 204 с.
21. Механізація вирощування сільськогосподарських культур в Україні/ А.С.Кобець, О.Д.Деркач, М.І.Ролдугін, В.М.Яцук, П.М.Кухаренко, А.М.Пугач; Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет. – Дніпропетровськ, 2014. – 285 с.
22. Машиновикористання в землеробстві/ В.Ю.Ільченко, Ю.П.Нагірний, П.А.Джолос та ін.; За ред. В.Ю.Ільченка і Ю.П.Нагірного. – К.: Урожай, 1996. – 384 с.

23. Бондаренко М.Г., Демещук В.А. Комплектування і використання машинно-тракторного парку в рослинництві. – К.: „Вища школа”, 1995, с 236.
24. Машиновикористання та екологія довкілля: Підручник/ Головчук А.Ф., Лімонт А.С., Бондаренко М.Г. За ред. А.Ф.Головчука. – К.: Грамота, 2007.- 360 с.
25. Правила охорони праці у сільськогосподарському виробництві// Затверджені наказом Міністерства соціальної політики України 29 серпня 2018 року № 1240, зареєстровано в Міністерстві юстиції України 21 вересня 2018 р. за № 1090/32542.
26. Отченаш В.А. Ефективність вирощування цукрових буряків та цукру в Україні// Ефективна економіка. - №11, 2012.
27. Бондар В. Про прибутковість вирощування цукрових буряків// Агробізнес сьогодні. - №4 (203), лютий 2011.
28. Вініченко І.І, Сітковська А.О. Методичні рекомендації з економічного обґрунтування дипломних робіт для студентів факультету механізації сільського господарства// Дніпропетровськ: ДДАЕУ, 2016. – 27 с.