

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний аграрний університет
Інженерно-технологічний факультет

ДО ЗАХИСТУ ДОПУЩЕНИЙ

Завідувачка кафедри агроінженерії та технічного
сервісу, к.т.н., професор

_____ І. В. Гунько

“ _____ ” _____ 2023 р.

РОЗРАХУНКОВО-ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломного проекту

на тему «Удосконалення конструкції картоплекопача КТ-0,6»

ДП. 208.19-3.000.00.00 ПЗ

Виконав студент групи АІ-19-3

Коваленко М.С.

Керівник к.т.н., доцент

Кондратюк Д. Г.

Вінниця - 2023

Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ			
Розроб.		Коваленко М.С.			<i>Удосконалення конструкції картоплекопача КТ-0,6</i>	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Кондратюк Д.Г.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Гуцько І.В.						
						<i>ВНАУ, гр. АІ-19-3</i>		

Зміст

Анотація.....	
Вступ.....	
1 Способи збирання картоплі та агротехнічні вимоги до процесу	
1.1 Способи збирання картоплі.....	
1.2 Агротехнічні вимоги до збирання.....	
2 Огляд конструкцій машин для збирання картоплі.....	
2.1 Загальний огляд конструкцій машин.....	
2.2 Сучасні картоплезбиральні комбайни	
2.3 Огляд конструкцій однорядних картоплезбиральних комбайнів	
2.4 Огляд конструкцій сепараторів картоплезбиральних машин	
3 Обґрунтування необхідності удосконалення картоплекопача та розрахунки його основних параметрів.....	
3.1 Обґрунтування необхідності удосконалення копача КТ-0,6.....	
3.2 Розрахунок параметрів робочих органів картоплекопача.....	
3.2.1 Визначення основних параметрів леміша картоплекопача.....	
3.2.2 Розрахунок сепаруючого елеватора картоплекопача.....	
3.2.3 Розрахунок на удар прутка сепаруючого транспортера.....	
3.2.4 Розрахунок ланцюгової передачі приводу сепаратора.....	
3.2.5 Розрахунок технологічних показників картоплекопача.....	
4 Охорона праці при використанні удосконаленого картоплекопача	
Висновки.....	
Список літератури.....	
Додатки.....	

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

Анотація

Коваленко Максим Сергійович. Удосконалення картоплекопача КТ-0,6.
Дипломний проект.

Проаналізовано способи збирання картоплі та викладені агротехнічні вимоги до процесу, виконано, огляд конструкцій машин для збирання картоплі як іноземного, так і вітчизняного виробництва, обгрунтовано необхідність удосконалення картоплекопача КТ-0,6 та виконано розрахунки його основних параметрів. Описано технологічну схему і процес роботи картоплекопача та визначено основні параметри операційної технології збирання бульб.

Ключові слова: бульба, операційна технологія, збирання, однорядний картоплекопач.

					ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вступ

Немає напевне жодної людини в світі, раціон якої обходився б без картоплі. Вегетаріанці взагалі вважають її одним з основних продуктів. Якщо прийняти біологічну поживну цінність білка м'яса птиці за 100 %, то білок пшениці - близько 65 %, а ось білок картоплі більше 80 %. За показниками якості білок картоплі перевершує і бобові культури (сою, горох і т. д.). У бульбах картоплі міститься більше мінеральних речовин і вітамінів, ніж у багатьох видах плодів і овочів.

Величезне значення картопля має і для переробної промисловості при виробництві спирту, крохмале-патокової та іншої продукції. Картопля ефективна культура зайнятого пару в сівозмінах є непоганим попередником для багатьох сільськогосподарських культур (буряки, ячмінь, кукурудза, яра пшениця, просо і т. д.).

Вирощуванням картоплі займаються більш ніж в 130 країнах світу. Основна частина виробленої продукції з цієї культури і сам картопля в Україні йде на задоволення потреби всередині країни. На жаль, в останні роки відбувається спад обсягів виробництва картоплі. Це пов'язано безпосередньо з тим, що більше 95 % вітчизняної картоплі вирощується в невеликих селянських (фермерських) і особистих господарствах, на мало контурних ділянках. Щоб отримувати якісну продукцію, конкурентоспроможну як на зовнішньому, так і на внутрішньому ринках, необхідно постійно вдосконалювати технології обробітку картоплі з модернізацією існуючих агрегатів, а так само розробкою і впровадженням сільськогосподарських машин з робочими органами прогресивного типу.

Вітчизняні фермери і господарства населення використовують або стару техніку або саморобну, придбану у сумнівних виробників. Відсутність спеціалізованої техніки призводить до того, що за допомогою одного і того ж обладнання виконуються різні операції.

Використання при посадці неякісного насінневого матеріалу, неправильна обробка підготовленої площі під посадку, недотримання агротехнічних вимог при вирощуванні і збиранні врожаю, порушення правил транспортування і

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

1.2 Агротехнічні вимоги до збирання

Картоплезбиральні машини повинні забезпечувати збирання картоплі при міжряддях 60 – 70 см, а також мати пристосування, які дозволяють використовувати їх при міжряддях 90 см і забезпечувати викопування бульбоносної глибини до 21 см при ширині гнізда до 40 см, при цьому відхилення глибини ходу від встановленого не більше ± 2 см. Загальні втрати за машиною не повинні перевищувати 3 %. Бульби масою до 20 г до втрати не відносяться.

При збиранні картоплекопачами ширина розкиду бульб за машиною не повинна перевищувати 1 м, а при використанні картоплекопачів валко-укладачів ширина валка не повинна перевищувати 0,9 м.

Маса пошкоджених бульб для картоплекопачів не повинна перевищувати 3 %, а для комбайнів 12 % від їх загальної маси. До пошкоджених бульб відносяться роздавлені, розрізані, з тріщинами по довжині більше 20 мм, з потемнінням м'якоті від ударів глибиною 5 мм і з зідраною шкіркою більше ніж на 1/4 поверхні бульби.

Чистота картоплі в бункері комбайна повинна бути не менше 97 %, тобто допускаються домішки до 3 % при відправці картоплі від комбайна відразу для закладки в сховища, а при відправці на картоплесортувальний пункт не менше, ніж 80 %.

Картоплесортувальний пункт повинен забезпечувати:

- якісну обробку вороху з вихідним забрудненням до 25 %;
- розділення картоплі на такі фракції: велику – продовольчу (більше 80 г);
- насінну (50 – 80 г) та мілку – кормову (30 – 50 г).

При цьому в кожній фракції допускається не більше 10 % бульб суміжної фракції.

Кількість пошкоджених бульб при сортуванні не повинна перевищувати 1 %. Картоплесортувальні машини повинні мати пристрій для ручного відбору домішок і пошкоджених чи хворих бульб [3-5, 9, 10, 17].

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ					

Картоплезбиральні машини повинні мати високі показники надійності і довговічності: коефіцієнт готовності 0,95; коефіцієнт надійності технологічного процесу 0,97; коефіцієнт технічного використання 0,90; коефіцієнт використання експлуатаційного часу 0,60. Картоплекопачі і однорядні комбайни повинні агрегатуватися з тракторами класу 0,9-1,4 кН; дворядні комбайни - з тракторами класу 1,4 і 2,0 кН.

Однорядний комбайн повинні обслуговувати не більше чотирьох осіб, а дворядний - не більше шести. Продуктивність дворядних картоплекопачів повинна бути не менше 0,4 га/год змінного часу, а картоплезбиральних комбайнів - не менше 0,15 га/год на кожен рядок.

					<i>ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 Огляд конструкцій машин для збирання картоплі

2.1 Загальний огляд конструкцій машин

Враховуючи конкретні ґрунтово-кліматичні умови господарства (тип і вологість ґрунту під час збирання, розмір та рельєф поля, урожайність картоплі та інші), засоби механізації для збирання урожаю картоплі поділяють на два основні типи: картоплекопачі та картоплезбиральні комбайни.

На перший погляд застосування картоплезбиральних комбайнів значно підвищує продуктивність роботи та зменшує затрати ручної праці, проте їх доцільно використовувати на полях із довгими загінками при високій урожайності картоплі та на легких ґрунтах. На полях із суглинковими чорноземами, де підвищена вологість ґрунту та поширена забур'яненість та є наявні кам'яні рештки, а також на малих площах для збирання використовують картоплекопачі.

Поряд із перерахованими типами машин для збирання картоплі існують їх численні модифікації та варіанти, у відповідності з якими змінюються їх конструкції та технологічні схеми роботи (рис. 2.1).

Поширеними машинами для викопування бульб є картоплекопачі розкидного типу (див. рис. 2.1 а). Основним робочим органом є ротор, встановлений безпосередньо в зоні підкопування гребня. Як правило, такі машини випускають однорядними. Технологічний процес здійснюється наступним чином. При переміщенні машини леміш підкопує пласт ґрунту разом із бульбами, який в момент сходу із лемеша руйнується та розкидається на поверхні поля гребінками ротора. Після проходу картоплекопача отримують смугу розкидання шириною 1,5...3,0 м, на якій розміщена основна маса бульб для подальшого ручного підбору.

Основним робочим органом картоплекопачів відсівного типу (КТН-2В, КВН-2М, КГ-2, КСТ-1,4) є пруткові елеватори та коливальні грохоти.

В деяких конструкціях картоплекопачів для сепарації ґрунту використовують кулачкові та валкові грохоти. Для роботи картоплекопача на

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

відокремлення домішок від бульб) та укладання відділених бульб на поверхню поля у валок.

Картоплекопач КСТ-1,4А призначений для викопування двох рядків картоплі, сепарації викопаного ґрунту і укладання бульб на поверхню поля у валок. Він працює на всіх типах ґрунтів за вологості 10...27 %. Ширина захвату 1,4 м, робоча швидкість 1,9...6,5 км/год, продуктивність до 0,9 га/год, маса 1320 кг. Агрегатується з тракторами класу тяги 1,4, робочі органи приводяться в дію від ВВП трактора.

На рисунку 2.2. наведено загальний вигляд картоплекопача КСТ-1,4А та його конструктивно-технологічну схему. Картоплекопач елеваторного типу складається з рами 4, одного копіювального металевого 1 і двох опорних пневматичних 6 коліс, двох лемешів 2, швидкісного 3, основного 5 та каскадного 7 конвеєрів, двох звужувальних щитків 8, причіпного пристрою 10, механізмів приводу робочих органів 11 та регулювання глибини ходу лемешів.

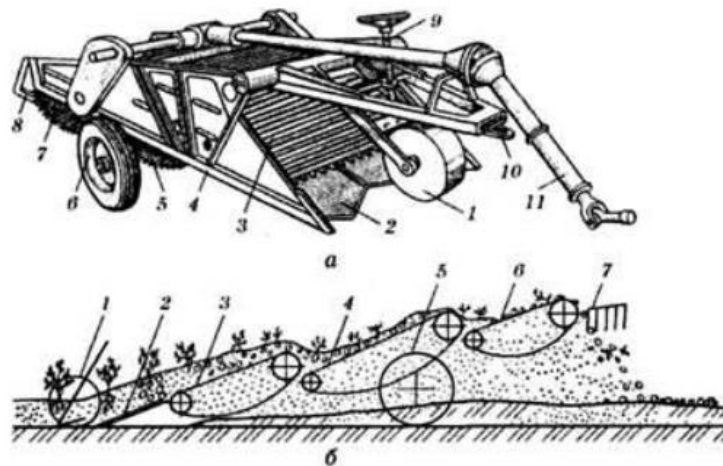


Рисунок 2.2 Картоплекопач КСТ-1,4А:

а) - загальний вигляд: 1 - копіювальне колесо; 2 - леміш; 3, 5 і 7 – відповідно швидкісний, основний і каскадний конвеєри; 4 - рама; 6 - ходове колесо; 8 - звужувальний щиток; 9, 10 і 11 - відповідно механізми регулювання глибини ходу лемешів, причіпного пристрою і приводу робочих органів; б) - конструктивно-технологічна схема: 1 - копіювальне колесо; 2 - леміш; 3 - швидкісний конвеєр; 4 – основний конвеєр; 5 - ходове колесо; 6 - каскадний конвеєр; 7 - звужувальний щиток

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ

кількості людей-збирачів бульб. Витрати праці при вирощуванні картоплі доходять до 400 люд. год, на 1 га замість обґрунтованих 60 люд.-год., витрати праці на один центнер врожаю досягають 6,5 люд.-год, замість можливих 0,6. Залежно від ґрунтово-кліматичних умов втрати врожаю при цьому становлять 8 ... 26 %.

Застосування нових малогабаритних картоплезбиральних комбайнів дозволяє практично повністю виключити втрати врожаю, а збір бульб здійснювати в бункери, контейнери, мішки, тобто збирати картоплю з найменшими затратами праці і, відповідно, собівартістю.

В останні роки на вітчизняному ринку малогабаритної картоплезбиральної техніки переважають в основному однорядні комбайни, вироблені зарубіжними фірмами.

Нижче представлені технічні характеристики найбільш поширених однорядних картоплезбиральних комбайнів (табл. 1)

Таблиця 1.1 - Технічні характеристики однорядних картоплезбиральних комбайнів

Найменування показника	Картоплезбиральні комбайни					
	ККУ-1	«Лідчанин -1»	Grimme SE 75	UNIA BOLKO	AVR Spirit (4100,6100)	
Виробник	Республіка Білорусь	Республіка Білорусь	Німеччина	Польща	Бельгія	
Продуктивність, га/год	0,25-0,35	0,22	0,35-0,6	0,15	0,35 - 0,6	
Робоча швидкість, км/год	до 5	1,5-5	5-8	1,5-5	5-8	
Сепарувальна система	Елеватор	Елеватор	Елеватор	Елеватор	Елеватор	
Обслуговуючий персонал: - тракторист - робітники	1 4	1 4	1 4	1 3-4	1 4	
Бункер, т	1,5	2,0	2 – 5,5	1,25	4,0	
Маса, т	3,1	3,8	4,5	2,1	5,75	
Габарити, мм	довжина	7150	7150	8920	5950	8400
	ширина	2400	2400	3000	2420	3000
	висота	2900	2900	3500	2690	3330

Арк.

ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ

Змн. Арк. № докум. Підпис Дата

Рисунок 2.7 - Однорядний картоплезбиральний комбайн ККУ-1



Рисунок 2.8 - Однорядний картоплезбиральний комбайн Grimme SE 75

Короткий огляд конструкцій однорядних картоплезбиральних комбайнів показує, що всі машини відповідають агротехнічним показникам та показниками надійності.

Поряд з цим їм притаманні істотні недоліки:

- висока металоємність, що автоматично збільшує вартість машини і ускладнює технічне обслуговування;
- ущільнення ґрунту в зв'язку з повторюваністю проходів по міжряддям;
- підвищена пошкоджуваність бульб при русі по багатометровим каскадним транспортерам з додатковими пристроями доочистки;
 - високий рівень цінкових показників на оригінальні запасні частини;
 - часта непридатність до кліматичних умов.

2.4 Огляд конструкцій сепараторів картоплезбиральних машин

Процес сепарації ґрунтових домішок характеризується руйнуванням однорідного шару ґрунту, що подається на сепаруючі робочі органи картоплезбиральних машин, і просівання частинок крізь зазори. Просівання можливе за умови, якщо розмір частинок ґрунту менший, ніж розмір зазорів сепаруючих робочих органів. Руйнування шару ґрунту і грудок на дрібні частинки протікає добре на ґрунтах, які мають оптимальну вологість, а особливо

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

на піщаних і супіщаних. Глинисті і суглинисті ґрунти характеризуються тим, що при підвищеній або пониженій вологості утворюються міцні ґрунтові грудки. Для відділення бульб картоплі від ґрунту та рослинних залишків розроблено і випробувано кілька десятків типів сепаруючих робочих органів, заснованих на різних принципах дії.

Найбільш поширеними сепараторами є пруткові сепаратори, які складаються із двох ведучих ланцюгів, між якими розміщені прутки (рис. 2.9, а). Цей тип сепараторів відзначається як простотою конструкції, так і можливістю транспортувати ворох під максимальним кутом до горизонту в 25° . Вони добре працюють на легких і середніх ґрунтах при помірній їх вологості.

Зниження ефективності сепарації при підвищеній вологості ґрунту відбувається внаслідок підвищення липкості ґрунту до робочих органів, яка значною мірою залежить від вологості ґрунту, а на ґрунтах з пониженою вологістю (до 15 %) – підвищення щільності грудок.

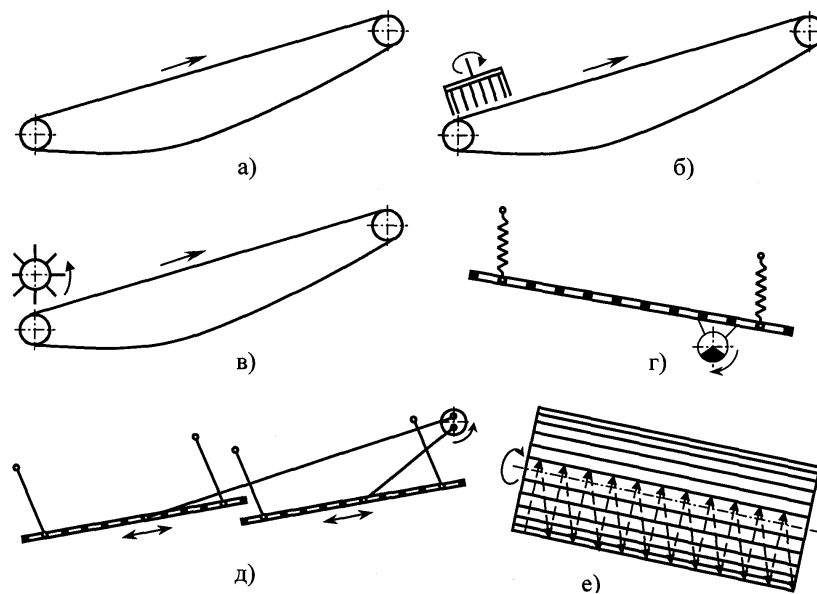


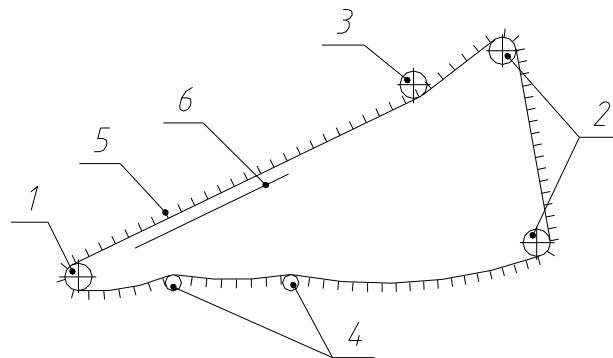
Рисунок 2.9- Сепаруючі робочі органи відсівного типу

Порівняльні дослідження сепарації важкого суглинкового ґрунту на робочих органах трьох типів (пругковому елеваторі, коливальному грохоті та вібраційному грохоті) виявили, що при оптимальній вологості на першому місці за сепаруючою здатністю виявився вібраційний грохот (рис. 2.9, з), на другому –

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

Піднімання маси успішно виконую скребковий транспортер разом з колосниковою решіткою. Такий сепаруючий робочий орган (рис. 2.11) встановлений, на картоплезбиральному комбайні “Хасія” (Німеччина).

Основна сепарація ґрунту у комбайні проходить у приймальній частині – на скребковому транспортері, який складається з власне скребкового транспортера, прикріпленого до ланок несучого ланцюга, які транспортують масу нерухомою решіткою, через яку проходить сепарація ґрунту.



1 – ведений ролик; 2 – ведучий ролик; 3 – натяжний ролик; 4 – підтримуючий ролик; 5 – скребковий транспортер; 6 – решітка

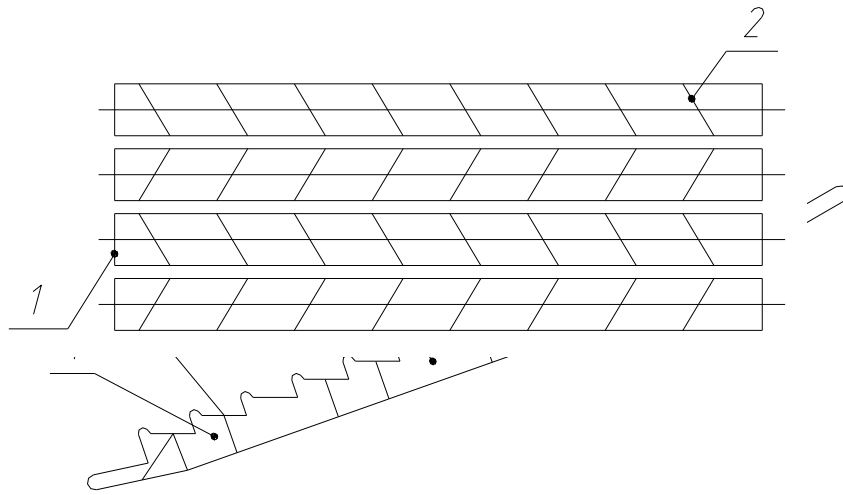
Рисунок 2.11- Скребковий транспортер

Прутково – клавішний сепаратор (рис. 2.12) складається з двох секцій пруткових клавіш, нахилених під кутом 22° з зазором між прутками 30мм. Одна секція має одинадцять прутків, друга – дванадцять. Прутки однієї секції розміщені між прутками другої секції і створюють дванадцять каскадів (перепадів) у кожній секції. При обертанні колінчатих валів картопля переміщується по перепадах вгору на перебиральний стіл.

Поступальний рух картоплі вгору по сепаратору здійснюється завдяки тому, що бульби, які опинилися у нижній частині перепаду однієї з секції, при її опусканні передаються на відповідний перепад другої секції, здійснюючи у цей час рух вгору. Швидкість переміщення картоплі при 80-100 об/хв колінчатих валів рівна 0,48м/с.

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ



1 – перша секція пруткових клавiш; 2 – друга секція пруткових клавiш; 3 –
пiдвiска

Рисунок 2.12- Прутково – клавiшний сепаратор.

Гвинтовi (шнековi) сепаратори застосовують в основному на бурякозбиральних машинах. Вони складаються з одної чи декiлькох пар гвинтiв, що обертаються у протилежних напрямках. Дрiбнi дошкi просипаються крiзь зазор мiж ними, а крупнi перемiщуються витком вздовж гвинтiв. Особливiсть роботи сепараторiв цього типу – участь у робочому процесi поряд з гравiтацiйними силами сил тертя, тому що вони з успіхом видокремлюють не тiльки дрiбний ґрунт, але i рослиннi дошкi, протягуючи їх через щiлину. Хоч гвинтовi сепаратори i використовують на деяких картоплезбиральних машинах (наприклад, на американському унiверсальному картоплезбиральному комбайнi “Брюннер”), вони не можуть бути визнанi перспективними iз-за значного пошкодження бульб.

Таким чином, нi один з розглянутих робочих органiв для просiвання ґрунту за сепаруючими здатностями не мають значних переваг, а тому у картоплезбиральних машинах найбільш широке розповсюдження одержав прутковий елеватор через просту конструкцiю.

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Пiдпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

3 Обґрунтування необхідності удосконалення картоплекопача та розрахунок його основних параметрів

3.1 Обґрунтування необхідності удосконалення копача КТ-0,6

Одними із основних машин в зоні Лісостепу України для збирання картоплі є картоплекопачі, які призначені для механізації процесу збирання картоплі.

Оскільки не випускається однорядний картоплекопач – валкоукладач, тому в дипломному проекті ставиться завдання оснастити однорядковий картоплекопач поперечним транспортером і таким чином переобладнати його в картоплекопач-валкоукладач. Це основне завдання дипломного проекту. Крім того, необхідно зменшити енергоємність його робочих органів.

При цьому необхідно вирішити такі завдання:

- обґрунтувати технологічну схему картоплекопача і основні технологічні характеристики;
- провести розрахунок конструктивних параметрів;
- розрахувати параметри робочих органів картоплекопача;
- провести необхідні економічні розрахунки.

Технологічний процес удосконаленого копача включає такі операції:

- підкопування шару ґрунту з кущами картоплі з наступною подачею його на сепарацію;
- сепарацію підкопаної маси, тобто відокремлення бульб від ґрунту та картоплиння;
- укладання бульб картоплі у рядок по правій стороні ходу машини, що скорочує процес збирання врожаю після викопування.

Удосконалений картоплекопач призначений для роботи на суглинистих ґрунтах. Він повинен задовільно виконувати технологічний процес при поступальній швидкості до 7 км/год. Активні боковини копача приводяться в рух через ексцентрик, який регулює амплітуду та частоту коливань вібруючих частин лемеша. Частота коливань вібруючих боковин повинна становити до 9,4 герц, а амплітуда 14 мм.

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

Маса картоплекопача не повинна перевищувати 700 кг. Привід машини здійснюється від ВВП трактора через карданний вал, який передає крутільний момент до конічного редуктора, який в свою чергу через ланцюгові передачі приводить в рух всі робочі органи картоплекопача.

Сепарувальні робочі органи повинні відділяти бульби від ґрунту з їх мінімальним травмуванням.

Найбільш раціональним засобом агрегатування картоплекопалки з трактором є напівначіпний.

Схема технологічного процесу картоплекопалки показана на рис. 1.16.

Ошибка! Ошибка связи.

Рисунок 3.1 - Схема технологічного процесу картоплекопача

3.2 Розрахунок параметрів робочих органів картоплекопача

3.2.1 Визначення основних параметрів лемеша картоплекопача

Призначення лемешів картоплекопачів – підкопати бульбоносний шар, частково або повністю зруйнувати шар і передати на наступні робочі органи.

Конструкція лемеша повинна забезпечувати мінімальне захоплення ґрунту за відсутності непідкопаних або пошкоджених бульб. Лемеші сучасних картоплезбиральних машин являють собою двогранний клин.

За характером руху їх поділяють на пасивні та активні. Використовують також комбіновані лемеші, які складаються з пасивних та активних елементів.

Основними параметрами пасивного лемеша, крім кута скосу α , який приймають в межах 40 – 50 °, є:

- кут нахилу робочої грані до горизонту α_1 ;
- довжина лемеша L ;

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

- ширина лемеша B ;
- висота розміщення заднього обрізу лемеша H .

Основні ці параметри зв'язані з залежністю

$$L = \frac{H}{\sin \alpha_n} \quad (3.1)$$

Дослідним шляхом встановлено, що чим більше α_n , тим краще самоочищення леза від картоплиння та робочої поверхні від землі, що налипла, але тим більший тяговий опір, оскільки відбувається нагромадження ґрунту перед лемешем [13, 19].

У конструкціях лемешів α_n приймають $15 - 20^\circ$. Висоту H вибирають такою, щоб забезпечити плавний перехід шару ґрунту з лемеша на сусідній робочий орган решітки елеватора ($H = 80 - 90$ мм.).

Ширину плоского лемеша визначають за формулою [13]:

$$B = v + 2b + 2(h - h_k) \operatorname{ctg} \varphi_0, \quad (3.2)$$

де v – ширина залягання бульб у гнізді (240 – 300мм.);

b – зміщення осі рядка відносно осі лемеша через відхилення центра гнізда кущів від середньої лінії рядка та неточності водіння збирального агрегату по рядках (30 – 50мм.);

h – глибина підкопування (170 – 220мм. при збиранні підгорнутих рядків та 130 – 170мм. при не підгорнутих рядках);

h_k – глибина залягання крайніх по ширині гнізда бульб (60 – 100мм.);

φ_0 – кут природного укосу ґрунту ($46 - 50^\circ$).

Отже, користуючись формулою (3.1), будемо мати

$$L = \frac{0,085}{\sin 17^\circ} = 0,29 \text{ м.}$$

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

Ширину плоского лемеша визначаємо за формулою (3.2)

$$B = 0,25 + 2 \cdot 0,04 + 2(0,2 - 0,07) \cdot \operatorname{ctg} 48^\circ = 0,56 \text{ м.}$$

Леміш під час руху вперед переборює зусилля опору різання ґрунту P_p , та опір руху лемеша від маси P_m , яка знаходиться на робочому органі (тертя, деформації).

Повний тяговий опір [13]

$$P = P_p + P_m. \quad (3.3)$$

Леміш, який коливається, являє собою площину леза (рис. 3.1), жорстко закріплену на рамі. Остання зафіксована на підвісках і приводиться в рух кривошипно – машинним механізмом. Підкопування шару ґрунту лемешем – це складний процес, який складається з двох періодично повторювальних простих рухів: різання ґрунту (напрямок руху машини збігається з напрямком руху лемеша), його підкидання (напрямки рухів протилежні один одному).

Тяговий опір лемеша залежить від параметрів його коливань. Теоретичне обґрунтування роботи цього органу ґрунтується на тому, що рух вперед і різання ґрунту відбувається тоді коли шар ґрунту, який знаходиться на лемеші, будучи підкинутим уверх знаходиться у повітрі і не тисне на нього. Тоді, $P_m = 0$, а тяговий опір дорівнює $P = P_p$.

Якщо ж параметри коливання робочого органу не задовольняють вказану умову, то тяговий опір зросте замість зменшення. У цьому випадку [13]:

$$P = P_p + P_m + P_{yd}, \quad (3.4)$$

де P_{yd} – опір від удару шару об леміш.

Слід мати на увазі, що зниження тягового опору лемешів порівняно з пасивними буде виконуватись тільки за умови [13]:

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

$$\varepsilon \leq \alpha_l, \quad (3.5)$$

де ε – передній кут нахилу швидкості δ_a переміщення леза (точка А) до горизонту;

α_l – кут нахилу леза до горизонту.

Швидкість переміщення лез лемеша являє собою векторну величину:

$$\overline{V}_a = \overline{V}_m + V, \quad (3.6)$$

де \overline{V}_k – швидкість коливань лемеша (спрямований під кутом $\beta + \alpha_l$;

β – кут відхилення підвісок лемеша).

Швидкість коливань визначається за формулою:

$$V_k = \omega_r \cdot \sin \omega t, \quad (3.7)$$

де ω – кутова швидкість кривошипа;

r – радіус кривошипа;

ωt – поточний кут повороту кривошипа (кутом називають кут повороту кривошипа, який відповідає часу вільного польоту шару ґрунту у момент відриву від лемеша до зустрічі з ним).

$$V_k = 2 \cdot 0,62 \cdot 0,5 \cdot \sin \pi / 2 = 0,62 \text{ м/с.}$$

При частоті коливань 9,4 амплітудою 14мм., кутова швидкість буде дорівнювати $0,62 \text{ с}^{-1}$. Радіус кривошипа $r = 0,5\text{м}$.

Під час руху кривошипа у I та II квадратах $\omega t = (0 - \pi)$, коли здійснюється переважно різання, швидкість δ_k спрямована вперед за ходом машини та вниз, а при $\omega t = \pi - 2\pi$ назад та вверх.

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

Якщо кут ε більший за кут α_l , то леміш буде вдавлюватись у ґрунт. В наслідок цього виникають додаткові сили, які призводять до збільшення тягового опору лемеша, тобто виходу лемеша з ладу. Цей кут можна визначити за формулою:

$$tg\varepsilon = AC/BC = V_{к.в}/(V_m + V_{к.г}), \quad (3.8)$$

де $V_{к.в}, V_{к.г}$ – відповідно вертикальна та горизонтальна складові швидкості коливань лемеша

$$V_{к.в} = V_k \cdot \sin(\alpha_l + \beta) = \omega_r \cdot \sin(\alpha_l + \beta) \cdot \sin\pi/2 \quad (3.9)$$

$$V_{к.в} = 0,62 \cdot 0,5 \cdot \sin(17 + 65) \cdot 1 = 0,3$$

$$V_{к.г} = V_k \cdot \cos(\alpha_l + \beta) = \omega_r \cdot \cos(\alpha_l + \beta) \cdot \sin\pi/2 \quad (3.10)$$

$$V_{к.г} = V_k \cdot \cos 82 = 0,62 \cdot 0,5 \cdot \cos 82 \cdot 1 = 0,043.$$

Порівняємо попередній кут нахилу ε з кутом нахилу леза до горизонту α_l

$$tg\varepsilon = V_{к.в}/(V_m + V_{к.г}) \leq \alpha_l = 17^\circ$$

$$0,3/(5,5 + 0,043) \leq 17^\circ$$

$$3,1^\circ < 17^\circ$$

Умова виконується.

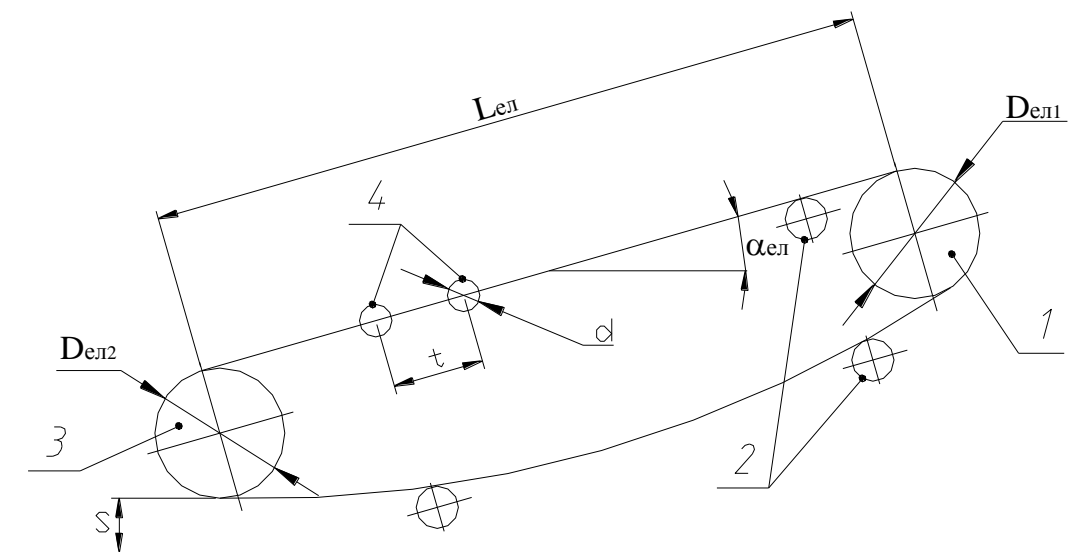
3.2.2 Розрахунок сепаруючого елеватора картоплекопача

Сепаруючий елеватор пруткового типу (рис. 3.2) призначений для руйнування і сепарації підрізаного шару ґрунту. Він складається з привідної частини, в яку входять ведучі і ведені зірочки, підтримуючі ролики, полотно,

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

яке складається з сталевих прутків прикріплених до сталевих штампованих ланок.

Розрахунок проведемо одночасно для двох елеваторів – основного і каскадного. Просвіт між прутками t і їх діаметр d визначаємо, виходячи з вимог мінімально можливих втрат бульб, тобто не більше 3 %, не враховуючи бульби діаметром менше 25 мм. Отже, приймаємо $t=5...15$ см; $d=10...15$ мм. Для зменшення пошкодження бульб картоплі необхідно використовувати прогумовані прутки.



1 – ведуча зірочка; 2 – підтримуючі ролики; 3 – ведена зірочка; 4 – пруток.

Рисунок 3.2 - Схема до розрахунку пруткового транспортера картоплекопача.

Ширину полотна транспортерів визначаємо за формулою [13]:

$$B_{EL} = n \cdot B_M, \quad (3.11)$$

де n - кількість рядків, що збирається копачем, $n = 1$.

Тоді

$$B_{EL} = 1 \cdot 0,7 = 0,7 \text{ м.}$$

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

Швидкість полотна визначаємо за формулою:

$$V_{ЕЛ} = (1,1...2,0) \cdot V_M \cdot K_{П}, \quad (3.12)$$

де V_M - швидкість машини: для легких ґрунтів $V_M = 1,5...2$ м/с; для важких ґрунтів $V_M = 0,5...0,7$ м/с [26];

$K_{П}$ - коефіцієнт попереднього руйнування гряди опорним котком, $K_{П} = 1,2$.

Отже,

$$V_{ЕЛ} = (1,1...2,0) \cdot (0,5...1,2) \cdot 1,2 = 0,66...2,88 \text{ м/с.}$$

Через великий діапазон швидкості полотна транспортера застосуємо на машині гідропривід, який дозволяє плавно її регулювати.

Швидкість першого елеватора більша, ніж швидкість другого, тому що на ньому відбувається посилена сепарація бульбоносного шару.

Отже,

$$V_{ЕЛ1} = 1,2V_{ЕЛ2}; \quad (3.13)$$

Довжину основного елеватора визначаємо конструктивно, прийнявши її більшою за довжину каскадного [13]:

$$L_{ЕЛ} = (30...50) \cdot t, \quad (3.14)$$

де t - крок ланцюга, $t = 0,038...0,041$ м.

Тоді,

$$L_{ЕЛ} = (30...50)(0,038...0,041) = 1,14...2,05 \text{ м.}$$

Кут нахилу основного елеватора визначимо вороху за формулою [13]:

$$\operatorname{tg} \alpha_{ЕЛ1} < f, \quad (3.15)$$

де f - коефіцієнт тертя ґрунту по металу, $f = 0,4$.

Отже, приймаємо для основного елеватора $\alpha_{ЕЛ1} < 20^\circ$.

Для каскадного елеватора кут нахилу визначаємо за формулою:

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{ЕЛ } 2} < \operatorname{tg} \psi, \quad (3.16)$$

де ψ - кут тертя скочування бульб і грудок по поверхні елеватора, $\psi = 10 \dots 15^\circ$ [26];

Тоді
$$\alpha_{\text{ЕЛ } 2} < 10 \dots 15^\circ.$$

3.2.3 Розрахунок на удар прутка сепаруючого транспортера

При розрахунках будемо вважати пруток транспортера за балку. Як окремий випадок поперечного удару розглянемо згин балки з поперечним перерізом, симетричним відносно нейтральної осі z навантаженням $Q = 74,7$ Н з врахувань маси бульби, гички та ґрунту, що падає на балку з висоти $H = 20$ см., посередині її прольоту $l = 498$ мм.

Розрахунок. З врахувань маси бульби, гички та ґрунту

$$q = (M_{\text{б}} + M_{\text{г}} + M_{\text{гичк}}) \cdot g \quad (3.17)$$

де $M_{\text{б}}$ – вага бульби, $M_{\text{б}} = 0,2$ кг;

$M_{\text{г}}$ – вага ґрунту, $M_{\text{г}} = 15$ кг;

$M_{\text{гичк}}$ – вага гички, $M_{\text{гичк}} = 0,1$ кг;

g – прискорення вільного падіння.

Після перетворень зосереджене зусилля дорівнює

$$Q = q \cdot l \quad (3.18)$$

$$Q = 150 \cdot 0,498 = 74,7 \text{ Н.}$$

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

З рівняння статичної рівноваги балки визначаємо вертикально складові реакції

$$\begin{aligned}\sum M_B &= 0; \\ R_a \cdot 498 - Q \cdot 249 &= 0 \\ R_a &= \frac{Q \cdot 249}{498}\end{aligned}\tag{3.19}$$

$$R_a = \frac{Q \cdot 249}{498};$$

$$R_a = \frac{74,7 \cdot 249}{498} = 37,35 \text{ Н}$$

$$\sum M_A = 0;$$

$$-R_g \cdot 498 + Q \cdot 249 = 0$$

$$R_g = \frac{Q \cdot 249}{498}\tag{3.20}$$

$$R_g = \frac{74,7 \cdot 249}{498} = 37,35 \text{ кН.}$$

Рисунок 3.3- Розрахунок на удар прутка сепаруючого транспортера

Робимо перевірку

$$\sum X = R_a + R_g - Q$$

$$\sum X = 37,35 + 37,35 - 74,7 = 0$$

Опорні реакції знайдено вірно.

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

Розбиваємо балку на дві ділянки. Для кожної ділянки визначаємо функцію поперечної сили $Q(x)$ і згинальний момент $M(x)$.

ділянка I

$$0 \leq x \leq 0,249 \text{ (зліва)}$$

$$Q(x) = R_a \quad (3.21)$$

$$Q(0) = 37,35 \text{ Н}$$

$$Q(0,249) = 37,35 \text{ Н}$$

$$M(x) = R_a \cdot x \quad (3.22)$$

$$M(0) = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M(0,249) = 37,35 \cdot 0,249 = 9,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

ділянка II

$$0 \leq x_2 \leq 0,249$$

$$Q(x) = R_g \quad (3.23)$$

$$Q(0) = 37,35 \text{ Н}$$

$$Q(0,249) = 37,35 \text{ Н}$$

$$M(x) = R_g \cdot x_2 \quad (3.24)$$

$$M(0) = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M(0,249) = 37,35 \cdot 0,249 = 9,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

									Арк.	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ					

Розраховуючи деформації та напруження при згинаючому ударі застосуємо формули для ударного розтягу на стиск. До випадку динамічного згину [18]

$$\max \sigma_c = \frac{Q \cdot l}{4W_z} \quad (3.25)$$

$$W_z = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (3.26)$$

$$W_z = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 0,012^3}{32}.$$

Полярний момент опору

$$W_z = 1 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$$

Таким чином статичне нормальне напруження

$$\max \sigma_c = \frac{74,5 \cdot 0,498}{4 \cdot 1 \cdot 10^{-7}} = 92,75 \text{ МПа.}$$

Статичний прогин балки [12]

$$\Delta l_c = \frac{Q \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_z} \quad (3.27)$$

Осьовий момент інерції

$$I_z = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (3.28)$$

$$I_z = \frac{3,14 \cdot 0,012^4}{64} = 9,81 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4.$$

$$\Delta l_c = \frac{74,7 \cdot 0,498^3}{48 \cdot 2 \cdot 10^{12} \cdot 9,81 \cdot 10^{-10}} = 0,09 \text{ м.}$$

					ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином коефіцієнт динамічності [12]

$$k\delta = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\sigma_{cm}}} \quad (3.29)$$

$$k\delta = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 0,02}{92,75}} = 2,0002.$$

Отже, динамічне нормальне напруження визначимо за формулою [12]

$$\max \sigma\delta = k\delta \cdot \sigma_{cm} \quad (3.30)$$

$$\max \sigma\delta = 2,0002 \cdot 92,75 = 185,5 \text{ МПа.}$$

3.2.4 Розрахунок ланцюгової передачі приводу сепаратора

Потужність, яка передається ланцюговою передачею, залежить від допустимого питомого тиску в шарнірах, характеристики ланцюга, конструкції ланцюгової передачі, умов експлуатації і визначається залежністю:

$$N = \frac{[p] S_{оп} K_M V}{K_E 1000}, \quad (3.31)$$

де $[p]$ – допустимий питомий тиск в шарнірах ланцюга [25], дорівнює МПа для ланцюга кроком 19,5...25,4 мм;

$S_{оп}$ – проекція опорної поверхні шарніра (додаток, табл. 6, $S_{оп} = 179,7 \text{ мм}^2$);

K_M – коефіцієнт, який враховує кількість рядків ланцюга (при $z_p = 1$ $K_M = 1$);

K_E – коефіцієнт експлуатації:

$$K_E = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6, \quad (3.32)$$

K_1 – коефіцієнт, який враховує характер навантаження, $K_1 = 1,5$;

K_2 – коефіцієнт, який враховує спосіб регулювання міжосьової відстані, $K_2 = 1,1$;

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

K_3 - коефіцієнт, який враховує міжосьову відстань, $K_3 = 1$;

K_4 – коефіцієнт, який враховує нахил лінії центрів зірочок до горизонту, $K_4 = 1,25$;

K_5 – коефіцієнт, який враховує спосіб змащення ланцюгової передачі, $K_5 = 1,5$;

K_6 – коефіцієнт, який враховує тривалість роботи, $K_6 = 1,25$.

Підставимо ці значення коефіцієнтів в рівняння (3.32) і отримаємо:

$$K_E = 1,5 \times 1,1 \times 1,0 \times 1,25 \times 1,5 \times 1,25 = 3,87.$$

V – швидкість руху ланцюга:

$$V = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60 \cdot 1000}, \quad (3.33)$$

де z_1 – кількість зубів зірочки;

n_1 – частота обертання зірочки, об/хв;

t – крок ланцюга, мм.

$$V = \frac{13 \cdot 402 \cdot 25,4}{60 \cdot 1000} = 2,2 \text{ м/с.}$$

Підставляючи ці значення параметрів в рівняння (3.31), визначимо потужність, яка передається ланцюгом передачі

$$N = \frac{30 \cdot 179,7 \cdot 1 \cdot 2,2}{3,87 \cdot 1000} = 3,1 \text{ кВт.}$$

Для ланцюга ПР по ГОСТ 13568-75 вибираємо коефіцієнт $S_t = 0,28$ [25], і визначаємо розрахунковий крок ланцюга

$$t = 183 \sqrt[3]{\frac{N \cdot K_E \cdot 10}{S_t \cdot [p] \cdot z_1 \cdot n_1 \cdot K_M}} \quad (3.34)$$
$$t = 183 \sqrt[3]{\frac{3,1 \cdot 3,87 \cdot 10}{0,28 \cdot 30 \cdot 13 \cdot 402 \cdot 1}} = 25,52 \text{ мм.}$$

За стандартом [25] приймаємо ланцюг ПР-25,4-5670, у якого $t = 25,4$ мм, $Q_p = 56700$ Н, $S_{оп} = 179,7$ мм², маса 1 м ланцюга $q = 2,6$ кг. При цьому повинна виконуватися умова

$$n_1 \leq n_{1\max} \quad (3.35)$$

З таблиці [25] при $t = 25,4$ мм допустима частота обертання $n_{1\max} = 800$ об/хв. Таким чином, $402 < 800$ і умова (3.35) виконується.

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

Окружне зусилля, яке передається ланцюгом, визначається рівнянням

$$F_t = \frac{1000N}{V} \quad (3.36)$$

$$F_t = \frac{1000 \cdot 3,1}{2,2} = 1409,1 \text{ Н}$$

Середній питомий тиск в шарнірах ланцюга визначається рівнянням

$$P = \frac{F_t}{S_{on}} \quad (3.37)$$

$$P = \frac{1409,1}{179,7} = 7,8 \text{ МПа.}$$

Це менше допустимого питомого тиску $[p] = 30 \text{ МПа}$, прийнятого для даних умов роботи.

Визначаємо строк служби ланцюга

$$T = 5200 \frac{\Delta t \cdot K_c \cdot \sqrt{z_1} \cdot \sqrt[3]{a_t \cdot i}}{p \sqrt[3]{V} \cdot K_E} \quad (3.38)$$

Для цього спочатку знаходимо допустиме збільшення кроку ланцюга $\Delta t = 3 \%$, коефіцієнт змащення ланцюга

$$K_c = \frac{K_{cn}}{\sqrt{V}} \quad (3.39)$$

$$K_c = \frac{0,15}{\sqrt{2,2}} = 0,1,$$

де $K_{cn} = 0,15$ для ланцюгів, які працюють без змащення при швидкості ланцюга менше $4,0 \text{ м/с}$;

a_t – міжосьова відстань, виражена в кроках ланцюга.

$$a_t = \frac{a}{t} = \frac{40 \cdot t}{t} = 40. \quad (3.40)$$

Підставимо ці значення в рівняння (3.38) і визначимо строк служби ланцюга

$$T = 5200 \frac{3 \cdot 0,1 \cdot \sqrt{13} \cdot \sqrt[3]{40 \cdot 1,9}}{7,8 \cdot \sqrt[3]{2,2} \cdot 3,87} = 606,8 \text{ год.}$$

При цьому повинна виконуватися умова

$$T > T_1, \quad (3.41)$$

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

де T_1 – очікуваний строк служби, який визначається з врахуванням нормативів [25].

$$T_1 = T_n K_{сп} \quad (3.42)$$

$$T_1 = 2000 \times 0,15 = 300 \text{ год.}$$

Умова (3.41) виконується: 606,8 більше 300.

Натяг від провисання веденої вітки від власної маси:

$$F_f = K_f \cdot q \cdot g \cdot a, \quad (3.43)$$

де K_f – коефіцієнт провисання, який дорівнює 2,0;

a – міжосьова відстань, яка дорівнює $a = 40 \text{ t} = 1016 \text{ мм}$.

$$F_f = 2 \times 2,6 \times 9,81 \times 1,016 = 51,8 \text{ Н.}$$

Натяг від відцентрових сил при швидкості ланцюга менше 12 м/с не враховується. Окружне зусилля розраховане раніше дорівнює $F_t = 1409,1 \text{ Н}$.

Сумарний натяг ведучої вітки ланцюга буде дорівнювати

$$F_{\Sigma} = F_f + F_t \cdot K_i \quad (3.44)$$

$$F_{\Sigma} = 51,8 + 1409,1 \times 1,5 = 2165,5 \text{ Н.}$$

Навантаження, яке діє на вали, дорівнює

$$R = (1,15 \dots 1,2) F_t \quad (3.45)$$

$$R = 1,2 \times 1409,1 = 1690,9 \text{ Н.}$$

Перевіряємо ланцюг по запасу міцності:

$$n = \frac{Q_p}{F_{\Sigma}} \succ [n], \quad (3.46)$$

де $[n] = 7,0$.

$$n = \frac{56700}{2165,5} = 26,2 \succ 7,0.$$

Визначаємо кількість зубів ведучої зірочки:

$$z_2 = z_1 i, \quad (3.47)$$

де i – передаточне число системи приводу.

$$i = n_1 / n_2, \quad (3.48)$$

$$i = 540 / 280 = 1,93$$

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

Тоді, $z_2 = 13 \times 1,93 = 25$.

Довжина ланцюга, виражена в кроках, визначається за формулою

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a} \quad (3.49)$$

$$L_t = \frac{2 \cdot 1016}{25,4} + \frac{13 + 25}{2} + \left(\frac{25 - 13}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{25,4}{1016} = 99,09.$$

Кількість ланок ланцюга округлюємо до парного числа, щоб уникнути застосування перехідної з'єднувальної ланки – $L_t = 100$.

Визначаємо ділильне коло зірочок:

ведучої

$$d_{d1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} \quad (3.50)$$

$$d_{d1} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{13}} = 106,14 \text{ мм,}$$

веденої

$$d_{d2} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} \quad (3.51)$$

$$d_{d2} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 202,71 \text{ мм.}$$

Дійсну міжцентрову відстань, яка відповідає округленій довжині L_t , не розраховуємо, так як відхилення незначні і конструкцією приводу сепаратора картоплекопача передбачений натяжний пристрій в вигляді зірочки, яка кріпиться на рамі машини в пазах.

По проведених розрахунках проектуємо систему приводу розробленого картоплекопача.

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

3.2.5 Розрахунок технологічних показників картоплекопача

Рух машинних агрегатів на збиранні картоплі характеризується визначеною циклічністю. В кожен цикл входить робочий хід і поворот для зміни напрямку руху на зворотній.

Для характеристики кінематики машинного агрегату при виконанні технологічних операцій введені деякі умовні поняття та позначення.

Кінематичним центром (Π_a) називають таку точку агрегату, відносно траєкторії якої розглядають кінематику всіх інших його точок. Для нашого агрегату, який складається з колісного трактора класу 0,6 з колісною формулою 4К2 і картоплекопача, кінематичним центром агрегату є проекція на площину руху точки середини ведучої осі.

Кінематична довжина l_a – це проекція відстані між Π_a та лінією розміщення найвіддаленішого робочого органа при прямолінійному русі, вона складається із кінематичної довжини трактора l_T і картоплекопача l_K .

Довжина виїзду e – це відстань, на яку необхідно проїхати кінематичним центром агрегату Π_a від контрольної лінії на поворотній смузі до початку повороту, щоб попередити пошкодження бульб і огріхи при викопуванні.

Центром повороту Π_p називається точка, відносно якої в даний момент здійснюється поворот Π_a .

Радіус повороту R – це відстань між Π_a та Π_p . При повороті з постійним радіусом Π_p не змінює свого положення.

При розрахунках основних технологічних показників приймаємо наступні вихідні дані: площа поля - $F = 40$ га; довжина поля - $L = 600$ м;; ширина міжрядь - $0,70$ м; схил місцевості - $\alpha = 2^\circ$.

При викопуванні картоплі в основному використовується петльовий грушоподібний спосіб повороту агрегату і мінімальну ширину поворотної смуги можна визначити за формулою

$$E_{\min} = 3R + e \quad (3.52)$$

Для агрегатів з начіпними машинами [28]

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ

$$e = 0,1l_k. \quad (3.53)$$

Значення l_a агрегатів визначається так

$$l_a = l_T + l_k = 1,2 + 1,6 = 2,8 \text{ м} \quad (3.54)$$

$$e = 0,1 \times 2,8 = 0,28 \text{ м.}$$

Радіус повороту агрегату визначається за формулою [28]:

$$R = 8B_k, \quad (3.55)$$

де B_k – ширина захвату картоплекопача.

$$R = 8 \times 0,7 = 5,6 \text{ м.}$$

Тоді, ширина поворотної смуги буде дорівнювати

$$E_{\text{мін}} = 3 \times 5,6 + 0,28 = 17 \text{ м.}$$

Довжина робочого ходу картоплекопача на полі буде дорівнювати

$$L_p = L - 2E \quad (3.56)$$

$$L_p = 600 - 2 \times 17 = 532 \text{ м.}$$

Довжина холостого ходу на поворотній смузі при петльовому способі руху визначається рівнянням

$$L_x = 6R + 2e \quad (3.57)$$

$$L_x = 6 \times 5,6 + 2 \times 0,28 = 34 \text{ м.}$$

Коефіцієнтом робочих ходів визначимо за формулою

$$\varphi = \frac{L_p}{L_p + L_x} \quad (3.58)$$

$$\varphi = \frac{532}{532 + 34} = 0,94.$$

Коефіцієнт поворотів дорівнює

$$\tau = \frac{1 - \varphi}{\varphi}. \quad (3.59)$$

$$\tau = \frac{1 - 0,94}{0,94} = 0,06.$$

Один із основних показників роботи агрегату є продуктивність – обсяг роботи нормативної якості, що виконується агрегатом за одиницю часу.

Розрізняють продуктивність теоретичну, що обчислюється як потенційно можлива продуктивність агрегату при повному використанні конструктивної

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

запропонований картоплекопач наділений котками для руйнування ґрунтових грудок, активними підкопувальними боковинами та у нього змінена конструкція транспортерів для відділення бульб від ґрунту то можна вважати, що розроблений картоплекопач задовільно буде працювати при швидкості руху 7 км/год.

Враховуючи зазначене змінна продуктивність агрегату на викопуванні картоплі розробленим копачем буде дорівнювати

$$W_{зм} = 0,1 \cdot 0,7 \cdot 7,0 \cdot 7 \cdot 0,80 = 2,74 \text{ га/зміну.}$$

Витрати палива на одиницю виконаної картоплекопачем роботи визначаються відношенням кількості витраченого за зміну палива до змінної продуктивності агрегату. При цьому необхідно враховувати, що агрегат працює на холостому ході при тимчасових зупинках, а також витрачає паливо під час поворотів і переїздів.

Витрати палива на гектар зібраної картоплі можуть бути визначені по формулі:

$$g_{га} = \frac{G_T \cdot K_T}{W_T}, \quad (3.63)$$

де – витрати палива за годину при номінальній ефективній потужності двигуна, $G_T = 4,5$ кг/год [27];

K_T – поправочний коефіцієнт, який враховує неповне завантаження двигуна при холостому ході на поворотах, переїздах і зупинці трактора з працюючим двигуном $K_T = 0,84$ [27].

$$\text{Тоді } g_{га} = \frac{4,5 \cdot 0,84}{0,33} = 11,5 \text{ кг/га або } 13,9 \text{ л/га.}$$

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ				

ДОДАТКИ

					<i>ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					<i>ДП.208.19.-3.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		