

Центральноукраїнський національний технічний університет

ЦЗДО

Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту”

Зав. кафедрою СГМ

к.т.н., доцент

_____Сергій ЛЕЩЕНКО

“ ____ ” _____ 2024 р.

ДИПЛОМНА РОБОТА

**за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему.**

«Механізація вирощування кукурудзи з дослідженням подрібнювача»

Виконав здобувач вищої освіти __П__ курсу,

групи АІ-22МЗ(1,4)

ОПП «Агроінженерія»

спеціальності 208 «Агроінженерія»

_____Болілій Максим Олександрович

« ____ » _____ 2024 р.

Керівник проекту

доцент, канд.техн.наук

_____Дмитро БОГАТИРЬОВ

« ____ » _____ 2024 р.

Рецензент професор ЛНТУ, канд.техн.наук

_____Руслан КІРЧУК

« ____ » _____ 2024 р.

м. Кропивницький

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет ЦЗДО

Кафедра Сільськогосподарського машинобудування

Рівень вищої освіти магістр

Галузь знань 20 Аграрні науки та продовольство

Спеціальність 208 Агроінженерія

Освітньо-професійна програма Агроінженерія

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

к.т.н., доцент

_____ Сергій ЛЕЩЕНКО

«___» _____ 2024 року

**ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ ЗА ДРУГИМ
(МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ
ОСВІТИ**

Болілий Максим Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи **Механізація вирощування кукурудзи з дослідженням
подрібнювача**

2. Керівник роботи Богатирьов Дмитро Володимирович, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

3. Строк подання роботи до захисту 20 січня 2024року

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи є підвищення ефективності
подрібнення рослинних залишків за рахунок удосконалення приводу та
конструкції самих ножів. Враховуючи виробничі потреби ПП "ПСГП
"Чечеліївське"Кіровоградська обл., Кропивницький р-н, с. В. Чечеліївка.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1-3	Богатирьов Д.В.		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ	До 1.12.23 р.	
2	Технологічна частина	20.12.2023 р.	
3	Наукова частина	27.12.2023 р.	
4	Охорона праці	28.12.2023 р.	
5	Економічна частина	28.12.2023 р.	
6	Висновок	28.12.2023 р.	
7	Виконання графічної частини роботи	Після виконання відповідних розділів	
8	Нормоконтроль	Згідно графіку захисту	
9	Захист роботи		

Дата видачі завдання

«___» _____ 202_ р.

Підпис керівника _____

Богатирьов Д.В.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийнято до виконання

«___» _____ 202_ р.

Підпис здобувача _____

Болілій М.О.
(прізвище та ініціали)

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітки
				<u>Документація загальна</u>		
				<u>Знов розроблена</u>		
A4			МВК 00.000 ПЗ	Пояснювальна записка	65	
				<u>Документація по конструкторській</u>		
				<u>частині</u>		
				<u>Знов розроблена</u>		
A0			ПРА 00.000 СБ	Подрібнювач ПР-4.5		
				Складальне креслення	1	
A3			ПРА 10.000 СБ	Гребінка		
				Складальне креслення	1	
A1			ПРА 02.001 СБ	Редуктор		
				Складальне креслення	1	
A2			ПРА 00.030.070 СБ	Муфта відцентрова		
				Складальне креслення	1	
A1			ПРА 07.000 СБ	Редуктор		
				Складальне креслення	1	
A3			ПРА 02.001.602	Вал вхідний	1	
A2			ПРА 02.001.603	Вихідний вал	1	
A3			ПРА 02.001.308	Шестерня Z22	1	
A3			ПРА 02.001.309	Шестерня Z44	1	
A3			ПРА 00.611	Ніж	1	
A3			ПРА 00.609	Ротор	1	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	МВК 00.000 ВП Відомість дипломної роботи	
Розроб.	Болілий					
Перев.	Богатирьов					
Н. контр.	Мачок					
Затв.	Лещенко					
					Літ.	Аркуш
						1
					ЦНТУ зр. АІ-22МЗ(1,4)-1	

ВСТУП

Сільськогосподарське виробництво є основою валютних надходжень до державного бюджету України. Загальна ефективність сільськогосподарського виробництва значною мірою залежить від ступеня механізації виробничих процесів. Фізико-технічною основою комплексної механізації є механічна система. Саме вона стала свідком рекордної кількості значних поліпшень і революційних змін за останні 35 років. З'явилися нові технології виробництва, способи підготовки поверхні поля до обробітку ґрунту, обробітку ґрунту, сівби, садіння сільськогосподарських культур, догляду за рослинами і, головне, збирання врожаю. Усі ці зміни спонукали до удосконалення існуючих машин і розробки нових машин, які по суті відповідають вимогам надійності, енергозбереження, виробничої та екологічної безпеки, продуктивності та ефективності, високої продуктивності та якості технологічних процесів. З технічної точки зору машини стають дедалі складнішими і тому мають складніші конструкції, оснащені електронними та комп'ютерними системами контролю та управління.

Після збирання врожаю на полі залишаються рослинні залишки, які можна подрібнити за допомогою спеціальних машин. Цей процес є важливим у загальній системі охорони ґрунту та енергозберігаючих технологій у сільському господарстві і широко використовується в цивілізованих країнах. Однак в Україні ця операція виконується переважно за допомогою важких дискових борон, які заборонені в США та Канаді, оскільки пошкоджують структуру ґрунту. Недбале ставлення до ґрунту збільшує витрати часу та унеможливує впровадження сучасних технологій в сільському господарстві. Тому подрібнювачі рослинних залишків є рідкісними машинами на українських полях. Проте, ці машини мають безперечну користь, оскільки допомагають підготувати ґрунт для подальшої обробки будь-якою технологією без шкоди для

					МВК 00.000 ПЗ						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка				Літ.	Лист	Листів
Розроб.	Болілій		.								
Перевір.	Богатирьов									4	61
									ЦНТУ, гр. АІ-22МЗ(1,4)-1		
Н.контр.	Мачок										
Затв.	Лещенко										

ґрунтів. Вони дозволяють розподілити рослинні залишки рівномірно та подрібнити їх, що є ключовим завданням у системі раціонального обробітку ґрунту.

2. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

Після збирання попередника, рекомендується проводити подрібнення рослинних решток з метою створення мульчі. Цей процес включає часткове розпушування верхнього шару ґрунту, відновлення запасів вологи та живильних речовин, а також знищення бур'янів та шкідників рослин. Для виконання цієї роботи рекомендується використовувати спеціальні подрібнювачі, які можуть бути приєднані до трактора. Подрібнювач забезпечує якісне подрібнення рослинного матеріалу, що поліпшує якість майбутньої оранки. Використання таких технічних засобів сприяє оптимізації процесу та забезпечує ефективне використання рослинних решток. Важливо пам'ятати, що ці дії повинні виконуватись з урахуванням рекомендацій та безпекових заходів, щоб забезпечити професійну та безпечну роботу. Такі знаряддя, як подрібнювачі КП-4,5 або DAL-BO Maxi-Cut з трактором тягового класу 30 кН Т-150. Операцію подрібнення рослинних решток необхідно провести до перших опадів. Глибина обробітку становить – 3–4 см, ширина захвату агрегату – 4,5 м. Для виконання даної операції використаємо удосконалений подрібнювач ПР-4,5+ХТЗ-1220.

Раціональна система удобрення посівів кукурудзи передбачає забезпечення оптимального режиму живлення рослин шляхом створення і підтримування високого рівня родючості ґрунту. Органічні добрива, разом з мінеральними елементами, які вносяться в розрахункових дозах безпосередньо перед і під час посіву кукурудзи, становлять основу раціонального забезпечення культур елементами живлення. При вирощуванні кукурудзи на зерно, важливо використовувати ефективні агротехнічні прийоми, такі як використання подрібнювача стебел, який дозволяє знизити втрати врожаю та полегшити подальшу обробку стерні. Для проведення агротехнічних операцій, таких як внесення добрив чи обробка полів, рекомендується використовувати сучасні

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
						5
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		

трактори з високою продуктивністю та надійністю. Важливо пам'ятати, що усі агротехнічні роботи повинні виконуватися з урахуванням рекомендацій фахівців та з використанням відповідного обладнання. Для досягнення успішного вирощування кукурудзи на зерно, необхідно добре планувати та виконувати всі етапи агротехнічного процесу, забезпечуючи високу якість виробництва та максимальний врожай. Для виконання операції внесення органічних добрив застосовують – ПРТ–10.

Оранка - це процес обробки ґрунту, який використовується головним чином на рівних площах, що не схильні до ерозії ґрунту. Глибина оранки, необхідна для вирощування кукурудзи, залежить від типу ґрунту та його механічного складу. Зокрема, для обробки чорноземів звичайних і південних використовують плуги з передплужниками, які забезпечують оранку на глибину 27-30 см.

Використання подрібнювача під час оранки може допомогти покращити родючість ґрунту, забезпечити краще утримання вологи та запобігти утворенню шарової структури. Це в свою чергу сприятиме успішному вирощуванню кукурудзи та отриманню високих врожаїв.

Таким чином, використання подрібнювача під час оранки на рівних площах і не схильних до ерозії ґрунтах є одним із професійних підходів до забезпечення успішного вирощування кукурудзи. Враховуючи тип ґрунту та його механічний склад, можна досягти оптимальної глибини оранки, що дозволить забезпечити належні умови для росту та розвитку цієї цінної культури.

Для створення запасу вологи для кращого росту рослин проводиться операція снігозатримання. Для цієї операції використовується агрегат, до складу якого входить трактор Т–150К та машина СВУ–2,6. Цей комплекс допомагає затримати сніг на полі, дозволяючи йому повільно танути та проникати в ґрунт, що забезпечує поповнення водними ресурсами, необхідними для рослинного життя.

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		6

Операція снігозатримання має на меті збереження вологи, яка під час танення снігу потрапляє в ґрунт, що сприяє покращенню умов для росту та розвитку рослин. Такий підхід допомагає забезпечити рослини необхідними ресурсами для успішного вегетаційного періоду.

Застосування трактора Т–150К та машини СВУ–2,6 у складі агрегату дозволяє ефективно проводити операцію снігозатримання, забезпечуючи оптимальні умови для подальшого росту та розвитку сільськогосподарських культур.

Ранньовесняне боронування проводиться з метою розпушення та створення на поверхні оранки суцільного шару ґрунту, що запобігає втраті вологи, знищення бур'янів, поліпшення умов для дозрівання ґрунту в зоні сівби насіння. Глибина обробітку не перевищує 3 см, що дозволяє досягти максимального розпушення ґрунту та ефективного знищення бур'янів.

Операція ранньовесняного боронування виконується агрегатом, до складу якого входить трактор ДТ–75, зчіпка СР–21 та борони ЗБЗСС–1,0. Цей комплекс допомагає оптимізувати процес обробітку ґрунту, забезпечуючи його підготовку до подальших агротехнічних заходів, таких як сівба насіння. Ранньовесняне боронування є важливим етапом у сільському господарстві, оскільки воно сприяє покращенню умов для росту сільськогосподарських культур та забезпечує оптимальні умови для вегетації рослин.

Від своєчасної і якісної передпосівної обробки ґрунту залежить багато важливих аспектів для вдалого вирощування сільськогосподарських культур. Це включає глибину загортання насіння, дружність та рівномірність сходів, ріст, розвиток та продуктивність рослин. У залежності від погодних умов, які склалися в передпосівний період, вибирають знаряддя та способи обробки ґрунту. В основному для передпосівної обробки ґрунту використовуються культиватори КПП–4. Ці знаряддя дозволяють виконувати розпушення та обробку поверхневого шару ґрунту, створюючи оптимальні

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		

умови для сходів та подальшого розвитку рослин. Одночасно з культивацією часто проводиться обприскування гербіцидами, що допомагає контролювати ріст бур'янів та забезпечує оптимальні умови для росту сільськогосподарських культур.

Вибір знарядь та методів передпосівної обробки ґрунту є важливим етапом у підготовці до посіву та вирощування сільськогосподарських культур. Він впливає на подальший розвиток рослин та врожайність, тому важливо враховувати умови та потреби конкретної культури при виборі методів обробки ґрунту.

Посів кукурудзи важливий етап у вирощуванні цієї культури, і його необхідно проводити за оптимальних умов. Умови для посіву. Посів кукурудзи проводять у той час, коли температура ґрунту на глибині 10 см опівдні складає 10–12 °С. Перший заїзд агрегату під час посіву повинен виконуватися з лівого краю поля. У нашому господарстві для висіву насіння кукурудзи використовуються такі сівалки:

ВЕГА-8

СУПН-8

ВЕСТА-12 Ширина міжряддя складає 70 см.

Норма висіву насіння кукурудзи на зерно залежить від погоднокліматичних умов, що склалися на цей період, та зони вирощування. Зазвичай ця норма становить 10–25 кг/га.

Внесення гранульованого суперфосфату. Одночасно з висівом насіння кукурудзи проводять внесення гранульованого суперфосфату в кількості 9–10 кг/га добрива. Це допомагає забезпечити рослини необхідними поживними речовинами для їхнього початкового росту та розвитку. Такий комплексний підхід до посіву кукурудзи сприяє успішному старту для подальшого вирощування цієї сільськогосподарської культури.

Операцію прикочування посівів виконують агрегатами, до складу яких входять котки ЗКК–6А. Ця операція полягає в прокочуванні посія-

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		

них насінневих рядків з метою їхнього ущільнення та створення оптимальних умов для проростання та росту сільськогосподарських культур.

Прикочування посівів є важливим етапом у вирощуванні рослин, оскільки воно сприяє рівномірному проростанню насіння та забезпечує краще затримання вологи в ґрунті. Використання агрегатів з котками ЗКК–6А дозволяє забезпечити якісне прикочування посівів, що в свою чергу позитивно впливає на подальший розвиток сільськогосподарських культур.

Підживлення рослин мінеральними добривами є важливим етапом в сільському господарстві, оскільки воно дозволяє забезпечити рослини необхідними поживними речовинами для їхнього здоров'я та розвитку. Культиватори рослинно-підживлювачі дозволяють вносити мінеральні добрива безпосередньо під час обробки ґрунту, що сприяє їхньому кращому засміченню рослин.

Цей метод дозволяє ефективно використовувати мінеральні добрива та забезпечити рослини необхідними поживними речовинами для їхнього оптимального росту та розвитку.

Збирання кукурудзи. Оптимальний термін початку збирання кукурудзи настає, коли в 65–70% качанів зерно здобуває воскову спілість. Це вказує на оптимальний час для збирання культури з максимальною якістю та врожайністю. Кукурудзу можна збирати двома способами:

У качанах, коли вологість зерна становить 40%.

З обмолотом качанів на зерно, при вологості зерна 32%.

Вибір способу збирання залежить від умов та вимог конкретного господарства, а також можливостей обробних підприємств.

Розрахунок агрегату

Для сівби кукурудзи з врахуванням вищезазначених умов і агротехнічних вимог до сівби, приймаємо такі технічні параметри:

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		9

Трактор: МТЗ–82

Сівалка: ВЕСТА-12

Допустима агротехнічна швидкість: $V_p=4,5-9$ км/год

Величина підйому: $i=0,03$

Ці параметри дозволять ефективно здійснити процес сівби кукурудзи з врахуванням усіх вимог та умов для отримання якісного врожаю.

Знаючи ці параметри, можна розрахувати робочі передачі для виконання операції сівби кукурудзи та відповідні цим передачам зусилля на гаку. Такий розрахунок вимагає врахування конкретних технічних характеристик сівалки та умов проведення операції:

$$V_m^{III} = 7,24 \text{ км/год}; \quad P_{н.гак}^{III} = 14,0 \text{ кН};$$

$$V_m^{IV} = 8,9 \text{ км/год}; \quad P_{н.гак}^{IV} = 14,0 \text{ кН};$$

Щоб визначити тягове зусилля трактора з урахуванням величини підйому поля, використовується формула:

$$P_{гак} = P_{н.гак} - G_{тр} \cdot i \quad (2.1)$$

де $P_{н.гак}$ – номінальне тягове зусилля трактора на відповідних передачах, кН;

$G_{тр}$ – вага трактора, $G_{тр}=33,4$ кН;

i – величина підйому поля, $i=0,03$.

Далі,

$$P_{гак}^{III} = 14,0 - 33,4 \cdot 0,03 = 13,0 \text{ кН};$$

$$P_{гак}^{IV} = 14,0 - 33,4 \cdot 0,03 = 13,0 \text{ кН}.$$

Обчислюємо максимальну ширину захвату при увімкнених III або IV передачах:

$$B_{max} = \frac{P_{гак}}{K + R_i}, \quad (2.2)$$

де K – питомий опір сівалки, $K= 1,5$ кН/м;

R_i – додатковий опір на подолання підйому, кН/м:

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		10

$$R_i = \frac{G_M}{B_K} \cdot i \quad (2.3)$$

де B_K – конструктивна ширина захвату сівалки, $B_K=5,6$ м;

G_M – маса сівалки, $G_M=11,0$ кН.

Далі,

$$R_i = \frac{11,0}{5,6} \cdot 0,03 = 0,059 \text{ кН/м,}$$

$$B_{max}^{III} = B_{max}^{IV} = \frac{13,0}{1,5 + 0,059} = 8,3 \text{ м.}$$

Розраховуємо кількість сівалок в агрегаті:

$$n_c = \frac{B_{max}}{B_K} \quad (2.4)$$

$$n_c^{III} = n_c^{IV} = \frac{8,3}{5,6} = 1,48.$$

Для врахування тимчасових перевантажень, які можуть виникнути в процесі сівби, необхідно агрегатувати одну сівалку на III та IV передачах трактора. Потрібно переконатися, що це забезпечить резерв тяги для врахування можливих тимчасових перевантажень. Для цього слід розрахувати тягове зусилля трактора на відповідних передачах, враховуючи тимчасові перевантаження, та порівняти його з фактичним навантаженням, яке може виникнути під час сівби. Якщо тягове зусилля на відповідних передачах перевищує фактичне навантаження, то можна стверджувати, що агрегування сівалки на III та IV передачах забезпечить резерв тяги.

Обчислюємо тяговий опір агрегату:

$$R = (K + R_1) \cdot B_K \cdot n_c \quad (2.5)$$

Обчислені значення параметрів використовуємо у (2.5) і виконуємо розрахунок

$$R_{agr}^{III} = R_{agr}^{IV} = (1,5 + 0,059) \cdot 5,6 \cdot 1 = 8,73 \text{ кН.}$$

Обчислюємо коефіцієнт використання тягового зусилля трактора:

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		

$$\eta = \frac{R_{azp}}{R_{zak}} \quad (2.6)$$

Обчислені значення параметрів використовуємо у формулу (2.6) і виконуємо розрахунок:

$$\eta_{mз}^{III} = \eta_{mз}^{IV} = \frac{8,73}{13,0} = 0,67.$$

Обчислюємо змінну продуктивність агрегату:

$$W_{зм} = 0,1 B_p \cdot V_p \cdot T_p, \quad (2.7)$$

де B_p – робоча ширина захвату сівалки:

$$B_p = B_K \cdot \beta, \quad (2.8)$$

де B_K – конструктивна ширина захвату, $B_K=5,6$ м;

β – коефіцієнт використання ширини захвату агрегату. $\beta=1,0$.

Далі,

$$B_p = 5,6 \cdot 1,0 = 5,6 \text{ м.}$$

V_p – робоча швидкість агрегату, км/год:

$$V_p = V_T \left(1 - \frac{\delta}{100} \right), \quad (2.9)$$

де V_T – теоретична швидкість агрегату, $V_T^{III}=7,24$ км/год, $V_T^{IV}=8,9$ км/год;

δ – коефіцієнт буксування, $\delta=12\%$.

Далі,

$$V_p^{III} = 7,24 \left(1 - \frac{12}{100} \right) = 6,37 \text{ км/год;}$$

$$V_p^{IV} = 8,9 \left(1 - \frac{12}{100} \right) = 7,38 \text{ км/год;}$$

T_p – чистий робочий час, год:

$$T_p = T_{зм} \cdot \tau, \quad (2.10)$$

де $T_{зм}$ – час зміни, год. Приймаємо $T_{зм}=8,0$ год;

τ – коефіцієнт використання часу зміни, $\tau=0,8$ при довжині гонів 1000 м.

Далі:

$$T_p = 8 \cdot 0,8 = 6,4 \text{ год.}$$

Обчислені значення параметрів використовуємо у формулі 3.7 і виконуємо розрахунок

$$W_{зм}^{III} = 0,1 \cdot 5,6 \cdot 6,37 \cdot 6,4 = 22,83 \text{ га/зм};$$

$$W_{зм}^{IV} = 0,1 \cdot 5,6 \cdot 7,38 \cdot 6,4 = 26,45 \text{ га/зм.}$$

Обчислюємо витрати палива на 1 га площі, кг/га:

$$Q_{за} = \frac{Q_{зм}}{W_{зм}}, \quad (2.11)$$

де $Q_{зм}$ – витрата палива за зміну, кг/зм;

$W_{зм}$ – змінна продуктивність, га/зм.

$$Q_{зм} = Q_p \cdot T_p + Q_x \cdot t_x + Q_z \cdot t_z, \quad (2.12)$$

де Q_p, Q_x, Q_z – годинні витрати палива при виконанні сівби, холостому русі, на зупинках, $Q_p=15,4$ кг/год; $Q_x=9,7$ кг/год; $Q_z=1,9$ кг/год;

T_p, t_x, t_z – час робочих і холостих рухів, час для зупинок:

$$t_x = t_z = \frac{T_{зм} - T_p}{2}, \quad (2.13)$$

де $T_{зм}$ – час зміни, $T_{зм}=8,0$ год;

T_p – чистий робочий час, $T_p=6,4$ год.

Далі,

$$t_x = t_z = \frac{8 - 6,4}{2} = 0,8 \text{ год.}$$

Отримані значення підставляємо у формулу 2.12 і виконуємо розрахунок

$$Q_{зм} = 15,4 \cdot 6,4 + 9,7 \cdot 0,8 + 1,9 \cdot 0,8 = 107,08 \text{ кг/зм.}$$

Отримані значення підставляємо у формулу 2.11 і виконуємо розрахунок:

					МБК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		13

$$Q_{ga}^{III} = \frac{107,08}{22,83} = 4,69 \text{ кг/год};$$

$$Q_{ga}^{IV} = \frac{107,08}{26,45} = 4,05 \text{ кг/год}.$$

Після аналізу розрахунків було прийнято рішення, що найефективніше агрегат буде працювати на IV передачі, додатковою буде III передача. Це узгоджено з урахуванням тимчасових перевантажень, які можуть виникнути в процесі сівби, та забезпечить оптимальну ефективність роботи агрегату з трактором МТЗ–82 і сівалкою ВЕСТА-12

Розрахунок поворотних смуг

Для гонових способів руху на кінцях загінок залишають смуги розвороту агрегату. Орієнтовну величину поворотної смуги при петельових грушовидних поворотах можна обчислити за допомогою відповідних формул та розрахунків з урахуванням розмірів та особливостей агрегату та умов конкретного поля чи ділянки (рис. 2.1):

$$E = 3R_{min} + L_a, \quad (2.14)$$

де R_{min} – мінімальний радіус повороту,;

L_a – кінематична довжина агрегату, м.

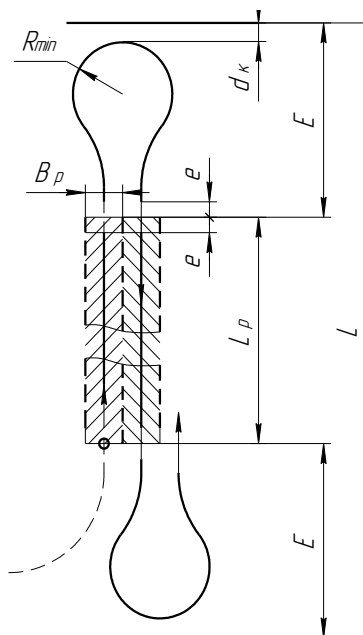


Рис. 2.1. Схема руху удосконаленого висівного агрегату в загінці

Мінімальний радіус повороту агрегату з колісного трактора та начіпною машиною можна прийняти з умови, яка враховує розміри та технічні характеристики трактора та машини, а також умови конкретної ділянки. Цей радіус повороту може бути визначений виробником техніки у технічних характеристиках або рекомендаціях з експлуатації. Також можна скористатися формулою або методикою для розрахунку мінімального радіуса повороту з урахуванням величини підйому і інших параметрів:

$$R_{min} = 1,7 \cdot B_p = 1,7 \cdot 5,6 = 9,52 \text{ м.}$$

Кінематичну довжину посівного агрегату обчислюємо за формулою:

$$L_a = L_{mp} + L_M, \quad (2.15)$$

де $L_{тр}$ – кінематична довжина трактора, $L_{тр}=0,94$ м;

L_M – кінематична довжина сівалки, $L_M=1,1$ м.

Далі,

$$L_a = 0,94 + 1,1 = 2,04 \text{ м.}$$

значення підставляємо у (2.14) і обчислюємо:

$$E = 3 \cdot 9,52 + 2,04 = 30,6 \text{ м.}$$

Приймають ширину поворотної смуги кратною ширині захвату агрегату з метою забезпечення того, щоб при наступному проходженні агрегат здійснював ціле число проходів. Це дозволяє оптимізувати процес обробітку поля та розміщення насіння чи добрив з урахуванням розмірів та параметрів агрегату. Такий підхід сприяє ефективнішому використанню оброблюваної площі та зменшенню втрат часу та ресурсів

$$E = K \cdot B_p, \quad (2.16)$$

де $K = \frac{E}{B_p},$

Далі

$$K = \frac{30,6}{5,6} = 5,46.$$

Встановлюємо $K=5$.

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		15

Далі,

$$E = 5 \cdot 5,6 = 28 \text{ м.}$$

Якщо величина поворотної смуги при петльових грушовидних поворотах становить 28 метрів, це є важливим параметром для планування роботи землеробного обладнання на полі. Враховуючи цю величину, можна оптимізувати маршрути руху та розміщення обробних зон для ефективного використання доступної площі та ресурсів.

Довжина виїзду агрегату при використанні задньої навіски визначається за виразом, що залежить від розміщення робочих органів відносно центра агрегату. Цей параметр важливий для правильного планування руху обладнання та маневрування на полі, забезпечуючи оптимальні умови для обробки ґрунту та розміщення сівалок:

$$e = 0,1 \cdot L_a. \quad (2.17)$$

Далі,

$$e = 0,1 \cdot 2,04 = 0,2 \text{ м.}$$

Ширину загінки, яка є найбільш оптимальною для руху всклад і врозгін, можна визначити за допомогою формули:

$$C_{omn} = \sqrt{LB_p + 16R_{min}^2}, \quad (3.18)$$

де L — довжина загінки, м;

B_p — робоча ширина захвату агрегату, м;

R_{min} — мінімальний радіус повороту, м.

$$C_{omn} = \sqrt{1000 \cdot 5,6 + 16 \cdot 9,52^2} = 83,97 \text{ м.}$$

Кількість проходів посівного агрегату при проході однієї загінки

$$n = \frac{C_{omn}}{B_p} = \frac{83,97}{5,6} = 14,99.$$

Приймаємо $n=15$ (проходів)

$$C = n \cdot B_p = 15 \cdot 5,6 = 84 \text{ м.}$$

Обчислюємо кількість загінок

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		

$$n_3 = \frac{10^4 \cdot F}{L \cdot C}, \quad (2.19)$$

де F – площа поля, $F=85$ га;

$$n_3 = \frac{10^4 \cdot 85}{1000 \cdot 84} = 10,12 \text{ шт.}$$

Згідно з наданими відомостями, на одному полі розташовано дев'ять загінок шириною $C_{1-9}=84$ м і одна загінка шириною $C_{10} = C_1 \cdot 1,12 = 94$ м.

Коефіцієнт робочих ходів, який оцінює спосіб руху агрегату в загінці, визначається за наступною формулою:

$$K_p = \frac{L_p}{L_p + L_x}, \quad (2.20)$$

де L_p, L_x – середнє значення робочої довжини загінки і холостого ходу.

Для способу руху «човник»

$$L_p = L - 2 \cdot E; \quad (2.21)$$

$$L_x = 6R + 2 \cdot l, \quad (2.22)$$

де l – довжина виїзду посівного агрегату

$$l = 0,5L_a = 0,5 \cdot 2,04 = 1,02 \text{ м};$$

$$L_p = 1000 - 2 \cdot 28 = 944 \text{ м};$$

$$L_x = 6 \cdot 9,52 + 2 \cdot 0,2 = 57,52 \text{ м.}$$

Маємо

$$K_p = \frac{944}{944 + 57,52} = 0,94.$$

Коефіцієнт, який близький до одиниці, вказує на високе використання робочого часу агрегату. Це означає, що агрегат працює ефективно та використовує більшу частину часу на робочі операції в межах загінки.

Розрахунок показників організації виконання операції

Обчислюємо тривалість одного циклу за формулою:

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		17

$$T_u = \frac{12 \cdot L_p}{10^2 \cdot V_p} + 2 \cdot t_n, \quad (2.23)$$

де t_n – час повороту в кінці загінки, $t_n=1,5$ хв.

$$T_u = \frac{12 \cdot 944}{10^2 \cdot 7,37} + 2 \cdot 1,5 = 18,37 \text{ хв} \approx 0,306 \text{ год.}$$

Обчислюємо технічну продуктивність за цикл

$$W_u = 0,1 \cdot B_p \cdot V_p \cdot T_u \cdot \tau, \quad (2.24)$$

де τ – коефіцієнт використання робочого часу циклу, $\tau=0,8$.

$$W_u = 0,1 \cdot 5,6 \cdot 7,37 \cdot 0,306 \cdot 0,8 = 1,01 \text{ га/цикл.}$$

Кількість циклів за зміну

$$n_u = \frac{W_{зм}}{W_u}, \quad (2.25)$$

$$n_u = \frac{26,75}{1,01} = 26,5 \text{ цикл/зм.}$$

Змінна витрата палива

$$Q_{зм} = Q_{за} \cdot W_{зм}, \quad (2.26)$$

$$Q_{зм} = 6,98 \cdot 25,12 = 175,34 \text{ кг/зм.}$$

На підставі проведених розрахунків розроблюємо операційну карту.

3. НАУКОВА ЧАСТИНА

3.1. Огляд сучасних конструкцій подрібнювачів

Машина для скошування та подрібнення рослин можна поділити на дві групи: з горизонтальними робочими органами і вертикальними. Їх також називають подрібнювачі, подрібнювачі-розподільовачі, мульчувачі тощо. Машина з горизонтальними робочими органами схожі на роторні косарки, такі, як КИР-1,5А, які колись широко використовувалися в колишньому СРСР для скошування, подрібнення та завантаження в транспортні засоби зелених кормів, зокрема, кукурудзи на корм для худоби.

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		



Рис. 1. Компанія Kuhn (Франція) випустила машину RM 610 з горизонтальним робочим органом, яка має ширину захвату 6,1 метра.

Цей агрегат призначений для скошування та подрібнення рослин і може бути використаний для обробки різних видів культур на полі.

Різальний барабан є основним робочим органом машини RM 610 від фірми Kuhn. Він має форму трубчастого вала з горизонтальною віссю і складається з цапф, які закріплені у шарикопідшипниках, що встановлені на корпусі, який, в свою чергу, прикріплений до рами. Г-подібні ножі прикріплені до кронштейнів трубчастого вала шарнірно. У деяких машинах, наприклад, в машині IMT-618.059 від сербської фірми Standart, різальні пластини можуть бути замінені на нові.

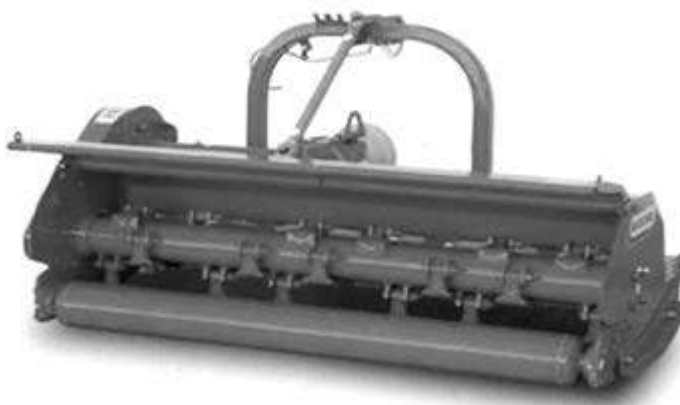


Рис. 2. Машина з горизонтальним робочим органом BARBI 160 від фірми Maschio (Італія) має Г-подібні ножі, розміщені у 4 ряди, а також опорний валик.

Цей агрегат призначений для скошування та подрібнення рослин та розподілу подрібнених залишків по полю.

Ножі для машин з горизонтальним робочим органом, такі як BARBI 160 від фірми Maschio (Італія), зазвичай виготовляються із високоякісної (вольфрамової) сталі й проходять термічну обробку для підвищення стійкості проти зношування. При цьому термічна обробка повинна забезпечити не тільки твердість, але й деяку гнучкість, щоб різальна кромка ножа не викришувалась при ударах. Ножі можуть бути закріплені до трубчастого вала у три чи чотири ряди, або по гвинтовій лінії. Для забезпечення повного зрізу рослин проекції траєкторій кінців сусідніх різальних кромок на горизонтальну площину повинні перекривати одна одну. Діаметр різального барабана цих машин, виміряний по різальних кромках ножів у робочому положенні, становить 600–700 мм, а їх робоча довжина - від 950 до 4100 мм, залежно від кількості ножів на барабані, яка може складати від 12 до 272 штук. Подрібнювальний барабан приводиться в обертальний рух з частотою в межах 1700–2200 об./хв від вала відбору потужності (ВВП) трактора через карданний вал, конічний редуктор з вмонтованою обгінною муфтою, трансмісійний вал і багаторівнячову (від 3 до 5 пасів) клинопасову передачу.

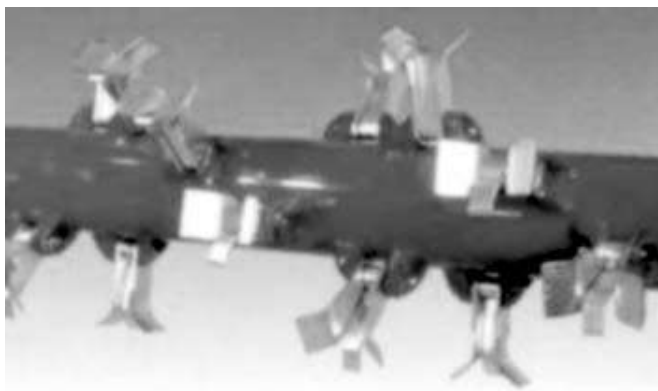


Рис. 3. Компанія Kuhn (Франція) випустила роторний різальний барабан з розміщенням ножів вздовж гвинтової лінії для машин серії RM.

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		20

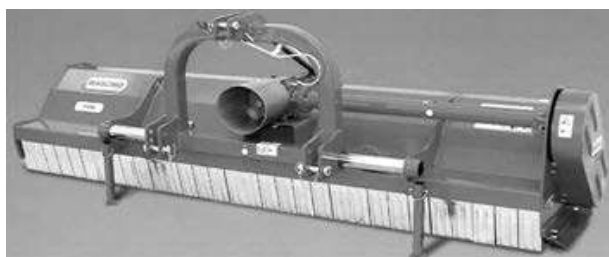


Рис. 4. Технологія різання на машині TIGRE 300 від Maschio (Італія)

При ширині захвату машини до 4,1 м її подрібнювальний орган виготовляється однобарабанним, а при більшій ширині захвату – у вигляді двох співвісних барабанів. Причому при ширині захвату машини до 3 м подрібнювальний орган приводиться з одного кінця, а при більшій 3 м – з двох периферійних кінців. Зверху подрібнювальний барабан закривається кожухом, причому, якщо у машині КИР-1,5А кожух обладнувався піднятим угору розтрубом для спрямування подрібненого матеріалу в кузов транспортного засобу, то в цих машинах має в задній і передній своїх частинах вікна по усій довжині барабана, причому заднє вікно може бути обладнане поворотним щитком, а переднє підвісними клапанами.



Рис. 5. Машина з горизонтальним робочим органом IMT 618.059 фірми Standart (Сербія) шириною захвату 2,8 м з поворотним щитком



					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		21

Рис. 6. Машина з горизонтальним робочим органом TIGRE 300 фірми Maschio (Італія) з передніми підвісними клапанами, шириною захвату 3,0 м

Машини з горизонтальними робочими органами виготовляються переважно начіпними на трактор і мають ширину захвату до 6,1 м, хоча фірма Rhino виготовляє причіпні машини RC25 з шириною захвату 7,62 м. Для регулювання висоти зрізу рослин або їх решток в межах 25–400 мм машини з горизонтальними робочими органами обладнані регульованими по висоті опорними колесами, або опорним валиком, який забезпечує і вирівнювання ґрунту для наступного високоякісного посіву сільськогосподарських культур.

При ширині захвату машини до 4 м вона, як правило, транспортується по автомобільних шляхах без зменшення її габаритної ширини, а якщо більша ширина захвату, то або рама машини виготовляється із двох шарнірно з'єднаних частин, обладнаних гідроциліндрами для перевodu машини в транспортне положення і при транспортуванні машини дві її частини встановлюються у вертикальне положення. Або рама машини обладнується додатковими колесами та причіпним пристроєм і при транспортуванні машина рухається упоперек до її напрямку руху при роботі, причому французька фірма Kuhn так обладнує свої машини серії RM і з шириною захвату понад 3 м, але по спецзамовленню. В обох випадках транспортна ширина машин не перевищує 2,6 м. В нашій країні також налагоджується виробництво машин з горизонтальним робочим органом. Зокрема підприємство “Білоцерків-МАЗ” розробило начіпні машини такого типу ПН-2М і ПН-4 з шириною захвату відповідно 2 і 4 м.

Оригінальність конструкції машини ПН-2М полягає в тому, що задня частина її кожуха по вертикальну площину, що проходить через вісь подрібнювального барабана, обрізана, тобто задня частина барабана відкрита і біля лінії обрізу у середині кожуха закріплені направляючі щитки, котрі, починаючи з середньої частини кожуха, нахилені у протилежні сторони. Завдяки

цьому подрібнена маса спрямовується праворуч і ліворуч від лінії руху агрегату.



Рис. 7. Машина з горизонтальним робочим органом RC 25 фірми Phino (США) шириною захвату 7,62 м

Тому ширина смуги розподілення подрібненої маси по поверхні ґрунту значно більша ширини захвату машини. Крім того, вітчизняне підприємство “Агрореммаш” виготовило партію подібних за конструкцією машин ПР-2,6 з шириною захвату 2,6 м, а “Бердянськільмаш” також партію начіпних машин ПРУ-2,8 з шириною захвату 2,8 м.

В 2006 році машини ПН-2М, ПР-2,6 і ПРУ-2,8 проходили агротехнічну оцінку на полях УкрНДІПВТ імені Л. Погорілого при подрібненні валків соломи після збирання зернових культур комбайном з шириною захвату жатки 6 м.

Результати випробування цих машин показали, що найбільшу ширину смуги розподілення подрібненої соломи, рівну 5,3 м, яка близька до ширини захвату жатки комбайна і відповідає агротехнічним вимогам, забезпечує машина ПН-2М. В інших машин ширина розподілення подрібненої соломи близька до їх ширини захвату і тому не відповідає агротехнічним вимогам. Щодо довжини частинок подрібненої соломи, то агротехнічним вимогам відповідає лише машина ПРУ-2,8, а по рівномірності розподілення частинок соломи по поверхні ґрунту не відповідає жодна з цих машин. Тому робота по удосконаленню конструкцій цих машин продовжується. Технічні характеристики машин з горизонтальним робочим органом наведені в табл. 1.

Машини з вертикальними робочими органами по конструкції подібні до ротаційних косарок, наприклад, косарки КРН-2,1А, яка виготовлялась в СРСР, а основна їх відмінність полягає в тому, що робочі органи цих машин

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		23

розміщені в кожусі. Тому скошені рослини або їх рештки не відкидаються робочими органами, а залишаються в кожусі і додатково подрібнюються ножами. Робочим органом цих машин є вертикальний вал, встановлений у підшипниках, верхній кінець якого сполучений з механізмом приводу в обертальний рух, а на нижньому його кінці закріплений різальний робочий орган, котрий в машині XRM 235 італійської фірми Del Morino виготовлений із одного відрізка сталюї стрічки, кінці котрої виконані з різальними кромками, тобто загострені.



Рис. 8. Машина з горизонтальним робочим органом RM 610 фірми Kuhn (Франція) з шириною захвату 6,1 м (в транспортному положенні)



Рис. 9. Начіпна машина з горизонтальним робочим органом RM 400 фірми Kuhn (Франція) з шириною захвату 4 м (в транспортному положенні)

Переважає більшість фірм виготовляє різальні робочі органи із двох частин – тримача, який виготовляється із звичайної конструкційної сталі і не-

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		24

рухомо закріплюється до вала, і коротких ножів, виготовлених із високоякісної сталі, які шарнірно закріплюються до тримача.

Таке технічне рішення забезпечує зниження сили співударяння ножа з предметом високої твердості і пониження ударних навантажень на привод робочого органу, оскільки в момент співударяння ніж відхиляється від цього предмета за рахунок шарнірного кріплення. Крім того, при втраті ремонтпридатності замінюється лише невеликий ніж, а решта деталей продовжує використовуватись.

В сучасних машинах з вертикальними робочими органами використовуються від одного до семи робочих органів, а діаметри різальних робочих органів, виміряні по траєкторіях кінців їх ножів, варіюють від 0,45 м в машині Jolly 120 італійської фірми Maschio до 2,2 м в машині TR/220/C1 бельгійської фірми Joskin.

В машинах з вертикальними робочими органами різальні робочі органи також закриті кожухом, верхня частина якого називається платформою, до якої по зовнішньому контуру закріплена обичайка.

Застосування перфорованих задніх стінок обичайок кожухів вищеназваних машин, на думку їх розробників, забезпечує покращення подрібнення стебел рослин, оскільки через їх отвори вилітають лише подрібнені частинки, а неподрібнені стебла упираються в перфоровану стінку і залишаються в кожусі та додатково подрібнюються ножами різального робочого органу.



Рис. 10. Машина з вертикальними робочими органами JOLLY 120 фірми Maschio (Італія) з діаметром різального робочого органу 0,45 м і шириною захвату 1,2 м.

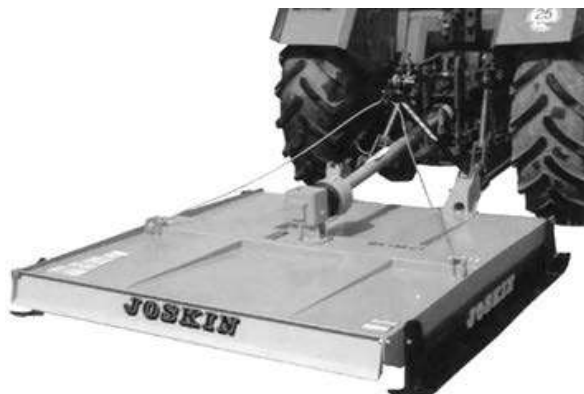


Рис. 11. Машина з вертикальним робочим органом BR/220/C1 фірми Joskin (Бельгія) шириною захвату 2,2 м



Рис. 12. Машина з вертикальними робочими органами JOLLY 120 фірми Maschio (Італія) з діаметром різального робочого органу 0,45 м і шириною захвату 1,2 м



Рис. 13. Машина з вертикальними робочими органами FX 742 фірми Schulte (Канада) шириною захвату 12,8 м



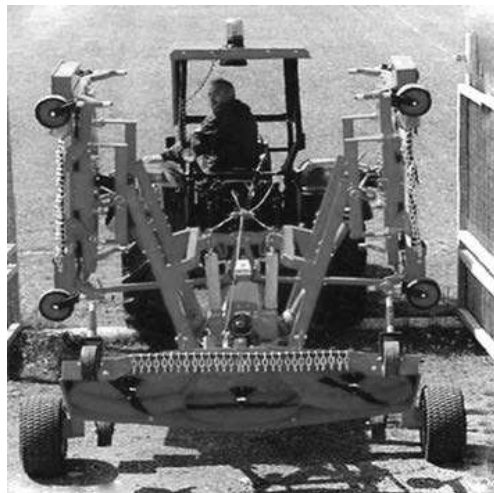
Рис. 14. Машина з вертикальними робочими органами RG-300 фірми MCMS (Польща) з шириною захвату 3,0 м.

Однак в машині TR/220/С 1 фірми Joskin з одним робочим органом та машині RG-300 фірми MCMS з двома робочими органами задня стінка обичайки кожуха виконана у вигляді сталюого листа, шарнірно закріпленого до заднього обрізу платформи кожуха. При роботі такої машини в її кожусі перед задньою стінкою його обичайки постійно знаходиться шар скошених рослин, товщина якого залежить від висоти і маси задньої стінки обичайки. Тому скошені рослини, які попадають на цей шар, знаходяться в зоні дії ножів різального робочого органу і подрібнюються ними до необхідного розміру.

При ширині захвату машин з вертикальними робочими органами до 4,1 м платформа кожуха виготовляється із суцільного сталюого листа, причому для надання їй більшої жорсткості на цьому листі виштамповуються ребра визначеної конфігурації. В таких машинах габаритна ширина в робочому і транспортному положенні однакова.

При ширині захвату таких машин понад 4,1 м, для зменшення їх транспортної ширини і покращення копіювання рельєфу поля її кожух складається із трьох секцій – центральної і бокових крил.

Причому ці крила з'єднуються з центральною секцією шарнірами, подібними до дверних завісів (петель) і обладнані гідроциліндрами для переведення крил у транспортне положення шляхом їх встановлення у вертикальне положення.



Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата

МВК 00.000 ПЗ

Арк.

27

Рис. 15. Машина з вертикальними робочими органами OMEGA 11 фірми Del Morino (Італія) з ланцюговими передніми стінками обичайки кожуха, шириною захвату 3,25 м, націплені на гідрофіковану причіпну зчіпку



Рис. 16. Машина з вертикальними робочими органами PRM 180 фірми Del Morino із задньою частиною обичайки кожуха у вигляді конічних пальців, шириною захвату 2,35 м

В машині FX 742 фірми Schulte з найбільшою шириною захвату (12,8 м) кожне крило складається із двох частин – внутрішньої частини, яка шарнірно закріплюється до центральної секції та зовнішньої частини, яка шарнірно закріплюється до внутрішньої частини крила і обладнується гідроциліндром. Така конструкція кожуха машини дає можливість не тільки зменшувати транспортну ширину машини від 13,1 м до 3 м, а й транспортну висоту від 5,3 м до 4,2 м.

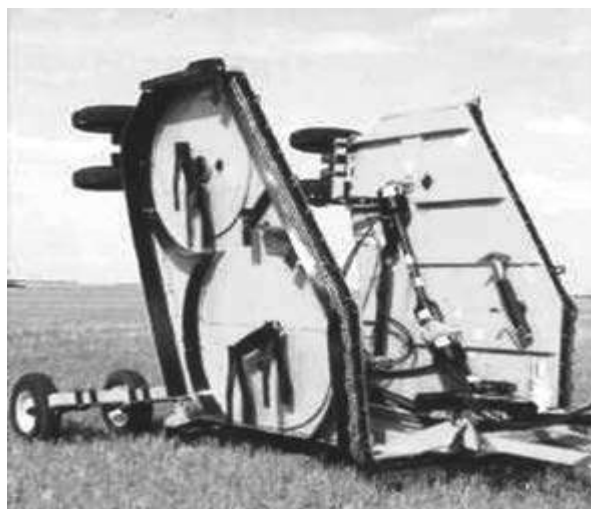


Рис. 17. Машина з вертикальними робочими органами 5026 фірми Schulte (Канада) з дугами навколо різальних робочих органів шириною захвату 7,98 м

Порівняльний аналіз машин з горизонтальними і вертикальними робочими органами показує, що робоча швидкість цих машин (близька до 10 км/год), їх мінімальна висота зрізу (25 мм) і питома металомісткість (в середньому близька до 450 кг/м) майже однакові.

Однак середня питома енергоємність машин з вертикальними робочими органами в середньому на 40% нижча ніж з горизонтальними.

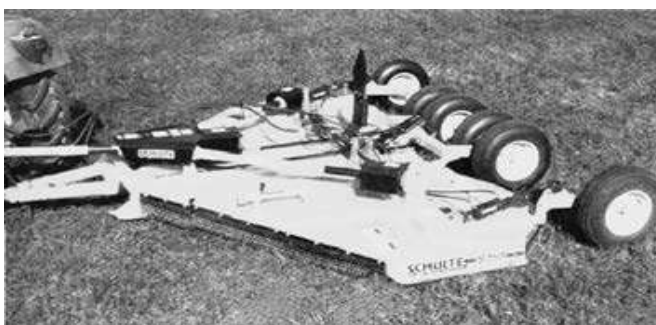


Рис. 36. Машина з вертикальними робочими органами з зубчастим приводом S 150 фірми SCHULTE (Канада) шириною захвату 4,57 м

В умовах центрального Степу України найбільшого поширення набувають ПРР з вертикальною віссю обертання активних робочих органів. Даний тип ПРР з шириною захвату до 4 м виготовляють начіпними, а з більшою шириною захвату – причіпними з розкладною конструкцією рами. Особливої уваги виробники приділяють опорним пристроям ПРР, від чіткості спрацювання яких суттєво змінюватимуться якісні параметри безпідпорного різання. На ПРР начіпного типу використовують самоустановні колеса у кількості від одного до чотирьох на кожен секцію. На високопродуктивних ПРР встановлюють гідрофіковані опорні пристрої з функцією копіювання поверхні поля для якісного виконання процесу подрібнення.

Робочі органи ПРР з вертикальною віссю обертання можна класифікувати за наступними конструктивними особливостями, а саме:

– за типом робочого органу дискові (круглі, трикутні), лопатеві (дво-, три-, чотирилопатеві) та комбіновані з молотками або ножами;

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		29

за способом закріплення робочого органу: жорстко або шарнірно закріплені.

3.2. Аналіз конструкції подрібнювача ПР-4.5

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Цей подрібнювач (рис.37) складається із рами, яка встановлена на двох ходових колесах, розміщених позаду рами і обладнаних гідроциліндрами для переведення машини у транспортне положення. До передньої частини рами закріплена сниця для з'єднання подрібнювача з трактором.

На рамі закріплена центральна секція, до боків якої шарнірно закріплені два крила, обладнані гідроциліндрами для їх переведення в транспортне положення, а також опорні колеса для копіювання рельєфу поля.



а



б

Рис. 37. Подрібнювач рослинних решток ПРР-4,5:

а – подрібнювач у полі;

б – загальний вигляд подрібнювача ПР-4,5.

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		30

Центральна секція і крила зверху перекриті сталевими листами і в робочому положенні утворюють спільну платформу, яка по периферії обладнана обичайкою, утворюючи кожух для роботи різальних апаратів. Причому передня і задня частини обичайки виконані із зварних ланцюжків, а її бічні частини виготовлені із сталевих листів.

На передній частині рами встановлений роздавальний редуктор, ведучий вал якого головним карданним валом з'єднаний з ВВП трактора, а його три ведені вала проміжними карданними валами з'єднані з ведучими валами кінцевих редукторів, закріплених на платформі центральної секції і бокових крил, а на їх ведених валах встановлений центральний і два бокових різальних апарати.

Усі три різальні апарати однакової конструкції. Вони двоярусного типу зі співвісним розміщенням осей шарнірів закріплення ножів на обох кінцях тримача.

Як показали приймальні випробування, подрібнювач ПР-4,5 задовільно виконує технологічний процес і забезпечує необхідні експлуатаційно технологічні та показники якості виконання технологічного процесу (наведені в табл. 3.1).

Позитивним фактором подрібнювача ПР-4,5 є також те, що він агрегується з тракторами класу 1,4 і 2,0. Подрібнення пожнивних залишків здійснюється в один період з осіннім обробітком ґрунту і тому „орні” трактори класів 3,0 і більше в цей період використовуються на обробітку ґрунту, а трактори класів 1,4 і 2,0 менше завантажені.

Таблиця 3.1

Технічна характеристика подрібнювача рослинних решток ПРР-4,5

№ п/п	Технічна характеристика	Значення
----------	-------------------------	----------

1	Робоча ширина захвату, мм	4462
2	Загальна ширина, мм	4500
3	Загальна довжина, мм	4980
4	Транспортна ширина, мм	2440
5	Товщина платформи, мм	4,8
6	Маса машини, кг	1950
7	Мінімальна необхідна потужність, кВт	48
8	Висота зрізання, мм	38...381
9	Дорожній кліренс, мм	343
10	Здатність різання матеріалу товщиною, мм	50
11	Перекриття ножами, мм	152
12	Коробка передач, кВт	118
13	Редуктор крил, кВт	81
14	Швидкість обертання 540 об/хв	
	- центральна секція, об/хв	810
	- крило, об/хв	940
15	Швидкість обертання	
	- центральна секція, об/хв	800
	- крило, об/хв	954
16	Діапазон нахилу крил	24°вниз...85°верх

При використанні серійних подрібнювачів ПР-4,5 в господарствах, при загальних позитивних їх характеристиках, виявились і суттєві недоліки.

Основним недоліком цього подрібнювача є те, що робоча ширина розподілення подрібнених частинок рослинних решток дорівнює робочій ширині скошування рослин, тобто 4,5 м. В результаті цього подрібнювач можна використовувати при подрібненні валків соломи після збирання зернових комбайном з шириною захвату жниварки до 4,5 м. Але сучасні комбайни мають ширину захвату жниварки до 6 м.

Тому при подрібненні валків соломи утворених комбайном з шириною захвату жниварки 6 м, ширина смуги розподілення соломи буде дорівнювати 4,5 м, а між цими смугами будуть чисті смуги, на які подрібнена солома не буде попадати взагалі, що згідно агротехнічним вимогами недопустимо.

Іншим за важливістю недоліком подрібнювача ПР-4,5 є високі навантаження на різальний апарат, особливо при подрібненні стерні кукурудзи, яка є найбільш енергоємною культурою. Причина в тому, що у двоярусному різальному апараті цього подрібнювача осі шарнірів з кріплення ножів верхнього і нижнього ярусів на обох кінцях тримача співвісні між собою. Тому при роботі подрібнювача ножі верхнього і нижнього ярусів розпочинають перерізування стебла практично одночасно, що викликає двократне зростання ударних навантажень. Це обумовлює скорочення строку служби підшипників різального апарата і карданних валів, а також викликає вібрацію конічних редукторів, що обумовлює ослаблення болтів їх кріплення до платформи і появу тріщин у платформі.

Крім того, при подрібненні стерні кукурудзи одночасна взаємодія двох ножів з залишком стебла викликає значне нахилання стерні у напрямку колової швидкості ножів. у результаті цього стерня перерізується ножем нижнього ярусу раніше, ніж ножем верхнього ярусу. Тобто зрізаний кусок стебла втрачає зв'язок з прикореневою його частиною, а ніж верхнього ярусу при цьому лише вривався (заглибився) в кусок уже скошеного стебла. Тому цей кусок стебла починає рухатись разом з ножем верхнього ярусу, оскільки він нічим не утримується. Це призводить до забивання різального апарата і втрати роботоздатності подрібнювача. Тому тракторист змушений зупиняти агрегат і очищати ці ножі від неперерізаних стебел, що зумовлює зниження продуктивності подрібнювача.

Недоліком подрібнювача ПР-4,5 є також недостатній строк використання ножів до їх перезаточування. Так при подрібненні стерні кукурудзи на площі 24 га заточені леза ножів затупляються настільки, що необхідно їх перезаточувати. Тобто заточені ножі забезпечують роботу ножів тільки поло-

вину зміни. Тому кожну зміну необхідно зупиняти подрібнювальний агрегат, демонтувати ножі і проводити їх перезаточування, що обумовлює зниження продуктивності агрегату.

3.3. .Пропозиції щодо модернізації

Аналіз робочого процесу подрібнювача ПР-4,5 показав, що вищевказані його недоліки можна усунути шляхом незначної модернізації конструкції.

Так збільшення ширини смуги розподілення подрібненої соломи по поверхні поля досягається шляхом незначної зміни конструкції кожуха подрібнювача. Для цього кожний боковий щиток обичайки кожуха розділений на дві частини. Причому передня його частина 7 (рис.2) відносно напрямку руху подрібнювача залишається без змін (вона приварена до платформи 8), а до неї вертикальним шарніром 6 при- кріплена поворотна задня частина 5, вільний кінець якої обладнаний горизонтальною накладкою 2, виготовленою у вигляді сектора круга і розміщеною під платформою 8. В накладці 2, на однакових відстанях від осі шарніра 6 просвердлено два отвори 1 і 9, а в платформі 8 біля її краю і на такій же відстані від осі шарніра 6 також просвердлений отвір 3. Завдяки наявності двох отворів 1 і 9 у накладці 2 задні поворотні частини 5 бокових щитків обичайки можуть закріплюватись болтами 4 до платформи 8 у двох положеннях.

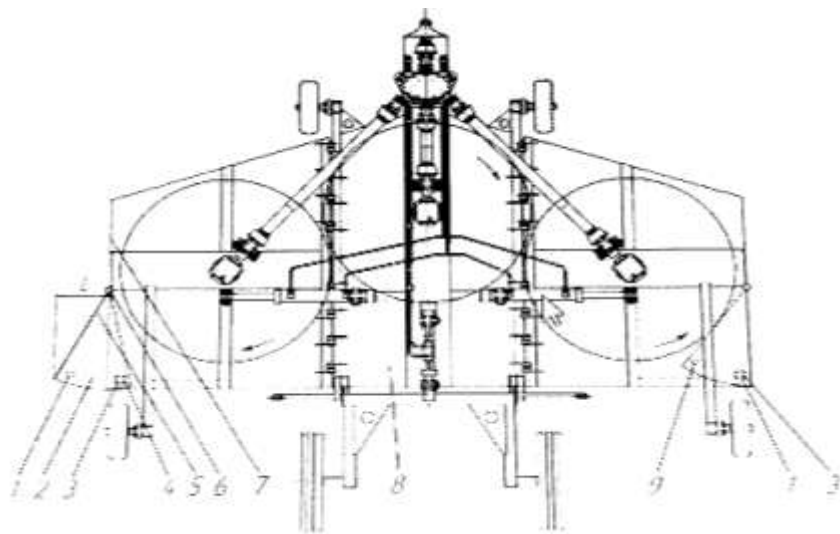


Рис. 38. Конструкційна схема модернізованого подрібнювача рослинних решток ПР-4,5М: 1,9 – отвори у накладці; 2 – накладка; 3 – отвір у платфор-

мі; 4 – болт; 5 – задня поворотна частина щитка; 6 – вертикальний шарнір; 7 – передня частина щитка; 8 – платформа.

При подрібненні стерні будь-якої культури, стебел рослин сидератів і бур'янів та валків соломи, обмолоченої комбайном з шириною жниварки до 4,5м, накладка 2 задньої поворотної частини 5 бокового щитка закріплюється до платформи 8 болтом 4, яким проходить через отвори 1 у накладці 2 і 3 у платформі 8. При цьому передня 7 і поворотна задня 5 частини бокового щитка розміщуються в одній площині (див. правий бік рис. 2) і ширина смуги розподілення подрібнених частинок стебел по поверхні поля буде становити 4,5 м, тобто як у подрібнювача ПР-4,5.

При подрібненні валка соломи після роботи комбайна з шириною захвату жниварки понад 4,5 м накладка 5 закріплюється до платформи 8 болтом 4, який проходить через отвори 9 у накладці 5 і 3 у платформі 8. При цьому задній кінець поворотної частини 5 щитка відхиляється від кожуха подрібнювача на величину L (див. лівий бік рис. 2), а між заднім кінцем поворотної частини 5 і задньою перфорованою стінкою обичайки кожуха подрібнювача утворюється вікно для вилітання подрібнених частинок.

При цьому під час роботи подрібнювача частинки подрібненої соломи вилітають через задню перфоровану частину обичайки і розподіляються по поверхні поля смугою шириною 4,5 м. Крім того, через вікна між задніми кінцями поворотних частин 5 бокових щитків і задньою частиною обичайки додатково вилітають подрібнені частинки соломи і розподіляються по поверхні поля двома додатковими смугами шириною по 0,75 м. В результаті цього загальна ширина смуги розподілення частинок по поверхні поля становить 6 м і цей подрібнювач може використовуватись для подрібнення валків соломи після роботи комбайна з захватом жниварки до 6 м.

Зменшення ударних навантажень на різальний апарат при роботі подрібнювача і усунення забивання ножів верхнього ярусу скошеними кусками стерні кукурудзи досягається шляхом застосування нової конструкції різального апарата.

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		35

Принципова відмінність нової конструкції різального апарата від його аналога у подрібнювачі ПР-4,5 полягає в тому, що осі шарнірів закріплення ножів верхнього і нижнього ярусів на одному кінці тримача не співвісні між собою, а осі шарнірів закріплення ножів верхнього ярусів зміщені вперед за напрямком колової швидкості ножів на відстань t , що перевищує максимально можливий діаметр стебла.

Для забезпечення такого взаєморозміщення ножів розроблена нова конструкція тримача. Цей тримач (рис. 39) виготовлений у вигляді сталевій пластини 5, яка на обох кінцях розділена на дві смуги 1 і 3, причому смуга 3 верхнього ярусу відігнута угору, а смуга 1 нижнього ярусу відігнута униз і до їх кінців шарнірами 2 закріплені ножі 7 і 8. Тримач 5 закріплений до торця приводного вала 4 притискним болтом 6.

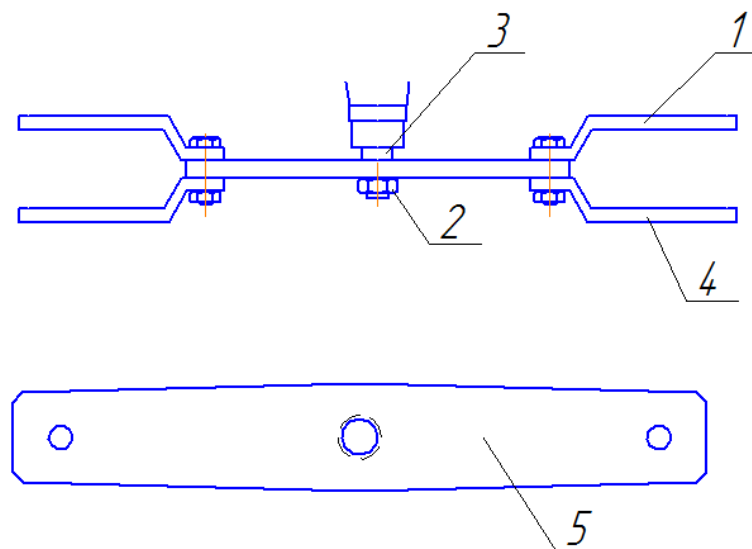


Рис. 39. Двоярусний різальний апарат з послідовною роботою ножів: 1 – ніж верхній; 2 притискна гайка; 3 – приводний вал; 4 – ніж нижній; 5 – ротор;

При роботі цього різального апарата ножі верхнього ярусу рухаються попереду суміжних з ними ножів 8 нижнього ярусу. Тому спочатку ножем 7 верхнього ярусу зрізується верхня частина стебла, а потім ножем нижнього ярусу відповідно його нижня частина.

Тому при використанні такого різального апарата на стерні кукурудзи виключається можливість забивання його ножів верхнього ярусу кусками стернин, оскільки при зрізуванні верхньої частини стернини ножем⁷ вона утримується від переміщення її нижньою частиною, яка ще не зрізується. Тільки після завершення зрізування верхньої частини стернини ножем зрізується її нижня частина і при цьому вона утримується від переміщення прикореневою частиною, тобто ножі працюють послідовно і незалежно один від одного.

Завдяки цьому будуть зменшені прості подрібнювача для очищення ножів його верхнього ярусу і відповідно підвищиться його продуктивність.

Крім того, завдяки послідовній роботі ножів верхнього і нижнього ярусів у 2 рази знизяться ударні навантаження на різальний апарат і механізм його приводу та вібрація, яка передається на конічні редуктори та кожух подрібнювача, що забезпечить збільшення строку експлуатування подрібнювачів у господарствах.

Збільшення строку роботи ножів різального апарата до їх перезаточування досягається шляхом розробки ножів нової конструкції.

Для використання на малозасмічених ґрунтах предметами високої твердості (камінцями, кусками металу і інш.) розроблений ніж з двома отворами для закріплення до шарніра тримача та різальними кромками, загостреними по усій довжині ножа з обох його боків. Для використання на ґрунтах, засмічених предметами високої твердості, на яких ніж з отвором на вільному кінці може зруйнуватись при співударянні з такими предметами, розроблений ніж з одним отвором для приєднання до тримача, але з двома різальними кромками, виконаними таким же чином, як і одна різальна кромка ножа подрібнювача ПР-4,5.

При використанні ножів з одним отвором, але двома різальними кромками, якщо одна різальна кромка затупиться або вищербиться при співударянні з предметом високої твердості, ніж демонтується з подрібнювача, повертається на 180° навколо поздовжньої осі і встановлюється на місце, на що

витрачається не більше 5 хвилин. При використанні ножів з двома отворами після спрацювання різальних кромek на одному кінці ножа, ніж закріплюють до тримача другим отвором.

Тому при використанні розроблених нових конструкцій ножів строк роботи подрібнювача до їх пере заточування збільшується у 2 рази

3.3. Кінематичний розрахунок.

Розрахунок редуктора що знаходиться на крилі.

Розрахунок передачі на контактну витривалість. Згідно рекомендацій приймаємо пропорційно знижуються зуби (форма 1).

Обчислюємо початковий діаметр шестірні по більшому торцю

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{4,5 \times T_{H1} \times K_{Ha} \times K_{H\beta} \times K_{Hv} \times (Z_H \times Z_M \times Z_\varepsilon)^2}{(1 - \psi_K) \times \psi_K \times u \times [\sigma_H]^2}}$$

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{4,5 \times 5730 \times 1 \times 0,85 \times 1,138 \times (1,34 \times 275 \times 0,86)^2}{(1 - 0,25) \times 0,25 \times 1 \times 417^2}} = 192 \text{ мм}$$

Орієнтовна швидкість зубчастих коліс:

$$v = 0,0125 \times \sqrt[3]{N \times n^2} = 0,0125 \times \sqrt[3]{60 \times 560^2} = 3,3 \text{ м/с}$$

При даній швидкості необхідний ступінь точності передачі 8-я Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами для косозубих передач $K_{Ha} = 1$. Коефіцієнт ширини вінця $\psi_K = 0,25$. Для поліпшення умов роботи зачеплення і зменшення довжини редуктора конічну шестерню встановлюємо між опорами (схему 2).

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця, при відношенні: Коефіцієнт динамічного навантаження для ступеня точності зубчастих коліс на одиницю грубіше встановленої, тобто для 8-го ступеня точності $K_{Hv} = 1,138$. Коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь $Z_H = 1,34$. Коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів пов'язаних коліс $Z_M = 275 \text{ МПа}$.

За табл. 3.11 вибираємо число зубів шестерні $Z_1 = 22$ і коефіцієнт торцевого перекриття $\varepsilon_a = 1,2$. Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину кон-

тактних ліній:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_a}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,2}{3}} = 0,86$$

Зовнішній окружний модуль:

$$m_{te} = \frac{a_{\omega 1}}{Z_1} = \frac{192}{22} = 8,7 \text{ мм}$$

Отриманий модуль округляємо за стандартом $m_{te} = 8,5 \text{ мм}$. Перераховуємо початковий діаметр $d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 8,5 \times 22 = 187 \text{ мм}$.

Число зубів плоского колеса:

$$Z_G = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \sqrt{22^2 + 44^2} = 49$$

де $Z_2 = Z_1 \times u = 22 \times 2 = 44$

Зовнішнє конусний відстань:

$$R_e = 0,5 \times m_{te} \times Z_G = 0,5 \times 8,5 \times 49 = 208 \text{ мм}$$

Робоча ширина зубчастого вінця при

$$\psi_K = \frac{b_\omega}{R_e}; b_\omega = \psi_K \times R_e = 0,25 \times 208 = 52 \text{ мм}$$

Перевіряємо умову

$$b_\omega \leq 10 \times m_{te}, \text{ тобто } b_\omega = 52 < 10 \times m_{te} = 10 \times 8,5 = 85 \text{ мм}$$

Далі, умова задовольняється.

Перевірочний розрахунок зубів на контактну витривалість. Обчислюємо середній нормальний модуль зачеплення.

$$m_n = m_{te} \times \left(1 - 0,5 \times \frac{b_\omega}{R_e}\right) \times \cos \beta_m = 8,5 \times \left(1 - 0,5 \times \frac{52}{208}\right) \times 0,76 = 5,5 \text{ мм}$$

Середній початковий діаметр шестірни

$$d_{\omega m 1} = \frac{m_n \times Z_1}{\cos \beta_m} = \frac{5,5 \times 22}{0,76} = 159 \text{ мм}$$

Обчислюємо розрахункову окружну швидкість на середньому початковому діаметрі шестірни

$$v = \frac{\pi \times d_{\omega m1} \times n}{60000} = \frac{3,14 \times 159 \times 560}{60000} = 7,5 \text{ м/с}$$

При даній швидкості по табл. 3.33 необхідний ступінь точності передачі 8-я, що збігається з раніше прийнятою ступенем точності. Коефіцієнт, що враховує окружну швидкість передачі $Z'_v = 1,01$. Уточнюємо коефіцієнт динамічного навантаження $K'_{Hv} = 1,16$.

Початковий діаметр шестерні по більшому торцю

$$d_{\omega 1} = d_{\omega 1} \times \sqrt[3]{\frac{K'_{Hv} \times (Z'_v)^2}{K_{Hv} \times Z_v^2}} = 187 \times \sqrt[3]{\frac{1,16 \times (1,01)^2}{1,138 \times 1^2}} = 190 \text{ мм}$$

$$\text{де } Z_v = 1$$

Знову Обчислюємо окружний модуль

$$m_{te} = \frac{d_{\omega 1}}{Z_1} = \frac{190}{22} = 8,6 \text{ мм}$$

Отриманий модуль округляємо за стандартом $m_{te} = 8,5 \text{ мм}$. Діаметр початкового кола по більшому торцю, відповідний стандартному модулю

$$d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 8,5 \times 22 = 187 \text{ мм}$$

Перевірочний розрахунок передачі на контактну міцність при дії максимального навантаження. Фактичне напруження при розрахунку на контактну витривалість

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_Y \times Z_M \times Z_\varepsilon \times \sqrt{\frac{4,5 \times T_{H1} \times K_{Ha} \times K_{H\beta} \times K_{Hv}}{(1 - \psi_K) \times \psi_K \times d_{\omega 1}^3 \times u}} = \\ &= 1,34 \times 275 \times 0,9 \times \sqrt{\frac{4,5 \times 955000 \times 1 \times 1,14 \times 1,38}{(1 - 0,25) \times 0,25 \times 176^3 \times 2}} = \\ &= 580 \text{ МПа} > 427 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Відхилення діючих контактних напружень від допустимих становить менш 3% що допустимо.

Розрахункове напруження від максимального навантаження

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \times \sqrt{\frac{T_M}{T_1}} = 580 \times \sqrt{2} = 820 \text{ МПа} < [\sigma_{HM}] = 1624 \text{ МПа}$$

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		40

де відношення $\frac{T_M}{T_1} = 2$ задано у вихідних даних розрахунку.

3.2.1.4. Перевірочний розрахунок зубів на витривалість по напруженням вигину. Згинальне напруження для зуба шестерні.

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \times Y_{\beta} \times \frac{W_{Ft}}{0,85 \times m_n} = 4,2 \times 1 \times \frac{300}{0,85 \times 5,5} = 280 \leq [\sigma_{F1}] = 617 \text{ МПа.}$$

Попередньо Обчислюємо величини, необхідні для розрахунку. Знаходимо еквівалентне число зубів для шестерні і колеса

$$Z_{\varepsilon 1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{22}{0,89} = 24,7$$

$$Z_{\varepsilon 2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{44}{0,44} = 100$$

$$\text{Тут } \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{22}{44} = 0,5 \quad \delta_1 = 26,5^\circ.$$

$$\text{Відповідно } \delta_2 = (90^\circ - \delta_1) = (90^\circ - 26,5^\circ) = 63,5^\circ$$

Обчислюємо коефіцієнт, що враховують форму зуба: $Y_{F1} = 4,1$,
 $Y_{F2} = 4,1$. Коефіцієнт, що враховує вплив нахилу зуба на його напружений стан, для косозубих коліс $Y_{\beta} = 1$. Розрахункова питома навантаження

$$W_{Ft} = \frac{2 \times T_{F1}}{d_{\omega m1} \times b_{\omega}} \times K_{Ha} \times K_{H\beta} \times K_{Hv} = \frac{2 \times 95500}{159 \times 52} \times 1 \times 1,14 \times 1,138 = 300 \text{ Н/м}$$

де $T_{F1} = 955000 \text{ Н} \times \text{м}$; $d_{\omega m1} = 159 \text{ мм}$; $b_{\omega} = 52 \text{ мм}$; коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами. Коефіцієнт, враховує динамічне навантаження при швидкості $v = 7,5 \text{ м/с}$, $K_{Hv} = 1,138$.

Середній нормальний модуль $m_n = 5,5 \text{ мм}$.

напруження вигину для зуба колеса

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \times \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 342 \times \frac{4,2}{4,46} = 238 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F2}] = 248 \text{ МПа}$$

Перевірочний розрахунок зубів при згині максимальним навантаженням.
Розрахункове напруження від максимального навантаження

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \times \frac{T_M}{T_1} = 342 \times 2 = 684 \text{ МПа} \leq [\sigma_{FM}] = 685 \text{ МПа.}$$

відповідно розрахункове напруження для зуба шестерні

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		41

$$\sigma_{FM1} = \sigma_{F1} \times 2 = 280 \times 2 = 560 \text{ МПа} < 685 \text{ МПа};$$

для зуба колеса

$$\sigma_{FM2} = \sigma_{F2} \times 2 = 238 \times 2 = 476 \text{ МПа} < 661 \text{ МПа}.$$

Остаточно приймаємо параметри передачі:

$$\text{Число зубів плоского колеса } Z_C = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \sqrt{22^2 + 44^2} = 49$$

$$\text{Ширина зубчасті вінця } b \leq 10 \times m_{te} = 52 \leq 10 \times 8,5 = 85 \text{ мм}$$

Зовнішнє конусний відстань

$$R'_e = 0,5 \times m_{te} \times Z_C = 0,5 \times 8,5 \times 49 = 208 \text{ мм}$$

Середнє конусний відстань

$$R_m = R'_e - 0,5 \times b = 208 - 0,5 \times 52 = 182 \text{ мм}$$

Діаметр зовнішньої ділильної окружності:

$$\text{колеса } d_{e2} = d_{\omega 2} = m_{te} \times Z_2 = 8,5 \times 44 = 374 \text{ мм}$$

$$\text{шестерні } d_{e1} = d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 8,5 \times 22 = 187 \text{ мм}$$

Середній ділильний діаметр:

$$\text{шестерні } d_{m1} = m_n \times Z_1 / \cos \beta_m = 5,5 \times 22 / 0,76 = 159 \text{ мм}$$

$$\text{колеса } d_{m2} = m_n \times Z_2 / \cos \beta_m = 5,5 \times 44 / 0,76 = 318 \text{ мм}$$

$$\text{Глибина заходу } h_{ze} = 2 \times m_{te} \times \cos \beta_m = 2 \times 8,5 \times 0,76 = 13 \text{ мм}$$

$$\text{Радіальний зазор } C = 0,2 \times m_{te} = 0,2 \times 8,5 = 1,7 \text{ мм}$$

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \times Y_{\beta} \times \frac{W_{Ft}}{0,85 \times m_n} = 4,2 \times 1 \times \frac{300}{0,85 \times 5,5} = 280 \leq [\sigma_{F1}] = 617 \text{ МПа}.$$

Попередньо обчислюємо величини, необхідні для розрахунку. Знаходимо еквівалентне число зубів для шестерні і колеса

$$Z_{\varepsilon 1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{22}{0,89} = 24,7$$

$$Z_{\varepsilon 2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{44}{0,44} = 100$$

$$\text{Тут } \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{22}{44} = 0,5 \quad \delta_1 = 26,5^\circ.$$

$$\text{Відповідно } \delta_2 = (90^\circ - \delta_1) = (90^\circ - 26,5^\circ) = 63,5^\circ$$

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		42

Обчислюємо коефіцієнт, що враховують форму зуба: $Y_{F1} = 4,1$,
 $Y_{F2} = 4,1$. Коефіцієнт, що враховує вплив нахилу зуба на його напружений стан, для косозубих коліс $Y_{\beta} = 1$. Розрахункова питома навантаження

$$W_{Ft} = \frac{2 \times T_{F1}}{d_{\omega m1} \times b_{\omega}} \times K_{Ha} \times K_{H\beta} \times K_{Hv} = \frac{2 \times 95500}{159 \times 52} \times 1 \times 1,14 \times 1,138 = 300 \text{ Н/м}$$

де $T_{F1} = 955000 \text{ Н} \times \text{м}$; $d_{\omega m1} = 159 \text{ мм}$; $b_{\omega} = 52 \text{ мм}$; коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами. Коефіцієнт, враховує динамічне навантаження при швидкості $v = 7,5 \text{ м/с}$, $K_{Hv} = 1,138$.

Середній нормальний модуль $m_n = 5,5 \text{ мм}$.

напруження вигину для зуба колеса

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \times \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 342 \times \frac{4,2}{4,46} = 238 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F2}] = 248 \text{ МПа}$$

Перевірочний розрахунок зубів при згині максимальним навантаженням.
 Розрахункове напруження від максимального навантаження

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \times \frac{T_M}{T_1} = 342 \times 2 = 684 \text{ МПа} \leq [\sigma_{FM}] = 685 \text{ МПа.}$$

відповідно розрахункове напруження для зуба шестерні

$$\sigma_{FM1} = \sigma_{F1} \times 2 = 280 \times 2 = 560 \text{ МПа} < 685 \text{ МПа};$$

для зуба колеса

$$\sigma_{FM2} = \sigma_{F2} \times 2 = 238 \times 2 = 476 \text{ МПа} < 661 \text{ МПа.}$$

3.2.1.7. Остаточню приймаємо параметри передачі:

$$\text{Число зубів плоского колеса } Z_C = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \sqrt{22^2 + 44^2} = 49$$

$$\text{Ширина зубчасті вінця } b \leq 10 \times m_{te} = 52 \leq 10 \times 8,5 = 85 \text{ мм}$$

Зовнішнє конусний відстань

$$R'_e = 0,5 \times m_{te} \times Z_C = 0,5 \times 8,5 \times 49 = 208 \text{ мм}$$

Середнє конусний відстань

$$R_m = R'_e - 0,5 \times b = 208 - 0,5 \times 52 = 182 \text{ мм}$$

Діаметр зовнішньої ділильної окружності:

$$\text{колеса } d_{e2} = d_{\omega 2} = m_{te} \times Z_2 = 8,5 \times 44 = 374 \text{ мм}$$

$$\text{шестерні } d_{e1} = d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 8,5 \times 22 = 187 \text{ мм}$$

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		43

Середній ділильний діаметр:

$$\text{шестерні } d_{m1} = m_n \times Z_1 / \cos \beta_m = 5,5 \times 22 / 0,76 = 159 \text{ мм}$$

$$\text{колеса } d_{m2} = m_n \times Z_2 / \cos \beta_m = 5,5 \times 44 / 0,76 = 318 \text{ мм}$$

$$\text{Глибина заходу } h_{3e} = 2 \times m_{te} \times \cos \beta_m = 2 \times 8,5 \times 0,76 = 13 \text{ мм}$$

$$\text{Радіальний зазор } C = 0,2 \times m_{te} = 0,2 \times 8,5 = 1,7 \text{ мм}$$

$$\text{Висота зуба у торця } h_e = h_{3e} + c = 13 + 1,7 = 14,7 \text{ мм}$$

Висота головки зуба у торця:

шестерні

$$h_{ae1} = m_{te} \times (1 + x_1 \times \cos \beta_m) = 8,5 \times (1 + 0,3 \times 0,76) = 10,4 \text{ мм}$$

$$\text{колеса } h_{ae2} = h_3 - h_{ae1} = 13 - 10,4 = 2,6 \text{ мм}$$

Висота ніжки зуба у торця:

$$\text{шестерні } h_{fe1} = h_e - h_{ae1} = 14,7 - 10,4 = 4,3 \text{ мм}$$

$$\text{колеса } h_{fe2} = h_e - h_{ae2} = 14,7 - 2,6 = 12,1 \text{ мм}$$

Кут ділильного конуса:

$$\text{шестерні } \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{22}{44} = 0,5 = 26,5^\circ \text{ колеса}$$

$$\delta_2 = (90^\circ - \delta_1) = (90^\circ - 26,5^\circ) = 63,5^\circ$$

Кут ніжки зуба:

$$\text{шестерні } \operatorname{tg} \theta_{f1} = h_{fe1} / R'_e = 4,3 / 208 = 1,1^\circ$$

$$\text{колеса } \operatorname{tg} \theta_{f2} = h_{fe2} / R'_e = 12,1 / 208 = 3,3^\circ$$

Кут конуса вершин:

$$\text{шестерні } \delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2} = 26,5 + 3,3 = 29,8^\circ$$

$$\text{колеса } \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1} = 63,5 + 1,1 = 64,6^\circ$$

Кут конуса западин:

$$\text{шестерні } \delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 26,5 - 1,1 = 25,4^\circ$$

$$\text{колеса } \delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 63,5 - 3,3 = 60,2^\circ$$

Зовнішній діаметр вершин:

шестерні

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \times h_{ae1} \times \cos \delta_1 = 187 + 2 \times 10,4 \times 0,89 = 205,5 \text{ мм}$$

$$\text{колеса } d_{ae2} = d_{e2} + 2 \times h_{ae2} \times \cos \delta_2 = 374 + 2 \times 2,6 \times 0,44 = 376,2 \text{ мм}$$

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		44

Товщина зуба по зовнішньої ділильної окружності:

$$\text{шестерні } S_{e1} = (1,571 + 0,728 \times x_1 + x_\tau) \times m_{te} =$$

$$\text{колеса } S_{e2} = (1,571 + 0,728 \times x_2 + x_\tau) \times m_{te} =$$

Відстань від вершини до площини зовнішньої окружності вершин зубів:

шестерні

$$B_1 = R_e \times \cos \delta_1 - h_{ae1} \times \sin \delta_1 = 208 \times 0,89 - 10,4 \times 0,44 = 180 \text{ мм.}$$

колеса

$$B_2 = R_e \times \cos \delta_2 - h_{ae2} \times \sin \delta_2 = 208 \times 0,44 - 2,6 \times 0,89 = 89,2 \text{ мм.}$$

Розрахунок редуктора що знаходиться на центральній секції.

Розрахунок передачі на контактну витривалість. Згідно рекомендацій приймаємо пропорційно знижуються зуби (форма 1). Обчислюємо початковий діаметр шестірни по більшому торцю:

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{4,5 \times T_{H1} \times K_{Ha} \times K_{H\beta} \times K_{Hv} \times (Z_H \times Z_M \times Z_\epsilon)^2}{(1 - \psi_K) \times \psi_K \times u \times [\sigma_H]^2}}$$

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{4,5 \times 573000 \times 1 \times 0,85 \times 1,138 \times (1,34 \times 275 \times 0,9)^2}{(1 - 0,25) \times 0,25 \times 1 \times 417^2}} = 228 \text{ мм}$$

Орієнтовна швидкість зубчастих коліс:

$$v = 0,0125 \times \sqrt[3]{N \times n^2} = 0,0125 \times \sqrt[3]{60 \times 1000^2} = 4,8 \text{ м/с}$$

При даній швидкості необхідний ступінь точності передачі 8-я Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами для косозубих передач $K_{Ha} = 1$. Коефіцієнт ширини вінця $\psi_K = 0,25$. Для поліпшення умов роботи зачеплення і зменшення довжини редуктора конічну шестерню встановлюємо між опорами (схему 2).

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця, при відношенні:

Коефіцієнт динамічного навантаження для ступеня точності зубчастих коліс на одиницю грубіше встановленої, тобто для 8-го ступеня точності $K_{Hv} = 1,138$. Коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь

$Z_H = 1,34$. Коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів пов'язаних коліс $Z_M = 275$ МПа.

За табл. 3.11 вибираємо число зубів шестерні $Z_1 = 22$ і коефіцієнт торцевого перекриття $\varepsilon_\alpha = 1,2$. Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,2}{3}} = 0,96$$

Зовнішній окружний модуль:

$$m_{te} = \frac{a_{\omega 1}}{z_1} = \frac{228}{22} = 10,3 \text{ мм}$$

Отриманий модуль округляємо за стандартом $m_{te} = 10$ мм. Перерахуємо початковий діаметр $d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 10 \times 22 = 220$ мм.

Число зубів плоского колеса:

$$Z_C = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \sqrt{22^2 + 22^2} = 31$$

$$\text{де } Z_2 = Z_1 \times u = 22 \times 1 = 22$$

Зовнішнє конусний відстань:

$$R_e = 0,5 \times m_{te} \times Z_C = 0,5 \times 10 \times 31 = 155 \text{ мм}$$

Робоча ширина зубчастого вінця при

$$\psi_K = \frac{b_\omega}{R_e}; b_\omega = \psi_K \times R_e = 0,25 \times 155 \text{ мм}$$

Перевіряємо умову

$$b_\omega \leq 10 \times m_{te}, \text{ тобто } b_\omega = 38 < 10 \times m_{te} = 10 \times 10 = 100 \text{ мм}$$

Далі, умова задовольняється.

Перевірочний розрахунок зубів на контактну витривалість. Обчислюємо середній нормальний модуль зачеплення.

$$m_n = m_{te} \times \left(1 - 0,5 \times \frac{b_\omega}{R_e}\right) \times \cos \beta_m = 10 \times \left(1 - 0,5 \times \frac{38}{155}\right) \times 0,76 = 6,6 \text{ мм}$$

Середній початковий діаметр шестірни

$$d_{\omega m 1} = \frac{m_n \times Z_1}{\cos \beta_m} = \frac{6,5 \times 22}{0,76} = 191 \text{ мм}$$

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		46

Обчислюємо розрахункову окружну швидкість на середньому початковому діаметрі шестірні

$$v = \frac{\pi \times d_{\omega m1} \times n}{60000} = \frac{3,14 \times 191 \times 1000}{60000} = 9,9 \text{ м/с}$$

При даній швидкості по табл. 3.33 необхідний ступінь точності передачі 8-я, що збігається з раніше прийнятою ступенем точності. Коефіцієнт, що враховує окружну швидкість передачі $Z'_v = 1,06$. Уточнюємо коефіцієнт динамічного навантаження $K'_{Hv} = 1,25$.

Початковий діаметр шестерні по більшому торцю

$$d_{\omega 1} = d_{\omega 1} \times \sqrt[3]{\frac{K'_{Hv} \times (Z'_v)^2}{K_{Hv} \times Z_v^2}} = 220 \times \sqrt[3]{\frac{1,25 \times (1,06)^2}{1,138 \times 1^2}} = 235,4 \text{ мм}$$

$$\text{де } Z_v = 1$$

Знову обчислюємо окружний модуль

$$m_{te} = \frac{d_{\omega 1}}{Z_1} = \frac{235,4}{22} = 10,6 \text{ мм}$$

Отриманий модуль округляємо за стандартом $m_{te} = 10 \text{ мм}$. Діаметр початкового кола по більшому торцю, відповідний стандартному модулю,

$$d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 10,5 \times 22 = 231 \text{ мм}$$

Перевірочний розрахунок передачі на контактну міцність при дії максимального навантаження. Фактична напруження при розрахунку на контактну витривалість

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_Y \times Z_M \times Z_\varepsilon \times \sqrt{\frac{4,5 \times T_{H1} \times K_{Ha} \times K_{H\beta} \times K_{Hv}}{(1 - \psi_K) \times \psi_K \times d_{\omega 1}^3 \times u}} = \\ &= 1,34 \times 275 \times 0,9 \times \sqrt{\frac{4,5 \times 573000 \times 1 \times 1,14 \times 1,38}{(1 - 0,25) \times 0,25 \times 231^3 \times 1}} = \\ &= 431 \text{ МПа} > 417 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Відхилення діючих контактних напружень від допустимих становить менш 3% що допустимо.

Розрахункове напруження від максимального навантаження

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		47

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \times \sqrt{\frac{T_M}{T_1}} = 431 \times \sqrt{2} = 609 \text{ МПа} < [\sigma_{HM}] = 1680 \text{ МПа}$$

де відношення $\frac{T_M}{T_1} = 2$ задано у вихідних даних розрахунку.

Перевірочний розрахунок зубів на витривалість по напруженням вигину.
Згинальна напруження для зуба шестерні.

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \times Y_\beta \times \frac{W_{Ft}}{0,85 \times m_n} = 4,1 \times 1 \times \frac{204}{0,85 \times 6,5} = 152 \leq [\sigma_{F1}] = 342 \text{ МПа.}$$

Попередньо обчислюємо величини, необхідні для розрахунку. Знаходимо еквівалентне число зубів для шестерні і колеса

$$Z_{\alpha 1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{22}{0,7} = 31,4$$

$$Z_{\alpha 2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{22}{0,7} = 31,4$$

$$\text{Тут } \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{22}{22} = 1 \quad \delta_1 = 45^\circ.$$

$$\text{Відповідно } \delta_2 = (90^\circ - \delta_1) = (90^\circ - 45^\circ) = 45^\circ$$

Обчислюємо коефіцієнт, що враховують форму зуба: $Y_{F1} = 4,1$, $Y_{F2} = 4,1$. Коефіцієнт, що враховує вплив нахилу зуба на його напружений стан, для косозубих коліс $Y_\beta = 1$. Розрахункова питома навантаження

$$W_{Ft} = \frac{2 \times T_{F1}}{d_{\omega m1} \times b_\omega} \times K_{Ha} \times K_{H\beta} \times K_{Hv} = \frac{2 \times 57300}{191 \times 38} \times 1 \times 1,14 \times 1,138 = 204 \text{ Н/м}$$

де $T_{F1} = 573000 \text{ Н} \times \text{м}$; $d_{\omega m1} = 191 \text{ мм}$; $b_\omega = 38 \text{ мм}$; коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами. Коефіцієнт, враховує динамічне навантаження при швидкості $v = 9,9 \text{ м/с}$, $K_{Hv} = 1,138$.

Середній нормальний модуль $m_n = 6,5 \text{ мм}$.

напруження вигину для зуба колеса

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \times \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 342 \times \frac{4,1}{4,1} = 342 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F2}] = 342 \text{ МПа}$$

Перевірочний розрахунок зубів при згині максимальним навантаженням.
Розрахункове напруження від максимального навантаження

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		48

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \times \frac{T_M}{T_1} = 342 \times 2 = 684 \text{ МПа} \leq [\sigma_{FM}] = 685 \text{ МПа.}$$

відповідно розрахункове напруження для зуба шестерні

$$\sigma_{FM1} = \sigma_{F1} \times 2 = 152 \times 2 = 304 \text{ МПа} < 685 \text{ МПа;}$$

для зуба колеса

$$\sigma_{FM2} = \sigma_{F2} \times 2 = 152 \times 2 = 304 \text{ МПа} < 685 \text{ МПа.}$$

Остаточно приймаємо параметри передачі:

$$\text{Число зубів плоского колеса } Z_C = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \sqrt{22^2 + 22^2} = 31$$

$$\text{Ширина зубчасті вінця } b \leq 10 \times m_{te} = 38 \leq 10 \times 10 = 100 \text{ мм}$$

Зовнішнє конусний відстань

$$R'_e = 0,5 \times m_{te} \times Z_C = 0,5 \times 10 \times 31 = 155 \text{ мм}$$

Середнє конусний відстань

$$R_m = R'_e - 0,5 \times b = 155 - 0,5 \times 90 = 110 \text{ мм}$$

Діаметр зовнішньої ділильної окружності:

$$\text{колеса } d_{e2} = d_{\omega 2} = m_{te} \times Z_2 = 10 \times 22 = 220 \text{ мм}$$

$$\text{шестерні } d_{e1} = d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 10 \times 22 = 220 \text{ мм}$$

Середній ділильний діаметр:

$$\text{шестерні } d_{m1} = m_n \times Z_1 / \cos \beta_m = 6,5 \times 22 / 0,76 = 190 \text{ мм}$$

$$\text{колеса } d_{m2} = m_n \times Z_2 / \cos \beta_m = 6,5 \times 22 / 0,76 = 190 \text{ мм}$$

$$\text{Глибина заходу } h_{ze} = 2 \times m_{te} \times \cos \beta_m = 2 \times 10 \times 0,76 = 15,2 \text{ мм}$$

$$\text{Радіальний зазор } C = 0,2 \times m_{te} = 0,2 \times 10 = 2 \text{ мм}$$

$$\text{Висота зуба у торця } h_e = h_{ze} + c = 15,2 + 2 = 17,2 \text{ мм}$$

Висота головки зуба у торця:

шестерні

$$h_{ae1} = m_{te} \times (1 + x_1 \times \cos \beta_m) = 10 \times (1 + 0,3 \times 0,76) = 12,2 \text{ мм}$$

$$\text{колеса } h_{ae2} = h_z - h_{ae1} = 15,2 - 12,2 = 3 \text{ мм}$$

Висота ніжки зуба у торця:

$$\text{шестерні } h_{fe1} = h_e - h_{ae1} = 17,2 - 12,2 = 5 \text{ мм}$$

$$\text{колеса } h_{fe2} = h_e - h_{ae2} = 17,2 - 12,2 = 5 \text{ мм}$$

Кут ділильного конуса:

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		
						49

шестерні $\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{22}{22} = 1 = 45^\circ$

колеса $\delta_2 = (90^\circ - \delta_1) = (90^\circ - 45^\circ) = 45^\circ$

Кут ніжки зуба:

шестерні $\operatorname{tg} \theta_{f1} = h_{fe1} / R'_e = 5/155 = 1,7^\circ$

колеса $\operatorname{tg} \theta_{f2} = h_{fe2} / R'_e = 5/155 = 1,7^\circ$

Кут конуса вершин:

шестерні $\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2} = 45 + 1,7 = 46,7^\circ$

колеса $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1} = 45 + 1,7 = 46,7^\circ$

Кут конуса западин:

шестерні $\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 45 - 1,7 = 43,3^\circ$

колеса $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 45 - 1,7 = 43,3^\circ$

Зовнішній діаметр вершин:

шестерні

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \times h_{ae1} \times \cos \delta_1 = 220 + 2 \times 12,2 \times 0,70 = 244,1 \text{ мм}$$

колеса $d_{ae2} = d_{e2} + 2 \times h_{ae2} \times \cos \delta_2 = 220 + 2 \times 3 \times 0,70 = 225 \text{ мм}$

Товщина зуба по зовнішньої ділильної окружності:

шестерні $S_{e1} = (1,571 + 0,728 \times x_1 + x_t) \times m_{te} =$

колеса $S_{e2} = (1,571 + 0,728 \times x_2 + x_t) \times m_{te} =$

Відстань від вершини до площини зовнішньої окружності вершин зубів:

шестерні

$$B_1 = R_e \times \cos \delta_1 - h_{ae1} \times \sin \delta_1 = 150 \times 0,70 - 12,2 \times 0,70 = 100 \text{ мм}$$

колеса

$$B_2 = R_e \times \cos \delta_2 - h_{ae2} \times \sin \delta_2 = 150 \times 0,70 - 3 \times 0,70 = 106 \text{ мм}$$

Силовий аналіз механізмів машини.

Розрахунок редуктора що знаходиться на крилі.

Вихідні дані:

Потужність двигуна $N=60 \text{ кВт}$; частота обертання $n=500 \text{ хв}^{-1}$; передаточне число $u=2$.

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		50

За табл.312 обчислюємо матеріал для шестерні і колеса сталь 40 ХН (поковка) термообробка покращена.

$$\sigma_{B1} = 850 \text{ МПа}; \sigma_{T1} = 600 \text{ МПа}; \text{HB}_1 = 250; \text{шестення}$$

$$\sigma_{B2} = 800 \text{ МПа}; \sigma_{T2} = 580 \text{ МПа}; \text{HB}_2 = 241; \text{колесо}$$

Обчислюємо допустиме напруження згину для шестірни:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim1}}{S_F} \times Y_s \times Y_R = \frac{1080}{1.75} \times 1 \times 1 = 6,17 \text{ МПа}$$

Попередньо знаходимо межу витривалості зубів при згині, відповідний еквівалентному числу циклів зміни напружень:

$$\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flim b1} \times K_{FC} \times K_{FL1} = 1080 \times 1 \times 1 = 1080 \text{ МПа}$$

де межа витривалості при вигині, відповідний базовому числу циклів зміни напружень:

$$\sigma_{Flim b1} = 1,8 \times \text{HB}_1 = 1,8 \times 600 = 1080 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього програми навантаження, при одностороннім додатку навантаження $K_{FC} = 1,0$ коефіцієнт довговічності:

$$K_{FL1} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \times 10^6}{6 \times 10^8}} = 1$$

При $\text{HB} < 350$; $m_n = 6$; базове число циклів зміни напружень.

$$N_{FO} = 4 \times 10^6$$

еквівалентну число циклів зміни напружень:

$$N_{FE1} = N_{\Sigma 1} = 60 \times n \times t_{\text{ч}} = 6 \times 1000 \times 10000 = 6 \times 10^8$$

але так як $N_{FE1} = 6 \times 10^8 > N_{FO} = 4 \times 10^6$ приймаємо $K_{FL1} = 1$.

Коефіцієнт безпеки:

$$S_F = S'_F \times S''_F = 1,75 \times 1,0 = 1,75$$

Де $S'_F = 1,75$, $S''_F = 1,0$.

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		51

Коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень $Y_S = 1,0$. Коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні зуба $Y_R = 1,0$

Допустиме напруження згину для зубів шестерні:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{Flim1}}{S_F} \times Y_S \times Y_R = \frac{1080}{1,75} \times 1 \times 1 = 617 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження згину для зубів колеса:

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{Flim2}}{S_F} \times Y_S \times Y_R = \frac{434}{1,75} \times 1 \times 1 = 248 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт безпеки:

$$S_F = 1,75$$

Попередньо знаходимо межу витривалості зубів при згині, відповідний еквівалентному числу циклів зміни напружень:

$$\sigma_{Flim2} = \sigma_{Flimb2}^* \times K_{FC} \times K_{FL2} = 434 \times 1 \times 1 = 434 \text{ МПа}$$

де межа витривалості при вигині, відповідний базовому числу циклів зміни напружень:

$$\sigma_{Flimb2}^* = 1,8 \times HB_2 = 1,8 \times 241 = 434 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього програми навантаження $K_{FC} = 1$; коефіцієнт довговічності:

$$K_{FL2} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \times 10^6}{6 \times 10^8}} = 1$$

При $HB < 350$; $m_n = 6$; базове число циклів зміни напружень

$$N_{FO} = 4 \times 10^6$$

еквівалентну число циклів зміни напружень:

$$N_{FE2} = N_{\Sigma 2} = 60 \times n \times t_{\text{ч}} = 6 \times 1000 \times 10000 = 6 \times 10^8$$

але так як $N_{FE1} = 6 \times 10^8 > N_{FO} = 4 \times 10^6$ приймаємо $K_{FL2} = 1$.

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		52

Допустима напружень вигині при розрахунку на дію максимального навантаження для шестерні:

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{\sigma_{FlimM1}}{S_{FM1}} \times Y_S = \frac{1200}{1,75} \times 1 = 685 \text{ МПа}$$

Попередньо знаходимо максимальне напруження, що не викликає залишкових деформацій або крихкого зламу зуба:

$$\sigma_{FlimM1} = 4,8 \times HB_1 = 4,8 \times 250 = 1200 \text{ МПа}$$

коефіцієнт безпеки:

$$S_{FM1} = S'_{FM1} \times S''_{FM1} = 1,75 \times 1 = 1,75$$

$$\text{тут: } S'_{FM1} = 1,75; S''_{FM1} = S''_{F1} = 1.$$

Коефіцієнт враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень $Y_S = 1$.

Допустима напружень вигину при дії максимального навантаження для

коlesa
$$[\sigma_{FM2}] = \frac{\sigma_{FlimM2}}{S_{FM2}} \times Y_S = \frac{1157}{1,75} \times 1 = 661 \text{ МПа}$$

де максимальне напруження, що не викликає залишкових деформацій або крихкого зламу зуба

$$\sigma_{FlimM2} = 4,8 \times HB_2 = 4,8 \times 241 = 1157 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт безпеки тут

$$S_{FM2} = S'_{FM2} \times S''_{FM2} = 1,75 \times 1 = 1,75$$

$$\text{тут: } S'_{FM1} = 1,75; S''_{FM1} = S''_{F1} = 1.$$

Коефіцієнт враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень $Y_S = 1$.

Допустима контактне напруження для шестерні:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} \times Z_R \times Z_v = \frac{513}{1,06} \times 0,95 \times 1 = 459 \text{ МПа}$$

Попередньо знаходимо межу контактної витривалості поверхонь зубів, відповідний еквівалентному числу циклів зміни напружень:

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		53

$$\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlimb1} \times K_{HL1} = 570 \times 0,9 = 513 \text{ МПа}$$

тут межа контактної витривалості, відповідний базовому числу циклів зміни напружень:

$$\sigma_{Hlimb1} = 2 \times HB_1 + 70 = 2 \times 250 + 70 = 570 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{HL1} = \sqrt[24]{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[24]{\frac{1,8 \times 10^7}{6 \times 10^8}} = 0,9$$

де базове число зміни напружень:

$$N_{HO} = 1,8 \times 10^7$$

еквівалентне число циклів зміни напружень:

$$N_{HE1} = N_{\Sigma 1} = 60 \times n \times t_{\text{ч}} = 6 \times 1000 \times 10000 = 6 \times 10^8$$

Ставлення $\frac{N_{HE1}}{N_{HO1}} = \frac{6 \times 10^8}{1,8 \times 10^7} > 1$ тому коефіцієнт довговічності обчислю-

ємо:

$$K_{HL1} = 0,9$$

Коефіцієнт безпеки для зубів з однорідною структурою матеріалу:

$$S_{H1} = 1,06.$$

Коефіцієнт, що враховує шорсткість сполучених поверхонь: $Z_R = 0,95$.

Коефіцієнт враховує окружну швидкість: $Z_v = 1$.

3.5. Енергетичний розрахунок.

Для встановлення перспективних шляхів удосконалення конструкції даних машин необхідно мати інформацію про основні особливості і закономірності протікання процесу подрібнення. До групи даних факторів, на наш погляд, можна віднести:

- орієнтацію в просторі стеблостою, що підлягає подрібненню;
- поступальна швидкість агрегату;
- використання додаткових робочих органів.

					МВК 00.000 ПЗ		Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата			54

Для перевірки процесу роботи подрібнювана при наявності впливу фактору розташування стебел соняшнику були вибрані і попередньо очищені від зайвих решток рядки. Стебла соняшнику штучно були орієнтовані в просторі під різними кутами нахилу до горизонту як за ($+30^\circ$, $+60^\circ$), так і проти напрямку руху агрегату (-30° , -60°), а також враховувався з прямостоячими стеблами - (90°) та самий негативний випадок - лежачі стебла (0°). За показник якості був прийнятий відсотковий вміст в загальнім об'ємі подрібнених стебел рослинних решток розмірами < 100 мм. Попередньо була визначена маса стебла та підраховано кількість стебел соняшнику у рядку. При визначенні маси стебел враховувалась їх вологість, розміри.

Вплив взаємного розташування ножів роторів і стебел в момент їх контакту на якість подрібнення перевірявся по двох варіантах: при співпадінні осі ротора з віссю рядка та розташуванні осі ротора по середині міжряддя. Аналіз результатів свідчить про те, що різниця між значеннями якісних показників при різному взаємному розташуванні ножів роторів і рядків стебел в момент їх контакту незначна і знаходиться в межах статистичної похибки. Далі приділяти особливу увагу узгодженню положення і кількості робочих органів відносно поздовжньої осі рядків не варто. Для котка-подрібнювача цей фактор не є впливовим із-за того, що подрібнення відбувається в результаті перебивання решток ножами після притискання їх до ґрунту.

А от орієнтація стебел в просторі має досить стабільний і вагомий вплив на якість подрібнення. Причому зі збільшенням кута нахилу стебел за напрямом руху агрегату показник якості зростає на 7-8%. Причиною цього може бути попередній жорсткий контакт стебел об рамну конструкцію подрібнювана, зламування їх і відкидання на поверхню поля в зону недосяжності ножів. В даному випадку стебла просто не потрапляють в умовну камеру подрібнення [7] або під барабани з ножами котка-подрібнювача [8].

Використання додаткових робочих органів – граблин при всіх варіантах розташування стебел в просторі забезпечує незначне, але стабільне підвищення показника подрібнення (2-3%). Більш вагомий ефект від їх викорис-

тання (до 5%) спостерігається при подрібненні лежачих стебел. При цьому показник подрібнення значно менше залежить від поступальної швидкості агрегату. За таких умов робоча швидкість може бути збільшена майже на 1 м/с, що є вагомим фактором для підвищення загальної продуктивності машини [7].

Згідно з вимогами до виконання технологічного процесу подрібнення, запропонованими ННЦ "ІМЕСГ" УААН, розміри рослинних решток не повинні перевищувати 200 мм. За даним показником майже 100% подрібнених рослинних решток не перевищують заданого граничного значення завдяки використанню граблин.

На підставі проведених досліджень наукових праць можна зробити висновок, що за якісним показником виконання технологічного процесу запропоновані зміни до конструкцій подрібнювачів є цілком працездатні і придатні до широкого використання за певних ґрунтових та кліматичних умов. Одним із шляхів покращення показника подрібнення рослинних решток може бути введення до відомої конструкції машини додаткових робочих органів. Разом з тим забезпечення високої ефективності їх роботи потребує теоретичного обґрунтування їх раціональних конструктивних та технологічних параметрів.

3.6. Розрахунок деталей та вузлів на міцність.

3.6.1. Вибір муфти

Знаходимо розрахунковий крутний момент:

$$T_p = K_k \times T_{\text{ном}} \leq T = 1.35 \times 573000 = 773550 \text{ Н} \cdot \text{м} \leq 955000 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

3.6.2. Розрахунок валу на скручування

1. Визначаємо діаметр вала:

$$d = \sqrt[3]{G \times \frac{\Pi}{4 \times \Sigma T}} = \sqrt[3]{1000 \times 10^3 \times \frac{3,14}{4(955 + 573)}} = 22 \text{ мм}$$

$$G_T = \frac{4 \times \Sigma T}{\Pi \times d^2} = \frac{4 \times (955 + 573)}{3,14 \times 22^2} =$$

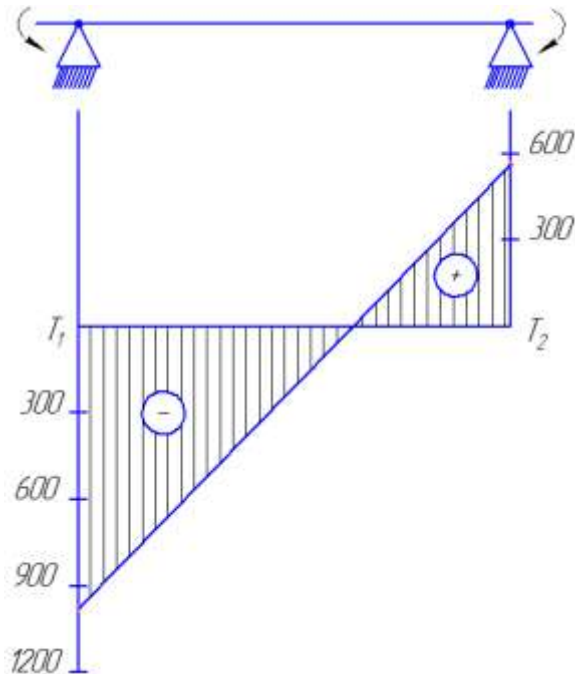
Обчислюємо осьовий і полярний момент опору перетину вала:

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		56

$$W_o = \frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{3,14 \times 22^2}{4} = 379,94 \text{ мм}^3$$

Обчислюємо номінальний напруження згину:

$$G_a = \frac{\Sigma T}{W_o} = \frac{955 + 573}{379,94} = 2,5 \text{ МПа}$$



Розрахунок шліцевого з'єднання виконується зазвичай як перевірочний по напруженням зминання :

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \times T}{d_c \times z \times h \times l \times \psi} \leq [\sigma_{cm}]$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \times 573000}{50 \times 6 \times 6 \times 82 \times 0.75} = 10,3 \leq 150 \text{ МПа}$$

Де Т – розрахунковий крутний момент, Н · мм;

d_c – середній діаметр шліцевого з'єднання, мм;

Z – число шліців;

h – висота поверхні контакту, мм;

l – довжина;

ψ – коефіцієнт, враховуючий нерівномірність розподілу навантаження між шліцами: $\psi = 0,7 \dots 0,8$;

Висновки по науковій частині

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		57

1. Запропонована модернізація подрібнювача ПР-4,5, при незначному удосконаленні його конструкції і збереженні маси, забезпечує збільшення ширини смуги розподілення по полю подрібненої із валка соломи з 4,5 до 6,0 м, підвищення надійності його робочого процесу і строку експлуатування та зниження у 2 рази ударних навантажень на різальний апарат за рахунок послідовної роботи ножів верхнього і нижнього ярусів, а також збільшення у 2 рази строк безперервної роботи подрібнювача до перезаточування ножів.

2. Проведені заходи щодо модернізації подрібнювача ПР-4,5 дозволять підвищити швидкість агрегату з 9,2 до 15,6 км/год.

3. Економічна доцільність проведених заходів щодо модернізації ПР-4,5 підтверджена відповідними розрахунками у розділі 5.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Характеристика і аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які можуть виникнути під час експлуатації подрібнювача рослинних решток ПР-4,5.

У процесі виконання робіт агрегатом з подрібнювачем на механізаторів можуть діяти наступні небезпечні та шкідливі виробничі фактори.

Фізичні небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- рухомі машини й механізми (рух самого агрегату з подрібнювачем, механізм приводу подрібнювача);
- підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони;
- підвищена чи знижена температура поверхні обладнання;
- підвищена чи знижена температура повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищений рівень вібрації;
- підвищена чи знижена вологість та рухомість повітря;

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		58

- підвищене значення напруги в електричному ланцюгу, замикання якого може пройти через тіло людини (виконання обробітку під лініями електропередач);
- підвищений рівень статичної електрики;
- відсутність або нестача природного освітлення, недостатня освітленість робочої зони (виконання обробітку в темний час доби);
- підвищена яскравість світла, понижена контрастність, прямий і відбитий блискіт;
- гострі краї, задирки, шорсткість на поверхнях рами та робочих органів подрібнювача;
- розміщення робочого місця на значній висоті відносно поверхні ґрунту.

Хімічні небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- подразливі, та такі, що впливають на репродуктивну функцію (пестициди, агрохімікати, відпрацьовані гази двигуна трактора, підвищені концентрації пилу з умістом SiO_2 , ПММ).

Психофізіологічні небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- фізичні перевантаження (статичні й динамічні);
- нервово-психічні перевантаження (монотонність праці).

Джерелами шкідливих і небезпечних факторів можуть бути:

- зовнішні метеорологічні фактори (вітер, опади, гроза, сонячна радіація, низька або висока температура зовнішнього повітря, ожеледиця тощо);
- транспорт, що рухається;
- пестициди і агрохімікати, що застосовуються;
- відкриті обертові і рухомі частини подрібнювача і трактора;
- несправність або відсутність освітлювальних і контрольно-вимірювальних приладів;
- відсутність на тракторах автоматичних тягово-зчіпних пристроїв для агрегування подрібнювача;
- відсутність попереджувальних знаків і написів про існуючі небезпеки;

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		

- відсутність інструкцій з охорони праці, пожежної безпеки, технічних описів та інструкції з експлуатації.

5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

В процесі модернізації подрібнювача ПР-4.5 внесено зміни до конструкції ножів та механізму їх приводу. Зміни внесені до конструкції ножів та механізму їх приводу. Це дозволить збільшити робочу швидкість агрегату з 9,2 до 15,6 км/год час на ТО на 7хв, та на усунення поломок і дефектів на 10хв за зміну.

Оцінка техніко-економічного рівня модернізованої машини

Таблиця 5.1.

Вихідні дані до розрахунку

Показники	Один. виміру	Машина	
		Базова	Модернізована
1	2	3	4
1. Тип машини		Причипна	
2. Агрегативання (марка трактора)		МТЗ-82	
3. Кількість машин в агрегаті	шт	1	1
4. Оптова ціна: машини	грн	255000	263000
-трактора		600000	600000
5. Собівартість виготовлення машини	грн	191000	196088
6. Вартість покупних виробів у собівартості сівалки	грн	24360	25200
7. Маса машини	кг	1900	1950
8. Маса покупних виробів в собівартості машини	кг	174	180
9. Робоча ширина захвату сівалки	м	4,5	4,5
10. Робоча швидкість агрегату	км/год	9.2	15.6
11. Коефіцієнт використання часу зміни : -робочого		0,85	0,86
-експлуатаційного		0,8	0.82
12. Кількість обслуговуючого персоналу	чол.	1	1
13. Середньочасова заробітна плата: -тракториста	грн	23.5	23.5
конструктора, технолога		28.5	28.5
14. Кількість найменувань оригінальних деталей, які розроблені в процесі модернізації	шт.		8
15. Кількість деталей в машині	шт.	428	435

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		60

16.Кількість найменувань деталі в машині всього у тому числі:			
-оригінальних	шт.	108	117
-стандартних		62	67
		36	38
17.Середньорічна програма випуску машин	шт.		520

Як видно із розрахунків (Додаток А) і виробник і споживач модернізованої машини можуть отримати значний позитивний економічний ефект (виробник –2607 грн споживач-191088 грн), що свідчить про ефективність конструкторських розробок, які виконані в дипломному проекті. Тому ці розробки доцільно рекомендувати до впровадження у виробництво.

ВИСНОВКИ

1.Запропонована модернізація подрібнювача ПР-4,5, при незначному удосконаленні його конструкції і збереженні маси, забезпечує збільшення ширини смуги розподілення по полю подрібненої із валка соломи з 4,5 до 6,0 м, підвищення надійності його робочого процесу і строку експлуатування та зниження у 2 рази ударних навантажень на різальний апарат за рахунок послідовної роботи ножів верхнього і нижнього ярусів, а також збільшення у 2 рази строк безперервної роботи подрібнювача до перезаточування ножів.

Проведені заходи щодо модернізації подрібнювача ПР-4,5 дозволять підвищити швидкість агрегату з 9,2 до 15,6 км/год.

2. Конструктивне виконання подрібнювача та здійснення ним функціонального призначення відповідає вимогам технічних регламентів ДСТУ2189-93 з урахуванням загальних вимог безпеки згідно з ГОСТ 12.2.003, НПАОП 01.41-1.01-01; пожежної безпеки згідно з ДСТУ ISO 6309:2007, ДСТУ ІЕС 80416-1:2005, ДСТУ ISO 3864-1:2005. та «Загальними правилами пожежної безпеки для об'єктів сільськогосподарського виробництва».

3. Як видно із розрахунків і виробник (11940 грн.) і споживач (191088 грн.) модернізованої машини можуть отримати значний позитивний економічний ефект, що свідчить про ефективність конструкторських розробок, які ви-

					МБК 00.000 ПЗ	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		

конані в дипломному проекті. Тому ці розробки доцільно рекомендувати до впровадження у виробництво.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сало В.М. Машины для обробітку ґрунту та внесення добрив Навчальний посібник для студентів агротехнічних спеціальностей / Сало В.М., Лещенко С.М., Мачок Ю.В., Богатирьов Д.В. – Х.: Мачулів, 2016. – 244с.
2. Богатирьов Д.В. Обґрунтування перспективних напрямів конструкцій подрібнювачів рослинних решток. / Д.В. Богатирьов, В.М. Сало, В.І. Носулєнко, Д.В. Мартиненко // [Електронний ресурс] Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Зб. наук. праць. – Кіровоград: КНТУ, 2012. – Вип. 42. – С. 39-44. (Режим доступу: http://www.kntu.kr.ua/doc/zb_42_1/)
3. Сало В.М. Технічне забезпечення процесів подрібнення рослинних решток / [Електронний ресурс] В.М. Сало, Д.В. Богатирьов // Журнал «Пропозиція» – 2015. – №9 С.42-47. (Режим доступу: <http://www.propozitsiya.com/?page=149&itemid=5026&number=171>)
4. Сало В.М. Вітчизняне технічне забезпечення сучасних процесів у рослинництві / [Текст] В.М. Сало, Д.В. Богатирьов, С.М. Лещенко, М.І. Савицький // Техніка і технології АПК – Дослідницьке: УКРНДПВТ ім. Л. Погорілого, 2014 – № 10 (61) – С. 16-19.
5. Богатирьов Д.В. Експериментальні дослідження впливу швидкості руху котка-подрібнювача на якість подрібнення рослинних решток кукурудзи / Д.В. Богатирьов, В.М. Сало, С.М. Лещенко, Ю.В. Мачок // [Електронний ресурс] Сільськогосподарські машини. – Луцьк, 2015. – вип.31.– С. 10-17. (Режим доступу: <http://agrmash.info/zb/31/4.pdf>).
6. Богатирьов Д.В. Технічне забезпечення сучасних процесів подрібнення рослинних решток / Д.В. Богатирьов, В.М. Сало // [Текст] Перспективні напрями наукових досліджень – 2015: матеріали міжнародної науково-

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		62

практичної конференції. – В 2 т. – Т.2. – К.: Вид-во «Центр навчальної літератури», 2015. – С.131-133.

7. Богатырев Д.В. Современные сельскохозяйственные орудия для измельчения растительных остатков / Д.В. Богатырев, В.М. Сало // [Текст] Simpozionului Științifico-Practic Internațional „Realizări și perspective în inginerie agrară și transport auto” dedicat aniversării a 65 ani de la fondarea Facultății de Inginerie Agrară și Transport Auto – 2015 – vol.45 – Chișinău:Universitatea agrară de stat din Moldova. – С.33-36.

8. Подрібнювач рослинних решток КП-4.5 [Електронний ресурс].- Режим доступу: <http://www.savitskiy.com.ua/>.

9. Ashford D.L. Use of a mechanical roller-crimper as an alternative kill method for cover crop / [Текст] D.L. Ashford, D.W. Reeves. // American Journal of Alternative Agriculture – 2003. – 18(1) – P.37-45.

10. Korniecki T.S. Performance of Different Roller Designs in terminating rye cover crop and reducing vibration / [Текст] T.S. Korniecki, A.J. Price // Applied Eng. Agric – Alabama, USA – 22(5) – P.633-641.

11. Тагаев Х. Формула Тагаева по определению гидродинамического сопротивления воды / Х. Тагаев [Текст] // Technical science – Dubai, UAE – 2015 – С.32-37.

12. Тагаев Х. К определению сопротивления воды на лобовую поверхность катка-фрезы / Х. Тагаев [Текст] // Сборник научных трудов. Ташкентский ИИМСХ – Ташкент: ТИИМСХ, 1985 – С.115-120.

13. Адлер Ю.П. Введение в планирование эксперимента. – М.: Металлургия, 1989. 157 с.

14. А.с. 882435 СССР А01 В35/20 Игольчатый диск почвообрабатывающей машины / Г.Н. Дьяченко, Е.Л. Кондратьев, Ю.И. Мозговой и др. Оpubл. 1981, Бюл. №43.

15. А.с. 432874 СССР А01 В49/06 Комбинированное почвообрабатывающее орудие / В.П. Котельников, Е.Н.Семенов, Н.А.Седнев – Оpubл. 1974. Бюл.№23.

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		63

16.А.с. 578917 СССР А01 В38/01 Рабочий орган почвообрабатывающего орудия / И.Т. Ковриков – Оpubл. 1977, Бюл. №1.

17. Бакулин В.К. Заглубляемость игольчатых дисков на твердой почве. – Механизация и электрификация сел. хоз-ва, 1986, №6, с. 53-55.

18.Бакулин В.К. Игольчатая борона для твердых почв.// Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1979. - №3. – с.11-13.

19.Бараев А.И. Почвозащитное земледелие. М.: Колос. 1975. – 304 с., ил.

20.Бахтин П.У. Проблемы обработки почвы. – М.: Знание, 1969. – 61 с.

21.Білокопитов О.В. Обґрунтування раціональних параметрів голчастих робочих органів для суцільного обробітку ґрунту в умовах півдня України. Автореф. дис. канд. техн. наук., Мелітополь, 1998 ,21 с.

22.Блонштейн Э.В. Комбинированные почвообрабатывающие машины. – В. кн.: Почвообрабатывающие машины и динамика агрегатов. Тр. ВИСХОМ. – Челябинск, 1980. с.48-53.

23.Бойко А.І., Балабуха А.В. Аналіз розподіл зусиль на ріжучій частині ґрунтообробного робочого органа // Вісник Тернопільського державного технічного університету. Том 5, №4. – Тернопіль: ТДТУ. – 2000. с. 78-82.

24.Каплін І.М., Романенко М.П., Нагорний М.Н., Бабій О.П. Комплексна механізація виробництва зерна. – К.: Урожай, 1985. – 160 с.

25.Карпуша П.П., Белокопытов А.В. К вопросу определения массы игольчатой бороны// Механизация и электрификация сельского хозяйства №6, 1986. – 4с., №128/2 ВС – 86. Деп.

26.Карпуша П.П. Анализ работы ротационных игольчатых дисков. Тракторы и сельхозмашины, 1966, №7, с. 30-31.

27.Кассандрова О.Н.. Лебедев В.В. Обработка результатов наблюдений. – М.: Наука, 1971. – 192 с.

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		

28.Кленин Н.И., Саун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. Элементы теории рабочих процессов, расчёт регулировочных параметров и режимов работы. – изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Колос, 1980. – 61 с.

29.Клетченко В.Т. К вопросу движения игольчатых дисков в почвенном слое / Сборник научных трудов аспирантов ЦНИИМЭСХ Нечерноземной зоны СССР. – Минск, 1975. – с.56-60.

30.Клетченко В.Т. Исследование процесса механизации поверхностных противоэрозионных обработок почв игольчатыми дисками в условиях Нечерноземной зоны. – Автореф. дис. канд. техн. наук. – Минск, 1981. – 21 с.

31.Клочков А.В. Зона рыхления почвы зубом.// Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1979. - №4. – с.45.

32.Ковриков И.Т. Выбор числа игл на диске бороны. – Механизация и электрификация сел. хоз-ва. 1971, №8, с. 44-48.

33.Ковриков И.Т. Обоснование формы иглы и параметров рабочих органов для поверхностной обработки почвы. – Тракторы и сельхозмашины. 1978, №7, с. 22-24.

34.Конищев А.А. Обоснование параметров рабочих органов игольчатой бороны для обработки почвы на стерневых фонах: – Автореф. дис. канд. техн. наук. – Челябинск, 1984. – 17 с.

35.Конищев А.А. К вопросу о деформации почвы игольчатым диском // Экономическая эффективность почвозащитной технологии и комплекса противоэрозионной техники. – Целиноград, 1974. – с.129-134.

36.Коптев А.В. Обоснование параметров ротационных рабочих органов для боронования посевов сельскохозяйственных культур/ Автореф. дис. канд. техн. наук – М., 1986. – 19 с. (МИИСП).

37.Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных ра-

ботников и инженеров. – М.: Наука, 1984. – 830 с.

38.Кочев В.І., Білокопитов О.В. Сергєєв Л.В. Дослідження кінематики голчастого робочого органа, встановленого під гострим кутом до напрямку руху.// Механізація та електрифікація сільського господарства. – К., 1993. – Вип.. 77, с. 29-36.

39.Краснощеков Н.В. Исследование работы дисковых орудий на повышенных скоростях. Автореф. дис. канд. техн. наук., - Омск, 1964. – 30 с.

40.Крутиков Н.Н. и др. Теория, конструкция и расчёт сельскохозяйственных машин. – М.: Машгиз, 1961, - 231с.

41.Кузьмин Г.П., Спирин А.П. Новые противэрозионные машины. – Земледелие. 1984, №11. с.53-56.

42.Кулен А., Куперс Х. Современная земледельческая механика / Пер. с англ. А.Э. Габлиэллка; под ред. и с предисл. Ю.А. Смирнова. – М.: Агропромиздат, 1986. – 349 с.

43.Кушнарёв А.С., Кочев В.И. Механико-технологические основы обработки почвы. – К.:Урожай. 1989. – 144 с.

44.Лежнев Г., Носков П. Орудия для закрытия влаги: какие лучше? – Земледелие, 1972, №2, с. 67-70.

45.ДСТУ 2189-93 ССБП. Машины сільськогосподарські навісні та причіпні. Загальні вимоги безпеки [Текст].– К: Держспоживстандарт України, 1993.– 21 с.

46.Цілінский В.П. Охорона праці в рослинництві [Текст] / В.П. Цілінский.– К.: «Урожай», 1991.– 136 с.

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		66

Зміст

стор.

1. Вступ
2. Технологічна частина
3. Наукова частина
4. Охорона праці
5. Економічна частина

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
						67
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		

6. Висновки

7. Список використаної літератури

8. Додатки

					МВК 00.000 ПЗ	Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис.	Дата		

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітки	
				Документація загальна			
A1			ПРА 02.001 СБ	Редуктор			
				Складальне креслення	1		
				Деталі			
		1	ПРА 02.001.401	Корпус	1		
A3		2	ПРА 02.001.602	Вал вхідний	1		
A2		3	ПРА 02.001.603	Вихідний вал	1		
		4	ПРА 02.001.304	Ковпачок	1		
		5	ПРА 02.001.305	Пробка	1		
		6	ПРА 02.001.406	Кришка	1		
		7	ПРА 02.001.807	Шліцева маточина	1		
A3		8	ПРА 02.001.308	Шестерня Z22	1		
A3		9	ПРА 02.001.309	Шестерня Z44	1		
				Стандарті виробу			
		10		56Підшипник 80212	1		
				ГОСТ 7242-81			
		11		40Підшипник 80108	1		
				ГОСТ 7242-81			
		12		36Підшипник 80107	2		
				ГОСТ 7242-81			
		13		Гайка М30-7Н.019	1		
				ГОСТ 5916-70			
		14		Гайка М24-7Н.019	1		
				ПРА 02.001 СБ			
Зм	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	Редуктор		
Розроб.	Болілий						
Перев.	Богатирьов						
Н. контр.	Мачок						
Затв.	Лещенко						
					Літ.	Аркуш	Аркушів
						1	2
					ЦНТУ, зр. АІ-22МЗ(1,4)-1		

[illegible]

[illegible]

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітки
				Документація загальна		
A1			ПРА 00.000	Складальне креслення	1	
				Складальні одиниці		
		1	ПРА 01.000 СБ	Рама	1	
		2	ПРА 02.000 СБ	Крило праве в зборі	1	
		3	ПРА 03.000 СБ	Крило ліве в зборі	1	
		4	ПРА 04.000 СБ	Опорне колесо праве	1	
		5	ПРА 05.000 СБ	Опорне колесо ліве	1	
		6	ПРА 06.000 СБ	Опорне колесо заднє	4	
		7	ПРА 07.000 СБ	Редуктор	1	
		8	ПРА 08.000 СБ	Редуктор	3	
		9	ПРА 09.000 СБ	Вал приводний	2	
		10	ПРА 10.000 СБ	Гребінка	1	
		11	ПРА 11.000 СБ	Ніж в зборі	3	
			</			

Центральноукраїнський національний технічний університет

ЦЗДО

Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту”

Зав. кафедрою СГМ

к.т.н., доцент

_____Сергій ЛЕЩЕНКО

« ____ » _____ 2024 р.

ДИПЛОМНА РОБОТА

**за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему.**

«Механізація вирощування кукурудзи з дослідженням подрібнювача»

Виконав здобувач вищої освіти __П__ курсу,

групи АІ-22МЗ(1,4)

ОПП «Агроінженерія»

спеціальності 208 «Агроінженерія»

_____Болілій Максим Олександрович

« ____ » _____ 2024 р.

Керівник проекту

доцент, канд.техн.наук

_____Дмитро БОГАТИРЬОВ

« ____ » _____ 2024 р.

Рецензент професор ЛНТУ, канд.техн.наук

_____Руслан КІРЧУК

« ____ » _____ 2024 р.

м. Кропивницький

<i>Формат</i>	<i>Зона</i>	<i>Позиція</i>	<i>Позначення</i>	<i>Найменування</i>	<i>Кількість</i>	<i>Примітки</i>
				<u>Документація загальна</u>		
A1			ПРА 07.000 СБ	Редуктор		
				Складальне креслення	1	
				<u>Деталі</u>		
	1		ПРА 07.301	Корпус	1	
	2		ПРА 07.302	Кришка	4	
	3		ПРА 07.303	Шестерня	3	
	4		ПРА 07.604	Вхідний вал	1	
	5		ПРА 07.605	Вихідний вал	2	
	6		ПРА 07.406	Пробка	1	
	7		ПРА 07.307	Кришка корпусу	1	
	8		ПРА 07.808	Втулка	2	
	9		ПРА 07.809	Втулка	1	
	10		ПРА 07.8010	Втулка	1	
				<u>Стандарті виробн</u>		
	11			Підшипник 80212	4	
				ГОСТ 7242-81		
	12			Підшипник 80108	2	
				ГОСТ 7242-81		
	13			Манжета 1-54x80-1/5	4	
				ГОСТ 8752-79		
Зм.	Арк..	№ докум.	Підп.	Дата	<i>ПРА 07.000 СБ</i>	
Разроб.	Болілій					
Перев.	Богатырьов				<i>Редуктор</i>	
Н. контр.	Мачок				ЦНТУ, зр. АІ-22МЗ(1,4)-1	
Затв.	Лещенко					
					<i>Лім.</i>	<i>Аркуш</i>
						1
						<i>Аркушів</i>

[illegible]

Допущено до захисту

Зав. кафедрою СГМ

_____ Сергій ЛЕЩЕНКО

«_____» _____ 2024 р.

Графічна частина

дипломної роботи за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему «Механізація вирощування кукурудзи з дослідженням подрібнювача»
на _____ аркушах формату А1 (змаштабованих на аркушах формату А4)

Здобувач вищої освіти __П__ курсу, групи АІ-22МЗ(1,4)
ОПП «Агроінженерія» спеціальності 208 «Агроінженерія»

_____ М.О. Болілій

Керівник

_____ Д.В. Богатирьов

Нормоконтроль

_____ Ю.В. Мачок

Кропивницький 2024

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ
НА ТЕМУ.

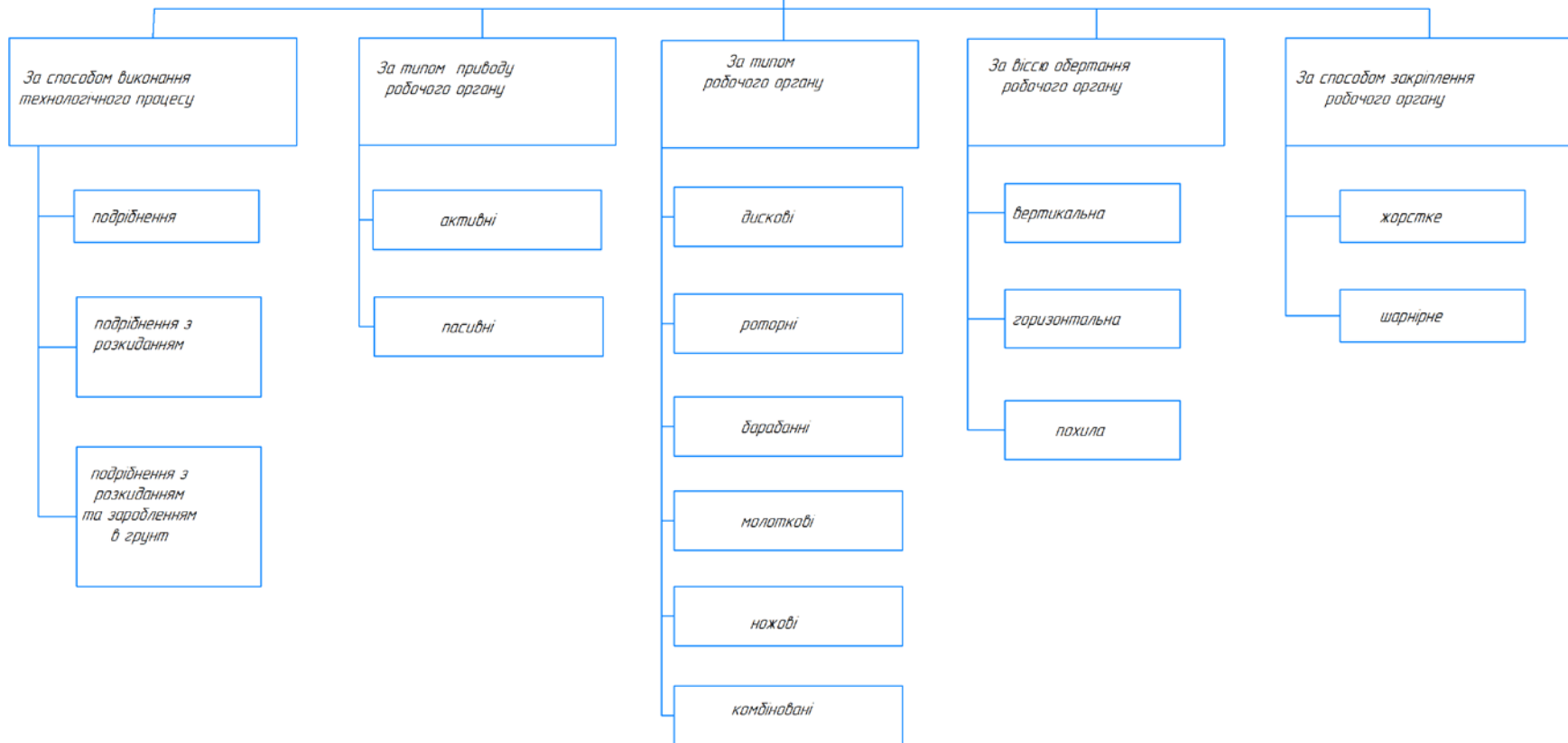
МЕХАНІЗАЦІЯ ВИРОЩУВАННЯ КУКУРУДЗИ З ДОСЛІДЖЕННЯМ ПОДРІБНЮВАЧА

ВИКОНАВ ЗДОБУВАЧ ВИЩОЇ ОСВІТИ __ II __ КУРСУ,
ГРУПИ АІ-22МЗ(1,4)

СПЕЦІАЛЬНОСТІ 208 «АГРОІНЖЕНЕРІЯ»

БОЛІЛИЙ МАКСИМ ОЛЕКСАНДРОВИЧ

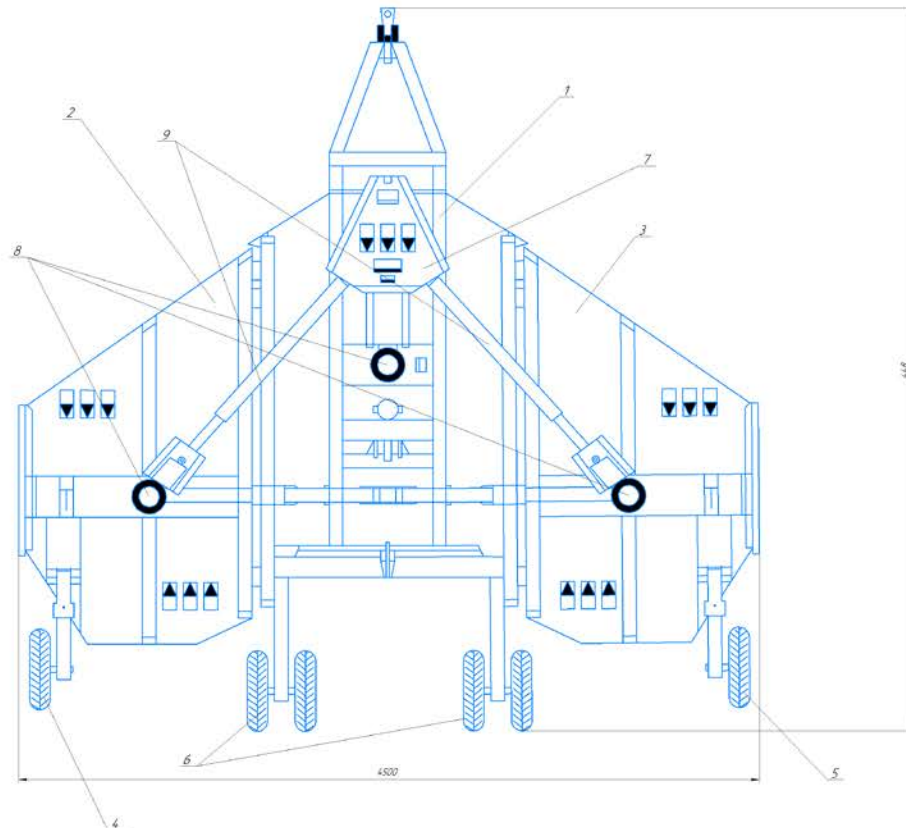
Підрібнювачі рослинних решток



ПРА 00.003 НЧ									
Класифікація підрибнювачів рослинних решток									
Роз. лист	В. лист	В. лист	Лист	Лист	Лист	Лист	Лист	Лист	Лист
Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив
Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив
Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив
Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив
Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив
Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив
Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив	Розрив

00000000

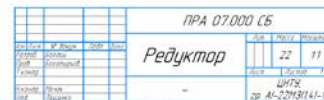
[illegible]

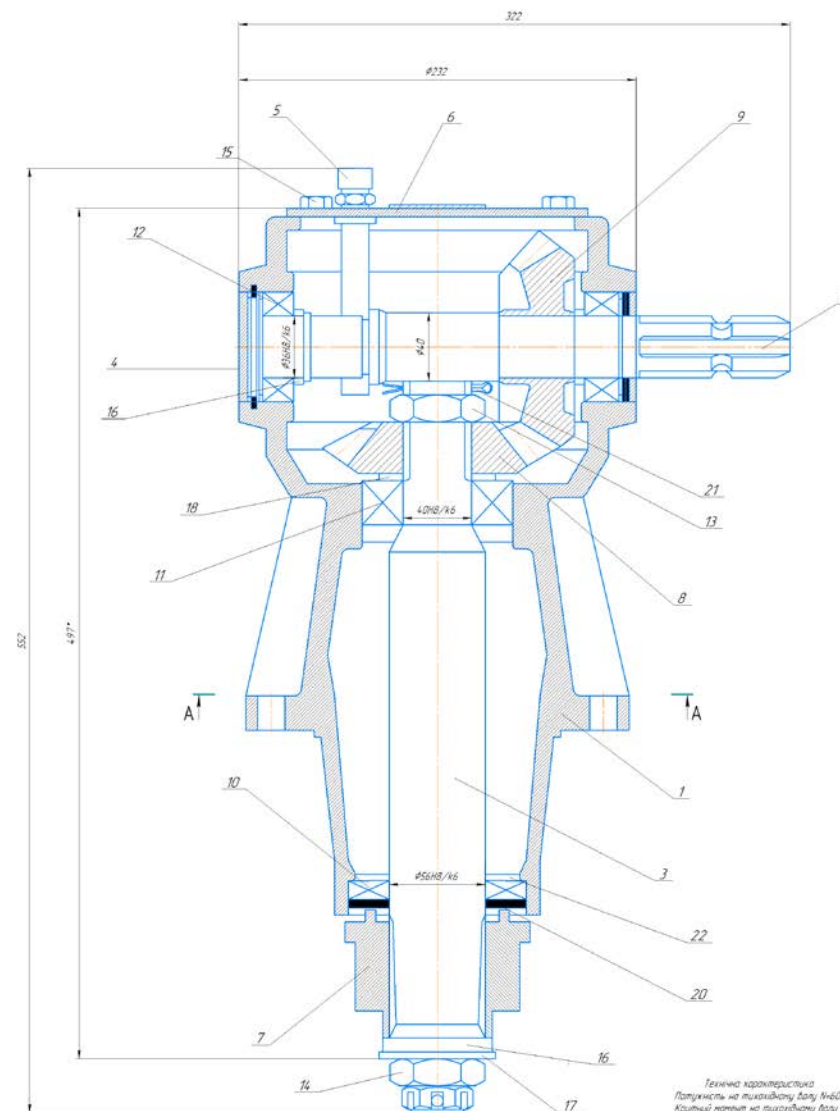


Рабочая ширина	4462	мм
Застежка ширина	4500	мм
Застежка величина	4580	мм
Транспортир ширина	2440	мм
Габариты платформы	4,8	мм
Масса машины	1950	кг
Минимальная рабочая температура	60	°C
Система торможения	38-387	мм
Двигатель и транс	34,3	мм
Застежка, разные материалы, толщин	50	мм
Передаточная механика	152	мм
Коробка передач	118	мм
Редукторы шест	81	мм
Шлифовка обертывания	500	мм/с
центральный секции	810	мм/с
шест	940	мм/с
Шлифовка обертывания	1000	мм/с
центральный секции	800	мм/с
шест	954	мм/с
Двигатель шест шест	24" 2мил. 85" 20мил	

1. Підсвічений поліпшеним відновити димом титановий шов
- 19 9337-05784377-164-98.
2. Купити новітні затяжки. Додати в нескінченне кількіс-
не розподілу на прикладі довільного простору до ро-
33 - 47 Nm (3 - 4 ккс).
3. Віднести від самостійності воль до поліпшених перебігів 7 км.
4. Підсвітити воль після затяжки злив.
5. Звернути тиск в шини 2.0 MPa.
6. *Розміри для довідки.

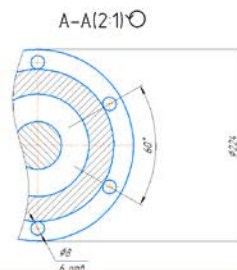
				ПРА 00.00005	
		Подприємство		Год	Місяць
		ПР-45		1900	110
		=		UNIT	
				до 41-27118141-	
				Договір 1/1	





Технічна характеристика
Потужність на тихохідному валу $N=60\text{ кВт}$,
Крутий момент на тихохідному валу $T=955000\text{ Нм}$,
Частота обертання швидкохідного вала $n=1000\text{ об/хв}$,
Передаточне число $U=2$

1.Зварю в заштиті і погано контакту по ступеню точності 8-9
ГОСТ-1643-81
2.Редуктор обкатки без навантаження напруги двох годин
3.Зварю, припінання, зварювання і консервувати редуктора виробляти
позабільський технічний умовам



				ПРА 08.000 СБ			
				Редуктор			
				=			
				УИЛТ			
				ЗР АС-22М31741-			
				9 шт. шт. шт.			

