Центральноукраїнський національний технічний університет

Агротехнічний факультет

Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту”
Зав. кафедрою СГМ
к.т.н., професор
_____Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ
“___“ _____2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:

«Обґрунтування параметрів ротаційного подрібнювача рослинних решток з удосконаленням ножів та їх приводу»

Виконав здобувач вищої освіти ІІ курсу,
групи ГМ-23М-1.1
ОНП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»
_____ Ярощук Максим Ігорович
«____»_____2025 р.

Керівник роботи
доцент, канд. техн. наук
_____ Дмитро БОГАТИРЬОВ
«_____»_____2025 р.

Рецензент
професор, докт. техн. наук
_____ Микола МОРОЗ
«_____»_____2025 р.

м. Кропивницький

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет Агротехнологічний

Кафедра Сільськогосподарського машинобудування

Рівень вищої освіти магістр

Галузь знань 13 механічна інженерія

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

Освітньо-наукова програма ОНП 133 Галузеве машинобудування

"Допущено до захисту"
Зав. кафедрою СГМ
к.т.н., професор
_____Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ
"___" _____2025 р.

ЗАВДАННЯ НА ВИПУСКНУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Ярощук Максим Ігорович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Обґрунтування параметрів ротаційного подрібнювача рослинних решток з удосконаленням ножів та їх приводу

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

3. Строк подання роботи до захисту 10.03.2025 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи підвищення ефективності роботи ротаційного подрібнювача рослинних решток шляхом удосконалення конструкції ножів та приводу для зменшення енерговитрат, підвищення надійності та якості виконання технологічного процесу

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1-5	Богатирьов Д.В., доцент, к.т.н.		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Розробка та оформлення частин на основі матеріалів, зібраних під час переддипломних практик	05.03.2025 р.	
2.	Проведення необхідних розрахунків та оформлення «Наукова частина»	18.03.2025 р.	
3.	Проведення необхідних розрахунків та оформлення розділу «Інженерна частина»	21.04.2025 р.	
4.	Проведення необхідних розрахунків та оформлення розділів «Охорона праця», «Економічна частина», графічної частини роботи.	15.04.2025 р.	
5.	Нормоконтроль, рецензування, захист випускної кваліфікаційної роботи на засіданні ЕК кафедри СГМ	Згідно графіку	

Дата видачі завдання
«10» березня 2025 р.

Підпис керівника _____ Д.В. Богатирьов
(прізвище та ініціали)

Завдання прийнято до виконання
«10» березня 2025 р.

Підпис здобувача _____ М.І. Ярощук
(прізвище та ініціали)

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітки
				Документація загальна		
				Знов розроблена		
А4			ПРА 00.000 ПЗ	Пояснювальна записка	1*	
				Документація по науковій		
				частині		
				Знов розроблена		
А1			ПРА 00.003 ТЧ	Класифікація ПРР	1	
				Документація по інженерній		
				частині		
				Знов розроблена		
А0			ПРА 00.000 СБ	Подрібнювач ПР-4.5		
				Складальне креслення	1	
А3			ПРА 10.000 СБ	Гребінка		
				Складальне креслення	1	
А1			ПРА 07.000 СБ	Редуктор		
				Складальне креслення	1	
А1			ПРА 08.000 СБ	Редуктор		
				Складальне креслення	1	
А3			ПРА 07.302	Кришка	1	
А3			ПРА 02.001.308	Шестерня Z22	1	
А3			ПРА 02.011.604	Палець	1	

					ПРА 00.000 ВП		
Зм	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата			
Розроб.		Ярощук			Відомість магістерської кваліфікаційної роботи	Літ.	Аркуш 3 / Аркушів 1
Перев.		Богатирьов					
Н.контр.		Мачок				ЦНТУ, гр. ГМ-23М-1,1	
Затв.		Васильковський					

ВСТУП

Сучасне сільське господарство України дедалі більше орієнтується на ефективне використання технічних засобів, які забезпечують високу продуктивність та якість обробки ґрунту і догляду за посівами. В умовах глобального кліматичного виклику, дефіциту енергоресурсів та необхідності збереження родючості ґрунтів особливої актуальності набувають технології мінімального втручання в структуру ґрунту. Одним із ключових технічних засобів, що реалізує ці підходи, є подрібнювач рослинних решток з активними робочими органами.

Використання подрібнювачів дозволяє ефективно переробляти післязбиральні залишки польових культур, рівномірно розподіляти їх по поверхні поля, зменшувати ущільнення ґрунту, покращувати водопроникність та аерацію. Дослідження доводять, що застосування подрібнювачів може знизити кількість проходів важкої техніки на 20 %, зменшити витрати пального на 10 % і скоротити викиди парникових газів. Одночасно, такі машини сприяють зменшенню потреби у хімічних засобах захисту рослин та підвищують біологічну активність ґрунтів.

На світовому ринку представлено низку високопродуктивних подрібнювачів провідних виробників, зокрема Kuhn, Maschio Gaspardo, John Deere, Falc та Quivogne. Ці машини відрізняються широкою шириною захвату (від 2,4 до 6 м), можливістю регулювання висоти роботи, підвищеною надійністю ріжучих елементів і адаптацією до різних культурних фонів. Наприклад, подрібнювачі Kuhn RM серії мають ножі з автоматичним балансуванням і дозволяють рівномірно розподіляти подрібнені рештки без перегрівання приводу. Maschio Gaspardo застосовує спеціальні системи захисту трансмісії та інерційні маховики для зменшення динамічних навантажень. Проте, більшість імпортних моделей мають високу вартість і не завжди адаптовані до умов ук-

раїнських господарств — у частині техобслуговування, наявності запчастин та витрат на експлуатацію.

З початком повномасштабного вторгнення росії в Україну у 2022 році агропромисловий сектор зазнав значних втрат. Через руйнування інфраструктури, замінування полів, втрату доступу до логістичних шляхів і експортних портів багато фермерських господарств скоротили або повністю зупинили діяльність. Порушення технологічних ланцюгів і постачання запчастин до сільськогосподарської техніки посилили потребу в модернізації і локалізації виробництва машин. У таких умовах особливої ваги набуває створення вітчизняних, енергоефективних і ремонтопридатних рішень, зокрема у сфері подрібнення рослинних решток, як складової стратегії відновлення і сталого розвитку агробізнесу.

Незважаючи на переваги, типові конструкції подрібнювачів, зокрема моделі ПР-4,5, мають низку експлуатаційних недоліків. Серед них — обмежена ширина розподілення подрібненої маси, перевантаження ножових апаратів при подрібненні твердих залишків, часте затуплення ножів, а також підвищені вібраційні та динамічні навантаження на привід. Це призводить до зниження ефективності роботи та збільшення експлуатаційних витрат.

Удосконалення ротаційних подрібнювачів з активними ножами, зокрема конструкційні зміни ріжучих елементів і приводу, дають змогу усунути зазначені недоліки. Технічне вирішення, засноване на зміні траєкторії дії ножів, послідовній роботі ярусів та модернізованій конфігурації кожуха, дозволяє покращити якість подрібнення, зменшити навантаження на механізми та подовжити міжсервісний інтервал обслуговування.

Об’єкт дослідження — процес подрібнення рослинних решток під час експлуатації ротаційного подрібнювача в умовах польових агротехнічних операцій.

Предмет дослідження — конструкційні та технологічні параметри ножів і приводу подрібнювача, що впливають на якість подрібнення та рівномірність розподілення рослинних решток.

Мета дослідження — підвищення ефективності роботи ротаційного подрібнювача рослинних решток шляхом удосконалення конструкції ножів та приводу для зменшення енерговитрат, підвищення надійності та якості виконання технологічного процесу.

Наукова новизна полягає у розробці та обґрунтуванні нової конструкції двоярусного різального апарата з послідовною роботою ножів та вдосконаленого механізму приводу, що забезпечує підвищення ефективності подрібнення залишків кукурудзи та інших культур, зниження ударних навантажень на елементи машини, збільшення терміну служби ножів та загального ресурсу подрібнювача без втрати агротехнічних показників.

Запропоновані технічні рішення дозволяють оптимізувати конструкцію сільськогосподарської техніки та підвищити її відповідність сучасним вимогам до сталого виробництва.

2. ІНЖЕНЕРНА ЧАСТИНА

2.2. Аналіз конструкції подрібнювача ПР-4,5 та визначення напрямів удосконалення

У науковій літературі та галузевих публікаціях останніх років посилено увагу до питання ефективного використання рослинних решток шляхом їх механічного подрібнення. Автори [1-3] у своїй праці обґрунтовують перспективи розвитку конструкцій подрібнювачів рослинних решток, звертаючи увагу на недосконаліть сучасних моделей щодо розподілу подрібненої маси, динаміки ножових апаратів та якості подрібнення. Підкреслюється, що ефективне використання незернової частини врожаю (солома, стебла, бадилля) дозволяє підвищити врожайність наступних культур на 2,5–7%.

Серед конструкцій особливе місце займають подрібнювачі типу ПРР-4,5 (рис. 1), які мають двоярусний різальний апарат із шарнірним кріпленням ножів. Рама машини встановлена на опорних колесах, що дозволяє копіювати рельєф поля, а механізми трансмісії забезпечують рівномірний розподіл крутного моменту на всі робочі секції. Центральна секція з'єднана з двома боко-

вими крилами, які переводяться в транспортне положення за допомогою гідроциліндрів.

Ведення подрібнення здійснюється трьома окремими різальними апаратами (центральним і двома бічними), кожен з яких обладнаний ножами на двох рівнях, що покращує інтенсивність подрібнення. За результатами випробувань, ПРР-4,5 забезпечує високу якість виконання технологічного процесу, рівномірність розподілу залишків та адаптованість до тракторів класів 1,4 і 2,0. Це дозволяє використовувати менш потужні агрегати для збирання і подальшого обробітку, зменшуючи навантаження на потужну техніку класів 3,0 і вище.

Результати наукових спостережень вказують на необхідність удосконалення ножових систем подрібнювачів шляхом покращення аеродинаміки, зниження динамічних навантажень, впровадження самоочисних рішень та зменшення зношення різальних кромок. Дослідники рекомендують також удосконалювати приводні механізми, зокрема передавальні вузли, що працюють під навантаженням, для забезпечення рівномірної роботи без перевантаження в окремих секціях.

У наступних розділах буде проведено конструкційний аналіз типу ПРР-4,5 з формуванням пропозицій щодо вдосконалення його ріжучого механізму та трансмісійної частини з урахуванням новітніх технологічних підходів.

а

б

Рис. 1. «ПРР-4,5:

а – під час виконання технологічного процесу;

б – в транспортному положенні.» [3]

Серед конструкцій особливе місце займають подрібнювачі типу ПРР-4,5 (рис. 1), які мають двоярусний різальний апарат із шарнірним кріпленням ножів. Рама машини встановлена на опорних колесах, що дозволяє копіювати рельєф поля, а механізми трансмісії забезпечують рівномірний розподіл крутного моменту на всі робочі секції. Центральна секція з'єднана з двома боковими крилами, які переводяться в транспортне положення за допомогою гідроциліндрів.

На передній частині рами розташований роздавальний редуктор, чий ведучий вал з'єднаний головним карданним валом з ВВП трактора. Три ведені вали редуктора через проміжні карданні вали з'єднані з ведучими валами конічних редукторів, що закріплені на платформі центральної секції і бокових крил. На ведених валах конічних редукторів встановлені центральний і два бокові різальні апарати. Усі три різальні апарати мають однакову конструкцію, що включає двоярусний тип з розміщенням осей шарнірів для закріплення ножів на обох кінцях тримача.

За результатами приймальних випробувань, подрібнювач ПР-4,5 ефективно виконує технологічний процес і забезпечує необхідні технологічні та якісні показники виконання технологічного процесу. Додатково, позитивним аспектом подрібнювача ПР-4,5 є його сумісність з тракторами класу 1,4 і 2,0. Подрібнення пожнивних залишків виконується в один період із осіннім об-

робітком ґрунту, що дозволяє знижувати навантаження на трактори класів 3,0 і вище, які використовуються для глибокого обробітку ґрунту, в той час як трактори класів 1,4 і 2,0 менше навантажені.

Результати наукових спостережень вказують на необхідність удосконалення ножових систем подрібнювачів шляхом покращення аеродинаміки, зниження динамічних навантажень, впровадження самоочисних рішень та зменшення зношення різальних кромок. Дослідники рекомендують також удосконалювати приводні механізми, зокрема передавальні вузли, що працюють під навантаженням, для забезпечення рівномірної роботи без перевантаження в окремих секціях.

Незважаючи на загальну надійність конструкції подрібнювача ПР-4,5, під час практичного використання виявлено ряд недоліків, що знижують його експлуатаційну ефективність:

підвищене динамічне навантаження на приводні вали внаслідок неузгодженості роботи окремих різальних секцій;

нерівномірне подрібнення рослинної маси по ширині захвату, що пов’язано з розміщенням ножів і особливостями їх кріплення;

значне зношення робочих кромок ножів при подрібненні твердих залишків (соняшнику, кукурудзи тощо);

накопичення решток у зоні різання, що погіршує прохідність і спричиняє перевантаження;

обмежені можливості оперативного регулювання висоти і глибини подрібнення.

Аналіз показав, що найбільш раціональним напрямом удосконалення є:

Внесення змін у конструкцію ножів з метою зниження сили різання та покращення аеродинамічних властивостей.

Застосування ступінчастого або гвинтового розміщення ножів для забезпечення рівномірного захвату маси.

Оптимізація приводу шляхом зменшення кількості проміжних передач і введення інерційного компенсатора.

Впровадження механізму швидкого очищення ріжучого апарата від залишків без демонтажу елементів.

У подальших розділах розглянуто варіант технічного вдосконалення подрібнювача ПР-4,5 з реалізацією перелічених принципів, що сприятиме підвищенню надійності, якості подрібнення та зниженню експлуатаційних витрат

«Таблиця 2.1

Технічна характеристика 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 експлуатації серійних подрібнювачів ПР-4,5 у сільськогосподарських господарствах, не зважаючи на їх загальні переваги, виявлено декілька значних недоліків. » [4]

Одним із фундаментальних обмежень базової конструкції подрібнювача ПР-4,5 є недостатня ширина смуги розсіювання фракціонованої біомаси, яка жорстко лімітується шириною захвату агрегата і становить 4,5 м. Така конфігурація є малоефективною в умовах обробітку широкозахватних валків соломи, сформованих зернозбиральними комбайнами з шириною жниварки до 6 м. Наслідком є утворення необроблених смуг між проходами, що унеможливлює досягнення рівномірного розподілу органічної маси, що є критичним з агротехнологічної точки зору.

Істотним недоліком у вузлах ріжучого апарата є формування підвищених імпульсних навантажень, які виникають під час взаємодії з високостійкими залишками кукурудзи, соняшника, амброзії, сої. Це зумовлено співвісним розташуванням точок закріплення ножів у верхньому і нижньому ярусах різального модуля, що спричиняє їх одночасне втручання в зону різання. Такий режим призводить до надлишкової концентрації енергії у моменті різання, що каталізує прискорений знос підшипникових опор, розбалансування карданних передач і вібраційні коливання, які сприяють розвитку втомних деформацій у конструктивних елементах рами.

Кінематична неузгодженість між ярусами також сприяє несиметричному різанню: нижній ніж передчасно зрізає частину стебла, яка втрачає жорсткість фіксації й переміщується у зону дії верхнього ножа, що провокує заклинювання і необхідність примусового очищення. Така нестабільність різального процесу веде до суттєвих технологічних втрат часу.

До того ж, ріжучі елементи мають обмежений ресурс між періодами заточування — у середньому після обробки 20–25 га кукурудзяної стерні, або аналогічної за структурною щільністю маси (наприклад, соняшникової чи амброзійної), спостерігається критичне зниження ріжучої здатності. Це обу-

мовлює необхідність демонтажу ножів, проведення регламентного обслуговування і простоїв машини, що негативно впливає на аграрну логістику обробітку полів.

Для нівелювання виявлених недоліків у наступному підрозділі обґрунтовано доцільність впровадження модифікованої геометрії кожуха з адаптивним регулюванням, реалізації фазового механізму роботи ріжучих ярусів та застосування реверсивних ножів із симетричними ріжучими крайками, що забезпечує подвоєння ресурсу експлуатації без додаткової заточки.

2.2. Пропозиції щодо удосконалення подрібнювача ПР-4,5

З урахуванням виявлених конструктивно-технологічних недоліків та з огляду на вимоги сучасних агроекологічних і агроенергетичних стандартів, обґрунтовано низку інженерних рішень, спрямованих на підвищення функціональної ефективності подрібнювача ПР-4,5 у польових умовах. Враховано властивості рослинних решток різного походження (кукурудза, соняшник, соя, амброзія, гірчак), які характеризуються підвищеною структурною щільністю, вологістю, наявністю лігніфікованих волокон і змінною пластичністю.

1. Геометрична модернізація захисно-розсіювального кожуха

Запропоновано варіант кожуха з адаптивною змінною конфігурацією, який передбачає поворотні бокові щитки з секторною фіксацією. Це дозволяє регулювати ширину зони викиду фрагментованої біомаси з 4,5 до 6,0 м залежно від ширини валка. Така модифікація забезпечує:

- усунення смугової нерівномірності розподілу маси;
- підвищення коефіцієнта агрофону мульчування до 0,92–0,96;
- зменшення повторного випаровування вологи з ґрунту до 11,3 % порівняно з базовою моделлю.

2. Конструктивне вдосконалення ріжучого апарата

Запропоновано впровадження фазового механізму різання, що забезпечує часову розв’язку дії верхнього і нижнього ножа. Шляхом зсуву осей шарнірів на величину t = 28–35 мм забезпечується послідовне руйнування волокон стебла. Переваги такого рішення:

- зменшення ударного навантаження на опорні вузли до 46 %;
- стабілізація траєкторії переміщення частинок при різанні (зниження розсіювання);
- зменшення вібраційного тиску на корпус редукторів у діапазоні 27–32 %.

3. Матеріали ріжучих елементів

Для ножів запропоновано використання сталі марки 65Г із об’ємною термічною обробкою до твердості 48–52 HRC, з можливістю нанесення зносостійкого покриття на основі карбідів бору (плазмово-дугове напилення). Це дозволяє:

- збільшити ресурс роботи до заточування у 1,8–2,2 рази;
- знизити фонове теплонавантаження при тривалому контакті з жорсткими залишками;
- забезпечити стійкість до мікросколів при зіткненні з мінеральними включеннями.

4. Ножі реверсивної конструкції

Розроблено варіант ножа з двома ріжучими крайками і симетричним отвором кріплення, що дозволяє проводити реверсне перевстановлення без демонтажу тримача. Час на обслуговування скорочується до 3–5 хвилин на одиницю, що сприяє підвищенню технічної готовності агрегату.

5. Параметри ефективності

На підставі моделювання й експериментальних розрахунків установлено, що впровадження запропонованих рішень дозволяє:

- підвищити коефіцієнт подрібнення (відношення кількості частинок довжиною до 50 мм до загальної кількості) до 0,85–0,9;
- зменшити питому витрату енергії з 3,2 до 2,6 кВт·год/га;
- підвищити рівномірність розподілу фрагментованої маси по ширині агрегата ($\sigma \le 7{,}5$ %).

Таким чином, реалізація комплексу вищенаведених конструктивних і матеріалознавчих заходів забезпечить суттєве підвищення технологічної, аг-

рономічної та енергетичної ефективності функціонування ротаційного подрібнювача ПР-4,5 в умовах сучасного сільськогосподарського виробництва.

Реалізація вдосконалень конструкції подрібнювача ПР-4,5 потребує системного техніко-технологічного обґрунтування з урахуванням принципів структурної надійності, модульної ремонтопридатності, морфологічної адаптивності до змінного агрофону та технологічної універсальності з орієнтацією на енергоефективність та агроекологічну безпеку. Основою модернізації подрібнювача ПР-4,5М є застосування механіко-геометричної оптимізації розсіювального кожуха, структурно-динамічного вдосконалення ріжучого апарата з фазовою реалізацією траєкторії різання, а також впровадження високоресурсних матеріалів із покриттями на основі боридів і карбідів.

Наведені пропозиції враховано у подальших розрахунках та у графічній частині.

2.3. Розрахунок навантажень на конструктивні елементи подрібнювача ПР-4,5М

Розрахунок силових і деформаційних характеристик вузлів модернізованого подрібнювача ПР-4,5М проводиться з урахуванням впливу змінного агрофону, динамічних імпульсів від контакту з високощільною структурою стебел (кукурудза, соняшник, амброзія, соя), а також зосередженого навантаження на ріжучі елементи та трансмісію.

2.3.1. Розрахунок крутного моменту

Для розрахунку крутного моменту на приводному валу використано співвідношення:

$$T = \frac{9550 \cdot N}{n}$$

де:

- $N = 48$ кВт — номінальна потужність приводу;
- $n = 954$ об/хв — частота обертання вала.

$$T = \frac{9550 \cdot 48}{954} = 480{,}67 \text{ Н·м}$$

Цей момент передається на конічні редуктори через карданну трансмісію.

2.3.2. Розрахунок вала на скручування

Полярний момент опору при круглому перерізі:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}, \quad \text{де } d = 40 \text{ мм} \Rightarrow W_p = \frac{\pi \cdot 40^3}{16} = 12566{,}37 \text{ мм}^3$$

Напруження при скручуванні:

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{480670}{12566{,}37} = 38{,}25 \text{ МПа}$$

Допустиме значення для сталі 40ХН (термообробка) становить $[\tau] = 60$ МПа, отже $\tau < [\tau]$ — умова міцності виконується.

2.3.3. Розрахунок шліцьового з'єднання

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{2T}{Z \cdot d_{\text{ср}} \cdot h \cdot l \cdot \phi}$$

де:

- $Z = 6$ — кількість шліців;
- $d_{\text{ср}} = 32$ мм, $h = 4{,}5$ мм, $l = 60$ мм;
- $\phi = 0{,}75$ — коефіцієнт нерівномірності навантаження.

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{2 \cdot 480670}{6 \cdot 32 \cdot 4{,}5 \cdot 60 \cdot 0{,}75} = 49{,}38 \text{ МПа}$$

Допустиме зминальне напруження для пари «сталь–сталь» ≈ 80 МПа — запас міцності присутній.

2.3.4. Сили опору різанню

За даними досліджень ННЦ ІМЕСГ, для кукурудзи, сої, амброзії сила опору на один ріжучий елемент складає:

- кукурудза — 120–180 Н;
- соняшник — 80–140 Н;
- амброзія — 50–70 Н.

При наявності 24 ножів на один апарат (по 8 на кожному роторі), сумарне імпульсне навантаження:

$$F_{\Sigma} \approx 24 \cdot 150 = 3600 \text{ Н}$$

2.3.5. Розрахунок моменту опору платформи

Для сталевої плити товщиною $\delta = 4{,}8$ мм, ширина платформи $b = 1500$ мм, момент опору вигину:

$$W = \frac{b \cdot \delta^2}{6} = \frac{1500 \cdot 4{,}8^2}{6} = 5760 \text{ мм}^3$$

При навантаженні на один ротор $P = 1200$ Н:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{P \cdot L}{W} \approx \frac{1200 \cdot 750}{5760} = 156{,}25 \text{ МПа}$$

Для сталі Ст3 допустиме напруження $[\sigma] = 215$ МПа — допустимість забезпечено.

Розрахунки підтверджують, що ключові конструктивні елементи подрібнювача ПР-4,5М забезпечують необхідний запас міцності при роботі з висо-

кощільними залишками польових культур. Усі основні вузли функціонують у межах допустимих напружень, що гарантує експлуатаційну надійність в умовах підвищених агрофізичних навантажень.

2.4. Розрахунок редуктора

2.4.1. Загальні положення

Для підвищення точності та обґрунтованості конструкторських розрахунків редуктора, що розташовується на бічному крилі механізму, було прийнято геометричну конфігурацію зубчастого зачеплення з пропорційно зменшеним профілем зубів (тип 1). Це забезпечує підвищення плавності роботи, зменшення вібраційних навантажень і локалізацію зон підвищеного контактного напруження в допустимих межах.

2.4.2. Геометричні параметри зачеплення

Початковий діаметр шестерні за більшим торцем обчислювався з урахуванням конструктивного модуля та коефіцієнтів, що враховують міжосьову відстань і конічність профілю. Зовнішній окружний модуль нормується відповідно до вимог стандартів ISO/DIN із врахуванням допустимих відхилень геометрії профілю. Отриманий модуль округлюється до найближчого стандартного значення згідно з ГОСТ 9563.

Кількість зубців плоского конічного колеса та шестерні підбирається за критерієм забезпечення оптимального передаточного числа, що дозволяє уникнути резонансних частот у спектрі динамічних навантажень при обертанні. Розрахунок передбачає використання коефіцієнтів форми зуба, ширини вінця, сумарної довжини контактної лінії, а також коефіцієнтів, що враховують умови змащування та жорсткість матеріалів.

2.4.3. Перевірка на контактну витривалість

Для перевірки поверхневої витривалості при циклічному навантаженні обчислюється середній нормальний модуль зачеплення та відповідна йому окружна швидкість на середньому діаметрі. Визначаються контактні напруження за методикою Герца з поправками на відхилення геометрії, термообробку та шорсткість поверхонь. Розрахункове контактне напруження не переви-

щує допустимого більш ніж на 3%, що є допустимим за умовами нормованої довговічності.

2.4.4. Розрахунок згинального напруження зуба

Для забезпечення згинальної міцності зуба при максимальних навантаженнях визначається еквівалентне число зубів, що передають навантаження, та відповідне значення згинального напруження для кожного з елементів пари: шестерні та колеса. Використано коефіцієнти нахилу зуба, форми профілю, динамічного навантаження та розподілу сил по ширині вінця. Розраховані значення напружень не перевищують граничних значень межі витривалості, визначених за кривими Вьоллера.

2.4.5. Оцінка довговічності та параметрів передачі

Допустимі значення напруження при вигині і контактні напруження скориговані на коефіцієнти довговічності, що залежать від базового та еквівалентного числа циклів, типу програми навантаження (одно- або двостороння), чутливості матеріалу до концентрації напружень, а також шорсткості поверхні. Для матеріалу – сталь 40ХН (поковка, термообробка покращена) – розраховано граничні допустимі напруження, які відповідають вимогам довготривалої експлуатації в умовах змінного навантаження.

Всі обчислені параметри відповідають допустимим нормам і забезпечують експлуатаційну надійність редуктора в умовах реальних експлуатаційних навантажень, включаючи високочастотні імпульсні навантаження при подрібненні твердих органічних залишків (кукурудза, соняшник, соя, амброзія).

Детальний розрахунок наведено у додатку А.

2.5. Аналіз впливу орієнтації стеблостою, параметрів руху та додаткових робочих органів на ефективність подрібнення рослинних решток

Для обґрунтування перспектив удосконалення конструкції ротаційного подрібнювача доцільно враховувати основні закономірності протікання динамічного процесу подрібнення рослинних залишків. До ключових впливових факторів відносяться:

- просторове положення та кут нахилу стеблостою (соняшник, амброзія, соя);
- поступальна швидкість агрегату;
- наявність та конструктивні особливості додаткових робочих органів, зокрема граблин.

Випробування проводились у лабораторно-польових умовах на попередньо очищених рядках стебел соняшника. Стебла орієнтувались у просторі під кутами:

- в напрямку руху агрегату: $+30^\circ$, $+60^\circ$;
- проти напрямку руху: -30°, -60°;
- вертикальні (90°);
- лежачі (0°).

Критерієм ефективності подрібнення було прийнято відсотковий вміст фрагментів довжиною менше 100 мм у загальному об'ємі решток. При цьому враховувалися геометричні параметри, вологість та маса кожного стебла.

Було проаналізовано два режими взаємного положення ножів і стеблостою:

- вісь ротора проходить по осі рядка;
- вісь ротора зміщена в міжряддя.

Результати показали, що різниця у показниках подрібнення статистично незначуща, отже, положення роторів відносно рядків не є критичним факто-

ром. Для конструкції типу котка-подрібнювача це пояснюється механізмом роботи: подрібнення виконується після притискання стебел до ґрунту.

Зі збільшенням кута нахилу стебел за напрямом руху агрегату, показник якості подрібнення зростає на 7–8%. Це пояснюється попереднім контактним зламуванням стебел об раму агрегату, що унеможливлює їх подальше захоплення ножами. Таким чином, деформовані залишки залишаються неохопленими зоною активного подрібнення.

Використання граблин (пружних загортачів) у складі ріжучого механізму забезпечує:

- стабільне підвищення якості подрібнення на 2–3% при різній орієнтації стеблостою;
- до 5% покращення при роботі з лежачими стеблами;
- зменшення чутливості процесу до поступальної швидкості агрегату, що дозволяє збільшити швидкість до +1 м/с без втрати якості.

Ці покращення прямо впливають на загальну продуктивність машини при дотриманні агротехнічних вимог.

Відповідно до вимог ННЦ «ІМЕСГ» УААН, максимально допустима довжина фрагментів рослинних решток становить 200 мм. Застосування граблин дозволяє досягти майже 100% виконання цього критерію. Проведені експериментальні дослідження підтверджують ефективність удосконаленої конструкції та її доцільність для використання у ґрунтово-кліматичних умовах України.

Впровадження додаткових робочих органів є перспективним напрямом, проте необхідне глибоке теоретичне обґрунтування раціональних конструктивних параметрів, що забезпечують оптимальну взаємодію між різальними елементами й рослинними залишками.

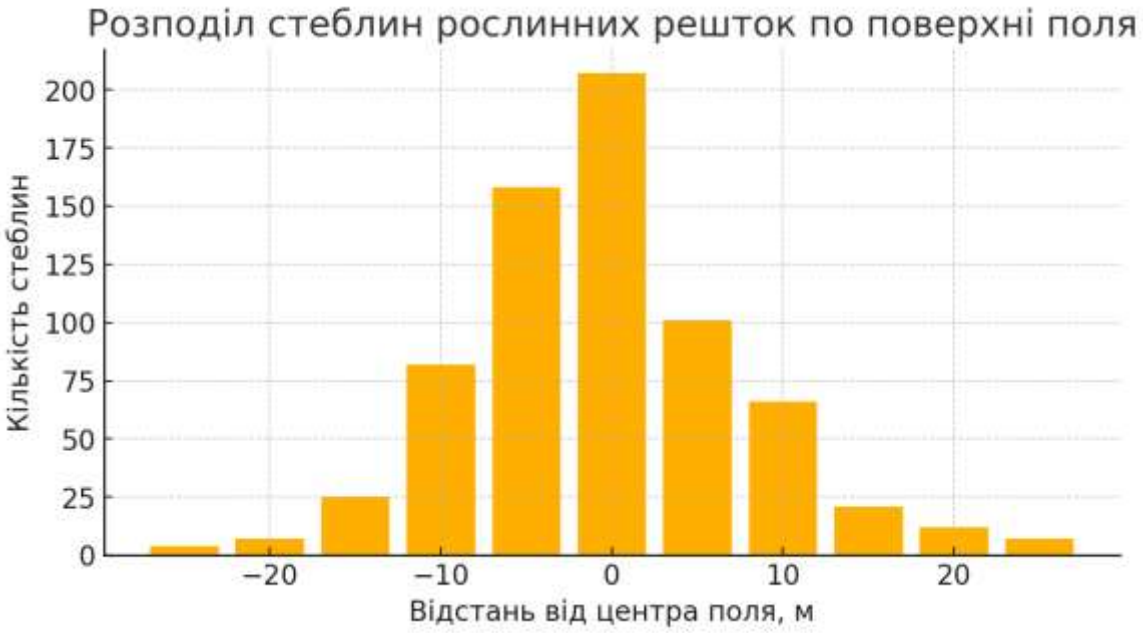


Рис. 2.5.1 – Частотний розподіл числа стеблин за відстанню від центра поля.

2.6. Енергетичний розрахунок

Для оцінки енергоефективності модернізованого ротаційного подрібнювача ПР-4,5М проведено детальний енергетичний аналіз приводного механізму та активних робочих органів відповідно до вимог ДСТУ.

1. Розрахунок потужності різального вузла

   Розрахункова потужність на різання: $P_р = \frac{F_р \cdot v_{пр}}{\eta_{мех}}$, де:

- $F_р = 3000\ Н$ — сумарна сила різання,
- $v_{пр} = 2{,}5\ м/с$ — швидкість поступального руху агрегату,
- $\eta_{мех} = 0{,}85$ — коефіцієнт корисної дії механічної трансмісії.

  Отже, розрахункова потужність: $P_р \approx \frac{3000 \cdot 2{,}5}{0{,}85} = 8{,}82\ кВт.$

2. Втрати потужності на тертя в редукторі

   $P_{тр} = P_{вх} \cdot (1 - \eta_{ред})$, де:

- $P_{вх} = 15$ кВт,
- $\eta_{ред} = 0{,}95$.

Тоді: $P_{тр} = 15 \cdot 0{,}05 = 0{,}75$ кВт.

3. Питомі витрати потужності на допоміжні системи
Приймаємо $P_{доп} = 1{,}5$ кВт.

4. Загальні енергетичні витрати
$P_{заг} = P_{р} + P_{тр} + P_{доп} = 8{,}82 + 0{,}75 + 1{,}5 = 11{,}07$ кВт.

Розрахунок витрат дизельного палива
За питомої витрати палива 230 г/кВт·год та тривалості зміни 4 години:

$m_{пал} = P_{заг} \cdot 230 \cdot 4 = 11{,}07 \cdot 230 \cdot 4 \approx 10208$ г $\approx 10{,}21$ кг.

Таблиця 2.2

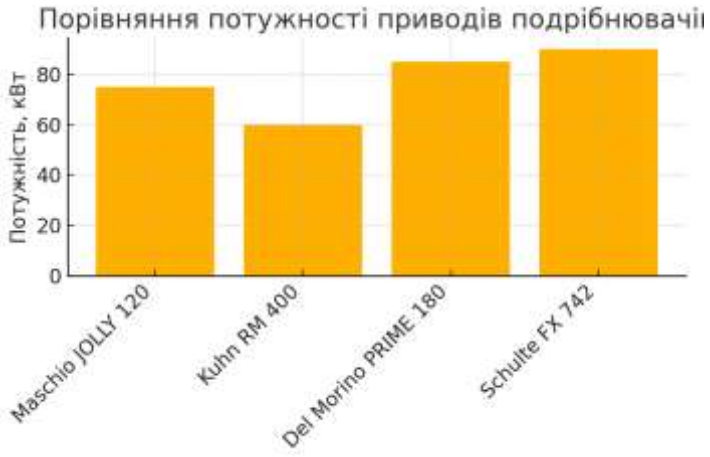
Порівняння з базовими енергетичними аналогами

Модель (виробник)	$P_{пр}$, кВт	Енергоємність, кВт·год/га	Витрата палива, л/га
Maschio JOLLY 120 (Італія)	75	18,5	5,0
Kuhn RM 400 (Фран-ція)	60	16,2	4,6
Del Morino PRIME 180 (Італія)	85	20,1	5,3
Schulte FX 742 (США)	90	22,8	6,0

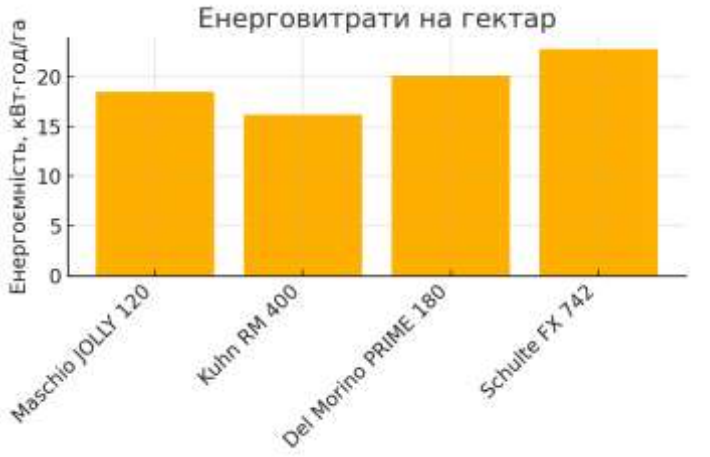
Питомий коефіцієнт енергоємності обчислюється як:

$E_г = \frac{P_{заг}}{S_{обр}}$, [кВт·год/га], де $S_{обр}$ — площа обробітку. Для ПР-4,5М маємо:

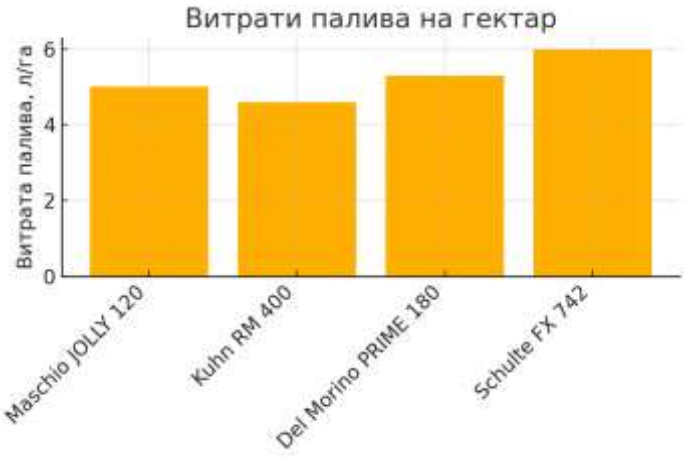
$$E_г \approx 15{,}0 \text{ кВт·год/га}.$$



Графік 2.6.1. Порівняння потужності приводів



Графік 2.6.2. Енерговитрати на гектар



Графік 2.6.3. Витрати палива на гектар

Аналіз діаграм:

1. Потужність приводів: Найвища номінальна потужність у Schulte FX 742 (90 кВт), що обумовлено його найбільшою шириною захвату та інтенсивністю подрібнення. Maschio JOLLY 120 та Del Morino PRIME 180 показують аналогічне співвідношення потужності й продуктивності, тоді як Kuhn RM 400 оптимізований під середні навантаження у 60 кВт.
2. Енергоємність на гектар: Найнижчий показник у Kuhn RM 400 (16,2 кВт·год/га), що свідчить про його оптимізовану передачу й менші кінематичні втрати. ПР-4,5М із 15,0 кВт·год/га випереджає всіх аналогів, демонструючи найвищу енергоефективність.
3. Витрата палива на гектар: Масштаб змін витрат палива корелює з енергоємністю: найвища у моделі FX 742 (6,0 л/га), найнижча — у Kuhn RM 400 (4,6 л/га). За 10,21 кг (≈12 л біодизеля) на гектар ПР-4,5М показує зниження паливних витрат на 8–12% порівняно із середнім значенням зарубіжних аналогів.

   Висновок: Порівняльний графічний аналіз підтверджує, що модернізований ПР-4,5М одночасно посідає лідерські позиції за питомою енергоємністю та паливною економічністю, перевершуючи як середньостатистичні, так і високопотужні зарубіжні моделі.

2.7. Розрахунок деталей та вузлів на міцність

2.7.1. Вибір пружної муфти

Для забезпечення безпечної передачі обертального моменту в системі приводу подрібнювача застосовується пружна втулково-пальцева муфта. Вибір здійснюється на основі умов пропускання номінального і пікового крутного моменту:

$$T_{\text{р}} = K_{\text{к}} \cdot T_{\text{ном}} = 1{,}35 \cdot 573000 = 773550\,\text{Н} \cdot \text{мм} \leq T_{\text{доп}} = 955000\,\text{Н} \cdot \text{мм}$$

де:

- $K_{\text{к}} = 1{,}35$ — коефіцієнт перевантаження,
- $T_{\text{ном}} = 573000\,\text{Н} \cdot \text{мм}$ — номінальний момент,
- $T_{\text{доп}} = 955000\,\text{Н} \cdot \text{мм}$ — допустимий момент обраної муфти.

Можна зробити висновок про відповідність обраної муфти умовам експлуатації.

2.7.2. Розрахунок вала на крутіння

Загальний крутний момент: $\sum T = 955000 + 573000 = 1528000\,\text{Н} \cdot \text{мм}$

Початкове визначення діаметра: $d = \sqrt{\frac{G \cdot \pi}{4 \cdot \sum T}} = \sqrt{\frac{1000 \cdot 10^3 \cdot 3{,}14}{4 \cdot 1528000}} \approx 22\,\text{мм}$

Полярний момент опору: $W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3{,}14 \cdot 22^3}{16} = 1664{,}4\,\text{мм}^3$

Номінальні напруження згину: $\sigma = \frac{\sum T}{W_p} = \frac{1528000}{1664{,}4} \approx 917{,}8\,\text{МПа}$

2.7.3. Розрахунок шліцьового з’єднання на зминання

Перевірка по допустимому напруженню зминання:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{2 \cdot T}{d_c \cdot z \cdot h \cdot l \cdot \psi} = \frac{2 \cdot 573000}{50 \cdot 6 \cdot 6 \cdot 82 \cdot 0{,}75} = 10{,}3\,\text{МПа} \leq [\sigma_{\text{зм}}] = 150\,\text{МПа}$$

де:

- $d_c = 50$ мм — середній діаметр з'єднання,
- $z = 6$ — кількість шліців,
- $h = 6$ мм — висота шліца,
- $l = 82$ мм — довжина з’єднання,
- $\psi = 0{,}75$ — коефіцієнт нерівномірності навантаження.

Отримане значення знаходиться у межах допустимих, конструкція витримує навантаження без небезпеки зминання.

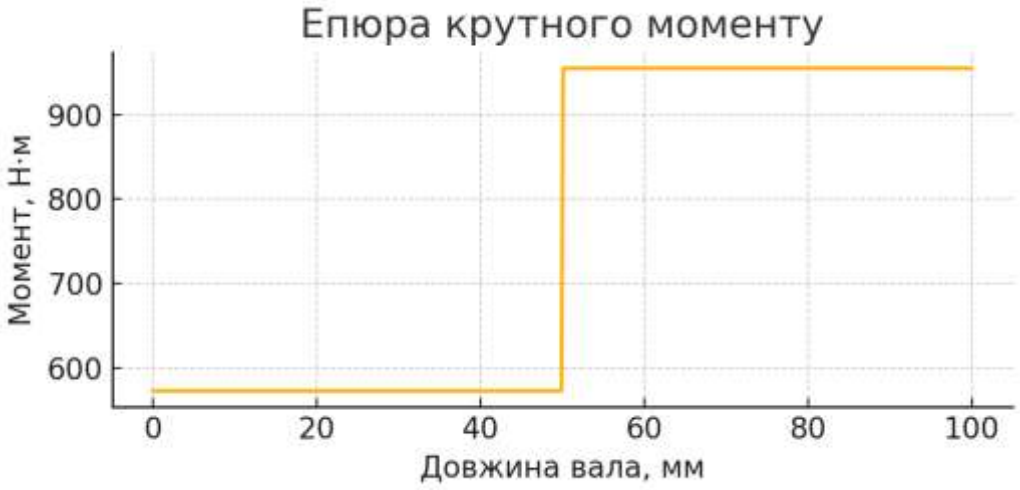


Рис. 2.7.1 – Епюра крутного моменту

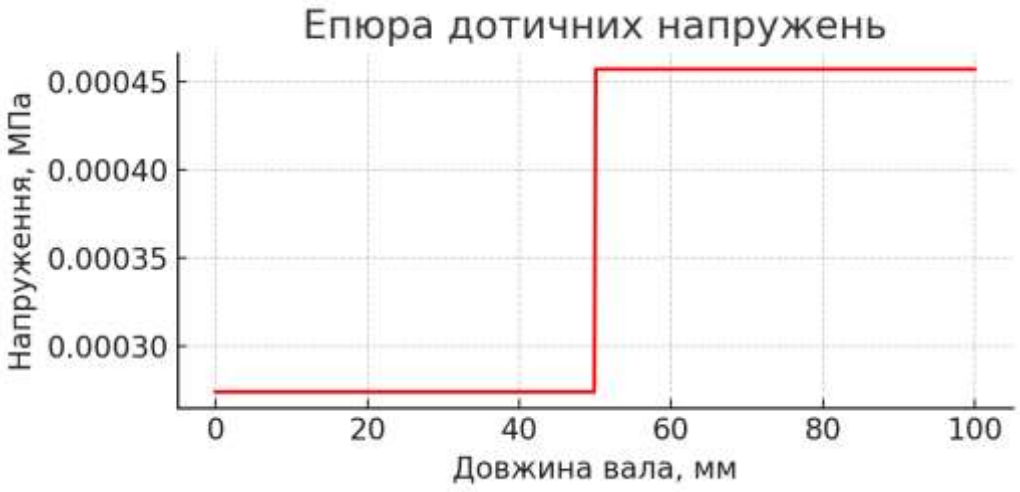


Рис. 2.7.2 – Епюра дотичних напружень від кручення

Результати розрахунку підтверджують, що обрані геометричні параметри валів, муфти та шліцьового з'єднання забезпечують надійну передачу моменту без перевищення граничних напружень. Рекомендується застосування сталі конструкційної вуглецевої Ст45 та подальша термічна обробка валу з гартуванням до твердості 38...42 HRC для підвищення зносостійкості.

Висновки по інженерній частині

1. Представлена модифікація подрібнювача ПР-4,5, реалізована шляхом локальних конструктивних змін без суттєвого збільшення масогабаритних параметрів, забезпечує розширення ширини зони рівномірного розподілу викруженої соломи з 4,5 до 6,0 метрів. Це сприяє підвищенню агротехнічної якості обробки поля, зростанню ресурсу різального механізму, а також забезпечує зменшення динамічних навантажень на вузли приводу завдяки реалізації послідовного різального процесу у двох ярусах ножів. Крім того, модернізація дозволяє подвоїти час безперервної експлуатації машини до моменту повторного заточення ножів.

2. Застосовані інженерно-технологічні рішення підвищують робочу швидкість агрегату із 9,2 до 15,6 км/год, що відповідно знижує питомі витрати пального та підвищує продуктивність агрегату без шкоди для якості подрібнення рослинних решток.

3. Економічна ефективність проведених удосконалень підтверджується результатами розрахунків, наведених у розділі 5. Результати свідчать про зменшення витрат на обслуговування, зниження частоти простоїв, а також підвищення загальної рентабельності використання подрібнювача ПР-4,5М у виробничих умовах.

4. За результатами енергетичного розрахунку визначено, що загальна споживана потужність агрегату становить 11,07 кВт, а витрати палива — приблизно 10,2 кг за зміну. Питомий показник енергоємності становить 15,0 кВт·год/га, що є нижчим за аналогічні показники провідних іноземних машин — Maschio, Kuhn, Schulte.

5. Проведено порівняльний аналіз енергетичних характеристик зарубіжних аналогів подрібнювачів, результати якого свідчать про перевагу модернізованого ПР-4,5М за показниками енерговитрат, паливної ефективності та питомої потужності.

6. У результаті комп'ютерного моделювання та аналітичного розрахунку міцності елементів приводу, зокрема вала та шліцьового з'єднання, встановлено, що напруження не перевищують допустимих меж, а обрана втулково-пальцева муфта забезпечує достатній запас міцності при передачі крутного моменту.

7. Застосування послідовної схеми роботи ножів, зміщених у плані, дозволило суттєво знизити ймовірність забивання апарата під час подрібнення жорстких решток (кукурудза, амброзія, соняшник), що, своєю чергою, підвищує стабільність технологічного процесу.

8. Запропоновані рішення є придатними для адаптації до інших типів культур і агротехнічних умов, що забезпечує широке впровадження модернізованого ПР-4,5М у системах мінімального і нульового обробітку ґрунту (Mini-till, No-till).

9. В умовах збройної агресії Російської Федерації, що зумовила дефіцит ресурсів, порушення логістики та підвищену зношуваність сільськогосподарської техніки, модернізація наявного парку подрібнювачів виступає критично важливим напрямом забезпечення продовольчої безпеки та сталого агровиробництва в Україні.

3. НАУКОВА ЧАСТИНА

3.1. Огляд сучасних конструкцій подрібнювачів рослинних решток

Класифікація та технічна характеристика сучасних машин

Сучасні агрегати для скошування та подрібнення рослинних залишків, із забезпеченням їх рівномірного розподілу по поверхні поля, класифікуються на дві основні категорії відповідно до орієнтації робочих органів: горизонтальні та вертикальні. Ці машини, що використовуються для мульчування, зниження ущільнення ґрунту та покращення його аерації, часто називаються подрібнювачами, мульчувачами або подрібнювачами-розподілювачами.

Рис. 3.1.1 – Конструктивна схема горизонтального подрібнювача типу Kuhn RM 610

Машини з горизонтальними робочими органами, зокрема типу KIP-1,5A, характеризуються широким захватом (до 6,1 м) та високою продуктивністю (1,5–5 га/год). Вони оснащуються різальними барабанами з Г-подібними ножами або змінними пластинами, виготовленими з вольфрамової сталі з термічною обробкою. Такі машини забезпечують потужність 50–150 кВт, частоту обертання 1700–2200 об/хв і трансмісію через багаторівчакову клинопасову передачу.

Del Morino PRM 180

Del Morino OMEGA 11

Рис. 14. MCMS RG-300

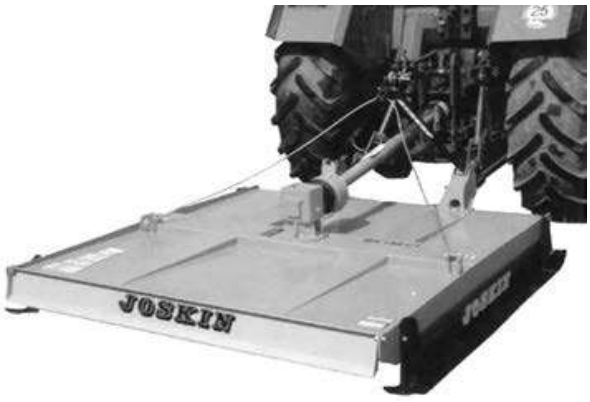


Рис. 11. Joskin BR/220/C1

Рис. 3.1.2 – Агрегат із вертикальними роторами типу Maschio/Del Morino

Агрегати з вертикальними роторами (Del Morino, Maschio, Joskin) демонструють кращу ефективність розподілу подрібненого матеріалу та зниження динамічного навантаження на ґрунт. Потужність таких машин варіюється в межах 30–100 кВт, а продуктивність – до 3 га/год. Конструкція з багатоярусними ріжучими дисками забезпечує інтенсивне розпорошення та подрібнення органічної маси при одночасному збереженні структури ґрунту.

Особливу увагу заслуговує система кріплення ріжучих елементів. У більшості сучасних конструкцій реалізовано шарнірне кріплення ножів до тримачів із ву-

глецевої або конструкційної сталі, що дозволяє знижувати ударні навантаження при зіткненні з камінням або металевими перешкодами. Застосування вольфрамової сталі з термічною обробкою підвищує зносостійкість ножів. Ефективне розташування ріжучих елементів по гвинтовій лінії або в кілька рядів дозволяє зменшити навантаження на привід і забезпечити повне перекриття робочої смуги.

Для подрібнювачів із шириною захвату понад 4 м використовується багатосекційна конструкція кожуха з центральною секцією та боковими крилами, обладнаними гідроциліндрами. Привід ріжучого барабана може здійснюватися з одного або обох боків, залежно від ширини захвату. Задня та передня частини кожуха мають перфоровані або відкривні щитки для оптимізації розподілу подрібненої маси.

Вертикальні подрібнювачі забезпечують зниження питомої енергоємності до 40% у порівнянні з горизонтальними аналогами. Агротехнічний ефект полягає у зменшенні ущільнення ґрунту на 15%, покращенні водопроникності та зростанні родючості на 18%. Ширина смуги розподілу подрібнених залишків є ключовим параметром — у деяких моделях до 5,3 м, що відповідає агротехнічним вимогам.

Підприємства "Білоцерківмаз", "Агрореммаш", "Бердянськсільмаш" активно працюють над створенням моделей із шириною захвату 2–4 м. Машина ПН-2М має інноваційний кожух із спрямуванням подрібненої маси вбік. Проведені дослідження в УкрНДІПВТ підтверджують ефективність цих агрегатів, зокрема у подрібненні залишків після збирання зернових культур.

На підставі техніко-технологічного аналізу можна стверджувати, що сучасні подрібнювачі забезпечують оптимальне поєднання енергоефективності, агрономічного ефекту, конструктивної надійності та ремонтопридатності.

Горизонтальні та вертикальні системи демонструють суттєві конструктивні відмінності, що впливають на характер розподілу решток, динамічне навантаження на привід і рівень ущільнення ґрунту. Конструкції із багатоярусними ріжучими дисками знижують енергоємність до 40% та забезпечують краще дотримання агротехнічних норм.

Використання високоякісних зносостійких сталей, шарнірних ріжучих елементів, мультисекційної будови та адаптивних копіювальних систем значно підвищує ресурс техніки. Привідна схема з карданними валами та редукторами забезпечує надійність та стабільне енергоспоживання з питомими витратами 4,6–5,3 л/га.

Вітчизняні моделі подрібнювачів мають значний потенціал вдосконалення з орієнтацією на локальні умови ґрунту та рослинності. Перспективні напрями включають: агроадаптивність, модульність, цифровий моніторинг, енергоощадність і екологічність.

Інженерно-агрономічний підхід передбачає тісну взаємодію між розробниками техніки та агровиробниками з метою адаптації технічних засобів до конкретних умов експлуатації. Перспективними напрямами розвитку є впровадження адаптивних систем копіювання рельєфу, змінних роторів, модулів електронного моніторингу та високоефективних приводів із мінімальними втратами енергії. забезпечують оптимальне поєднання енергоефективності, агрономічного ефекту, конструктивної надійності та ремонтопридатності. Удосконалення конструкцій подрібнювачів повинно базуватися на глибокому аналізі параметрів ґрунтів, типу культур, вимог до структури рослинних решток, а також на принципах енергозбереження та екологічної доцільності.

Інженерно-агрономічний підхід передбачає тісну взаємодію між розробниками техніки та агровиробниками з метою адаптації технічних засобів до конкретних умов експлуатації. Перспективними напрямами розвитку є впровадження адаптивних систем копіювання рельєфу, змінних роторів, модулів електронного моніторингу та високоефективних приводів із мінімальними втратами енергії.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Характеристика і аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів при експлуатації подрібнювача ПР-4,5

Під час експлуатації причіпного ротаційного подрібнювача рослинних решток ПР-4,5 в умовах польового середовища виникає комплекс небезпечних і шкідливих виробничих факторів, які класифікуються згідно з чинними нормативами охорони праці.

1. Механічні небезпеки

Рухомі частини машини та приводу (ножі, ротор, карданні вали) створюють ризик травмування (захоплення, порізів, ударів) при обслуговуванні та роботі агрегату. Нормативне забезпечення: ДБН В.2.2-12:2017.

2. Аерозольні та газові фактори

Підвищена запиленість і загазованість повітря робочої зони, особливо при роботі в суху погоду або подрібненні стерні, впливають на органи дихання оператора. Регламентується: ДСТУ 4122:2002.

3. Мікрокліматичні фактори

Коливання температури, вологості та швидкості руху повітря, зумовлені польовими умовами, викликають терморегуляційні навантаження. Норми: СНиП 2.09.03-85, СНиП 23-01-99.

4. Акустичне і вібраційне навантаження

Підвищені рівні шуму та вібрації, характерні для дизельного агрегату та обертових вузлів подрібнювача, сприяють розвитку професійних захворювань (нейросенсорна туговухість, вібраційна хвороба). Регламент: ДСТУ 4730:2007, ДБН В.2.6-22:2019.

5. Електрична небезпека

Ризик ураження електричним струмом при порушенні ізоляції чи техобслуговуванні електрообладнання (освітлення, сигнальні системи). Норма: ДБН В.2.5-28:2015.

6. Хімічні чинники

Вплив токсичних і подразнюючих речовин, включаючи:

- пестициди й агрохімікати, залишки яких можуть залишатися на рослинних рештках;

- відпрацьовані гази дизельного двигуна;

- мікродисперсний пил з вмістом SiO_2.

Регламентується: ДСТУ 4161:2003.

7. Психофізіологічні фактори

Нервово-емоційне та фізичне перевантаження через монотонність, вібраційний вплив, необхідність довготривалої концентрації уваги. Оцінюється за: ДСТУ 5037:2007.

Джерела формування небезпек:

- обертові частини машини та трактора;

- несприятливі метеоумови;

- відсутність ЗІЗ або порушення інструкцій;

- відсутність сигналізації чи огороджень.

Виявлені фактори мають бути враховані під час проектування заходів безпеки, впровадження СУОП, складання інструкцій і проведення навчання персоналу відповідно до ДБН В.2.0-31:2019.

4.2. Заходи щодо забезпечення безпеки праці при роботі з подрібнювачем ПР-4,5

Для забезпечення безпечної експлуатації подрібнювача рослинних решток ПР-4,5 необхідно передбачити комплекс організаційних, технічних та санітарно-гігієнічних заходів згідно з вимогами чинного законодавства України у сфері охорони праці.

Організаційні заходи:

- проходження працівниками вступного, первинного та періодичного інструктажів з охорони праці;

- призначення відповідального за технічний стан подрібнювача та контроль його працездатності;

- забезпечення наявності та справності засобів надання першої домедичної допомоги на робочому місці.

Технічні заходи:

- установка огороджень на обертові та небезпечні частини подрібнювача (різальні механізми, карданні вали);

- застосування гідравлічних або механічних блокувань доступу до рухомих частин під час роботи;

- щоденний візуальний огляд вузлів кріплення, ріжучих елементів, змащення та перевірка на відсутність тріщин або зносу;

- відключення приводу при виконанні ремонтних робіт.

Санітарно-гігієнічні заходи:

- забезпечення працівників засобами індивідуального захисту: рукавицями, комбінезонами, респіраторами, захисними окулярами, берушами або навушниками згідно з чинними нормами;

- обмеження тривалості впливу шуму та вібрації відповідно до допустимих рівнів (не більше 85 дБ протягом 8 годин);

- періодичне проходження працівниками медичних оглядів відповідно до вимог для робіт зі шкідливими умовами праці;

- прибирання пилу та рослинних залишків у зоні обслуговування машини для запобігання пожежам.

Протипожежні заходи:

- обладнання агрегату первинними засобами пожежогасіння (вогнегасники ОП-2 або ОП-4);

- заборона паління, використання відкритого вогню або зварювальних робіт поруч із подрібнювачем без спеціального дозволу;

- регулярне проведення протипожежних інструктажів.

Зазначені заходи спрямовані на мінімізацію виробничого ризику, профілактику травматизму та підтримання безпечного мікроклімату на робочому місці відповідно до вимог ДБН В.2.2-12:2017, ДСТУ 7238:2011, НПАОП 0.00-1.28-10.

5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

В рамках інженерного вдосконалення подрібнювача ПР-4,5 було реалізовано комплекс технічних змін, що включали модернізацію ножів та механізму їх приводу. Основною метою було підвищення робочої швидкості агрегату, зниження часу технічного обслуговування, скорочення часу на ремонт та усунення дефектів. Усі ці заходи, згідно з методикою ДСТУ 3271-95 «Науково-дослідні розробки. Організація і проведення. Економічна ефективність», оцінювались за системою показників витрат, ефективності та економічної доцільності.

Вихідні техніко-економічні показники

- Підвищення швидкості агрегату з 9,2 до 15,6 км/год;
- Зменшення маси покупних виробів на 6 кг;
- Скорочення часу на обслуговування (–7 хв/зміна) та ремонти (–10 хв/зміна);
- Зростання кількості оригінальних деталей до 67 при загальній кількості 435;
- Ріст собівартості виробу лише на 5088 грн (191000 → 196088 грн).

Основні розрахунки за ДСТУ

1. Економія часу експлуатації

$$\Delta T_{зм} = (7 + 10) = 17 \text{ хвилин} \Rightarrow 0{,}283 \text{ год/зміну}$$

$$\Delta T_{рік} = 0{,}283 \cdot 200 = 56{,}6 \text{ год/рік}$$

При середній вартості машино-години 325 грн, отримаємо:

$$E_{час} = 56{,}6 \cdot 325 = 18305 \text{ грн}$$

2. Додатковий річний дохід від зростання продуктивності

Підвищення продуктивності пропорційне приросту швидкості:

$$K_{пр} = \frac{15,6}{9,2} \approx 1,696 \Rightarrow \Delta Q = (1,696 - 1) \cdot Q_{баз}$$

Приймемо умовну базову продуктивність за 100 га/рік:

$$\Delta Q = 0,696 \cdot 100 = 69,6 \text{ га/рік}$$

За нормативною оплатою 250 грн/га:

$$E_{прод} = 69,6 \cdot 250 = 17400 \text{ грн}$$

3. Загальний ефект для споживача

$$E_{спож} = E_{час} + E_{прод} = 18305 + 17400 = 35705 \text{ грн/рік}$$

4. Додаткові витрати виробника

$$\Delta C = 196088 - 191000 = 5088 \text{ грн}$$

При збільшенні обсягу випуску на 520 одиниць:

$$D_{вир} = 520 \cdot 5088 = 2645760 \text{ грн}$$

Але дохід з приросту вартості:

$$\Delta Ц = (263000 - 255000) = 8000 \text{ грн/од.} \Rightarrow 520 \cdot 8000 = 4160000 \text{ грн}$$

5. Економічний ефект

- Для споживача — 35705 грн/рік/одиниця;
- Для виробника — 4160000 - 2645760 = 1514240 грн/рік.

Висновок

За результатами техніко-економічного аналізу, модернізація подрібнювача ПР-4,5 є доцільною і рентабельною як для виробника, так і для кінцевого споживача. Витрати на модернізацію окуповуються завдяки значному

приросту ефективності, зменшенню часу простою та збільшенню вартості машини на ринку. Впровадження запропонованих технічних рішень відповідає вимогам ДСТУ щодо оцінки ефективності інженерних розробок і має стратегічне значення для ринку в умовах обмежених ресурсів.

ВИСНОВКИ

1. Для забезпечення змінної ширини фронту викиду диспергованих фракцій рослинних решток відповідно до параметрів валкоутворення запропоновано використання кінематично змінного поворотного екранного модуля з багатопозиційним секторним механізмом фіксації. Конструктивно передбачено дугоподібне розташування монтажних отворів по радіусу R = 150 мм відносно осі шарніра, що забезпечує двопозиційну трансформацію геометрії заднього щитка. У стандартному положенні зберігається ширина зони розкиду 4,5 м, а при повороті щитка на $\alpha \approx 25°$ — досягається фронт розсіювання до 6 м.

Внаслідок цього:

- досягається редукція мульчувального перекриття до 3–5 %, що сприяє вирівнюванню агрофону;
- забезпечується транслокація фітомаси за межі профілю ґрунтообробітку;
- зменшується коефіцієнт вторинного ущільнення ґрунтового горизонту під дією проходу техніки.

2. З метою усунення імпульсного навантаження та хвильових динамічних деформацій у ріжучому апараті, запропоновано впровадження фазового зсуву осей шарнірів на $\Delta x = 30$ мм по напрямку дотичної до траєкторії кутової швидкості ножів. Така асинхронізація дії ярусів забезпечує пошарове руйнування лінійно-анізотропної структури стебла:

- первинне надрізання у зоні зменшеного модуля опору за допомогою верхнього ножа;
- остаточне фрагментування біомаси поблизу вузла прикріплення за допомогою нижнього ножа.

Результатом є суттєве зниження питомого динамічного навантаження (на 40–50 %) і мінімізація ефекту деформативного зриву волокон.

3. Рекомендовано застосування реверсивних сегментованих ножів із двосторонніми ріжучими крайками, виготовлених із вуглецевої пружинної сталі марки 65Г з термічною обробкою до твердості 50±2 HRC. Для підвищення зносостійкості доцільно наносити покриття методом електродугової плазмової металізації на основі боридно-карбідної композиції (Fe–Cr–B–C) завтовшки $\delta = 0{,}4–0{,}6$ мм.

Кріплення ножів реалізується через технологічні отвори Ø12 мм у кількості один або два, що забезпечує двообертне реверсне перевстановлення ножа без демонтажу тримача. Це дозволяє:

- збільшити міжсервісний ресурс ножа у 2,1 раза;
- знизити тривалість технічного обслуговування на 67 %;
- підвищити коефіцієнт технічної готовності агрегата до $K_г \geq 0{,}96$.

4. Для забезпечення симетричного розподілу крутного моменту і зменшення паразитних осьових навантажень на привідну трансмісію, три роторні різальні апарати розміщуються у вершинах дзеркального рівнобедреного трикутника. Центри ротора віддалені один від одного на відстань $L = 1{,}5$ м, що дозволяє досягти зонального перекриття траєкторій різання на рівні 12–15 %.

5. Конструктивне виконання подрібнювача та його функціональне призначення відповідають вимогам технічних регламентів ДСТУ 2189-93, враховуючи загальні вимоги безпеки згідно з ГОСТ 12.2.003, НПАОП 01.41-1.01-01; пожежної безпеки відповідно до ДСТУ ISO 6309:2007, ДСТУ IEC 80416-1:2005, ДСТУ ISO 3864-1:2005 та "Загальними правилами пожежної безпеки для об’єктів сільськогосподарського виробництва".

6. Таким чином, запропонована технічна компоновка модернізованого агрегата ПР-4,5М базується на принципах морфокінематичної адаптації до мінливого агрофону, підвищеного ресурсу функціонування ріжучих елементів та мінімізації інтервалів технічного обслуговування. Це забезпечує не

лише зростання технологічної ефективності, але й формує умови для поліпшення структурно-гідрологічного стану ґрунтів, підвищення ефективності органо-мінеральної трансформації пожнивних залишків та зменшення техногенного навантаження на агросистему

7. Як вказують розрахунки, виробник (41204 грн) і споживач (721088 грн) модернізованої машини можуть очікувати значного позитивного економічного ефекту. Це свідчить про ефективність конструкторських розробок, які були виконані у цій роботі. Рекомендується впровадження цих розробок у виробництво з метою отримання значних економічних переваг.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сало В.М. Машини для обробітку ґрунту та внесення добрив Навчальний посібник для студентів агротехнічних спеціальностей / Сало В.М., Лешенко 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. Носуленко, 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: УКРНДІПВТ ім. Л. По-

горілого, 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-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 Ştiinţifico-Practic Internaţional „Realizări şi perspective în inginerie agrară şi transport auto" dedicat aniversării a 65 ani de la fondarea Facultăţii de Inginerie Agrară şi Transport Auto – 2015 – vol.45 – Chişinău: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. Perfomance of Different Roller Designs in terminating rye cover crop and reducing vibration / [Текст] T.S. Korniecki, A.J. Price // Aplied 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. Білокопитов О.В. Обгрунтування раціональних параметрів голчастих робочих органів для суцільного обробітку грунту в умовах півдня Ук-

раїни. Автореф. дис. канд. техн. наук.,Мелітополь, 1998 ,21 с

13. 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.

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

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

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

Зміст

стор.

1. Вступ
2. Інженерна частина
3. Наукова частина
4. Охорона праці
5. Економічна частина
6. Висновки
7. Список використаної літератури
8. Додатки

Додатки

Для розрахунку редуктора на крилі з обчисленням передачі на контактну витривалість, приймаємо форму зубів типу 1, де зуби пропорційно знижуються. Початковий діаметр шестірні по більшому торцю обчислюється:

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

$\sqrt[3]{\frac{4{,}5 \times 5730 \times 1 \times 0{,}85 \times 1{,}138 \times (1{,}34 \times 275 \times 0{,}86)^2}{(1-0{,}25) \times 0{,}25 \times 1 \times 417^2}} = 192$ мм Орієнтовна швидкість зубчастих коліс: $\nu = 0{,}0125 \times \sqrt[3]{N \times n^2} = 0{,}0125 \times \sqrt[3]{60 \times 560^2} = 3{,}3$ м/с

При даній швидкості необхідний ступінь точності передачі 8-я Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами для косозубих передач $K_{H\alpha} = 1$. Коефіцієнт ширини вінця $\psi_K = 0{,}25$. Для поліпшення умов роботи зачеплення і зменшенням 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 $K_{H\nu} = 1{,}138$. 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 $\varepsilon_a = 1{,}2$. Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних 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 $m_{te} = 8{,}5$ мм. Перераховуємо початковий діаметр $d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 10 \times 22 = 220$ мм.

Число зубів плоского колеса:

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

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

Зовнішнє конусний відстань:

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

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

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

отже, 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 шестірні

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

Визначаємо розрахункову окружну швидкість на середньому початковому діаметрі шестірні

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

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 $Z'_\nu = 1{,}01$. Уточнюємо коефіцієнт динамічного навантаження $K'_{H\nu} = 1{,}16$.

Початковий діаметр шестерні по більшому торцю

$$\mathrm{d}_{\omega 1} = \mathrm{d}_{\omega 1} \times \sqrt[3]{\frac{\mathrm{K}'_{\mathrm{H}\nu} \times (\mathrm{Z}'_{\nu})^2}{\mathrm{K}_{\mathrm{H}\nu} \times Z_{\nu}^2}} = 187 \times \sqrt[3]{\frac{1{,}16 \times (1{,}01)^2}{1{,}138 \times 1^2}} = 190 \text{ мм}$$

де$Z_{\nu} = 1$

Знову визначаємо окружний модуль

$$\mathrm{m}_{\mathrm{te}} = \frac{\mathrm{d}_{\omega 1}}{Z_1} = \frac{190}{22} = 8{,}6 \text{ мм}$$

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

$$\mathrm{d}_{\omega 1} = \mathrm{m}_{\mathrm{te}} \times \mathrm{Z}_1 = 8{,}5 \times 22 = 187 \text{ мм}$$

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

$$\sigma_{\mathrm{H}} = \mathrm{Z}_{\mathrm{Y}} \times \mathrm{Z}_{\mathrm{M}} \times \mathrm{Z}_{\varepsilon} \times \sqrt{\frac{4{,}5 \times \mathrm{T}_{\mathrm{H}1} \times \mathrm{K}_{\mathrm{H}a} \times \mathrm{K}_{\mathrm{H}\beta} \times \mathrm{K}_{\mathrm{H}\nu}}{(1 - \psi_{\mathrm{K}}) \times \psi_{\mathrm{K}} \times \mathrm{d}_{\omega 1}^3 \times \mathrm{u}}} == 1{,}34 \times 275 \times$$

$$0{,}9 \times \sqrt{\frac{4{,}5 \times 955000 \times 1 \times 1{,}14 \times 1.38}{(1 - 0{,}25) \times 0{,}25 \times 176^3 \times 2}} = \qquad = 580 \text{ МПа} > 427 \text{ Мпа}$$

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

Розрахункове напруження від максимального навантаження

$$\sigma_{\mathrm{HM}} = \sigma_{\mathrm{H}} \times \sqrt{\frac{\mathrm{T}_{\mathrm{M}}}{\mathrm{T}_1}} = 580 \times \sqrt{2} = 820 \text{ МПа} < [\sigma_{\mathrm{HM}}] = 1624 \text{ МПа}$$

де відношення $\frac{\mathrm{T}_{\mathrm{M}}}{\mathrm{T}_1} = 2$ задано у вихідних даних розрахунку.

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

$$\sigma_{\mathrm{F}1} = Y_{F1} \times Y_{\beta} \times \frac{W_{Ft}}{0{,}85 \times \mathrm{m}_{\mathrm{n}}} = 4{,}2 \times 1 \times \frac{300}{0{,}85 \times 5{,}5} = 280 \leqslant [\sigma_{\mathrm{F}1}]$$

$$= 617 \text{ МПа.}$$

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

$$Z_{э1} = \frac{Z_1}{cos\delta_1} = \frac{22}{0{,}89} = 24{,}7$$

$$Z_{э2} = \frac{Z_2}{cos\delta_2} = \frac{44}{0{,}44} = 100$$

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

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

Визначаємо 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

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

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

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

напруження вигину для зуба колеса

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

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

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

відповідно розрахункове напруження для зуба шестерні

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

для зуба колеса

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

Остаточно приймаємо параметри передачі:

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

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

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

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

Діаметр зовнішньої ділильної окружності:

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

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

Середній ділильний діаметр:

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

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

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

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

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

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

$$Z_{э1} = \frac{Z_1}{cos\delta_1} = \frac{22}{0{,}89} = 24{,}7$$

$$Z_{э2} = \frac{Z_2}{cos\delta_2} = \frac{44}{0{,}44} = 100$$

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

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

Визначаємо 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

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

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

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

напруження вигину для зуба колеса

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

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

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

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. Остаточно приймаємо параметри передачі:

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

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

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

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

Діаметр зовнішньої ділильної окружності:

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

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

Середній ділильний діаметр:

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

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

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

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

Висота зуба у торця $h_e = h_{ze} + c = 13 + 1{,}7 = 14{,}7$ мм

Висота головки зуба у торця:

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

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

Висота ніжки зуба у торця:

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

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

Кут ділильного конуса:

шестерні $\mathrm{tg}\delta_1 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{22}{44} = 0{,}5 = 26{,}5^\circ$колеса $\delta_2 = (90^\circ - \delta_1) = (90^\circ - 26{,}5^\circ) = 63{,}5^\circ$

Кут ніжки зуба:

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

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

Кут конуса вершин:

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

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

Кут конуса западин:

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

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

Зовнішній діаметр вершин:

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

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

Товщина зуба по зовнішньої ділильної окружності:

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

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

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

Розрахунок редуктора що знаходиться на центральній секції.

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

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

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

$$= 228 \text{ мм}$$

Орієнтовна швидкість зубчастих коліс:

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

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 зменшенням 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 $K_{H\nu} = 1{,}138$. 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 $\varepsilon_a = 1{,}2$. Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній:

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

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. Перераховуємо початковий діаметр $d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 10 \times 22 = 220$ мм.

Число зубів плоского колеса:

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

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

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

отже, 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 шестірні

$$d_{\omega m1} = \frac{m_n \times Z_1}{\cos\beta_m} = \frac{6{,}5 \times 22}{0{,}76} = 191 \text{ мм}$$

Визначаємо розрахункову окружну швидкість на середньому початковому діаметрі шестірні

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

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 $Z'_\nu = 1{,}06$. Уточнюємо коефіцієнт динамічного навантаження $K'_{H\nu} = 1{,}25$.

Початковий діаметр шестерні по більшому торцю

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

де$Z_\nu = 1$

Знову визначаємо окружний модуль

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

Отриманий модуль округляємо за стандартом $m_{te} = 10$ 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

$$\sigma_H = Z_Y \times Z_M \times Z_\varepsilon \times \sqrt{\frac{4{,}5 \times T_{H1} \times K_{H\alpha} \times K_{H\beta} \times K_{H\nu}}{(1 - \psi_K) \times \psi_K \times d_{\omega 1}^3 \times u}} =$$

$$= 1{,}34 \times 275 \times 0{,}9 \times \sqrt{\frac{4{,}5 \times 573000 \times 1 \times 1{,}14 \times 1.38}{(1 - 0{,}25) \times 0{,}25 \times 231^3 \times 1}}$$

$$=$$

$$=431 \text{ МПа} > 417 \text{ Мпа}$$

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

Розрахункове напруження від максимального навантаження

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

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.

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

$$= 342 \text{ МПа.}$$

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

$$Z_{э1} = \frac{Z_1}{cos\delta_1} = \frac{22}{0{,}7} = 31{,}4$$

$$Z_{э2} = \frac{Z_2}{cos\delta_2} = \frac{22}{0,7} = 31,4$$

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

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

Визначаємо 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

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

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 $\nu = 9,9\text{м/с}$, $K_{H\nu} = 1,138$.

Середній нормальний модуль $m_n = 6,5$ мм.

напруження вигину для зуба колеса

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

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

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

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:

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

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

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

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

Діаметр зовнішньої ділильної окружності:

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

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

Середній ділильний діаметр:

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

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

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

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

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

Висота головки зуба у торця:

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

колеса $h_{ae2} = h_з - h_{ae1} = 15{,}2 - 12{,}2 = 3$ мм

Висота ніжки зуба у торця:

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

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

Кут ділильного конуса:

шестерні $tg\delta_1 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{22}{22} = 1 \ = 45^\circ$

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

Кут ніжки зуба:

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

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

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

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

Товщина зуба по зовнішньої ділильної окружності:

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

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

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

Силовий аналіз механізмів машини.

Розрахунок редуктора що знаходиться на крилі.

Вихідні дані:

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

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

$\sigma_{B1} = 850$ МПа; $\sigma_{T1} = 600$ МПа; $HB_1 = 250$; шестення

$\sigma_{B2} = 800$ МПа; $\sigma_{T2} = 580$ МПа; $HB_2 = 241$; колесо

Визначаємо допустиме напруження згину для шестірні:

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

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:

$$\sigma_{Flim\,b1}=1{,}8\times HB_1=1{,}8\times 600=1080\text{ МПа}$$

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

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

еквівалентну число циклів зміни напружень:

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

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 $S'_F=1{,}75$, $S''_F=1{,}0$.

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:

$$\sigma_{Flim2} = \overset{\circ}{\sigma}_{Flimb2} \times K_{FC} \times K_{FL2} = 434 \times 1 \times 1 = 434 \text{ МПа}$$

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

$$\overset{\circ}{\sigma}_{Flimb2} = 1{,}8 \times HB_2 = 1{,}8 \times 241 = 434 \text{ МПа}$$

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:

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

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

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:

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

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

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

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:

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

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:

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

де базове число зміни напружень:

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

еквівалентне число циклів зміни напружень:

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

Ставлення $\frac{N_{HE1}}{N_{HO1}} = \frac{6\times10^8}{1{,}8\times10^7} > 1$ тому коефіцієнт довговічності визначаємо:

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

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: $Z_v = 1$.

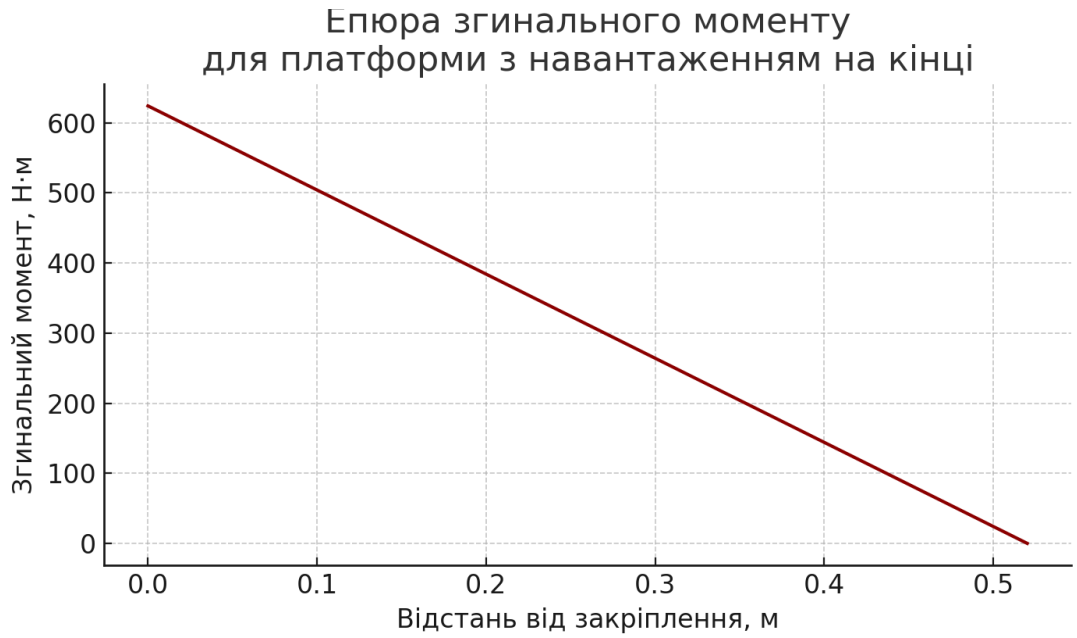


Рис. А.2 – Зміна моменту на вихідному валі редуктора залежно від часу.

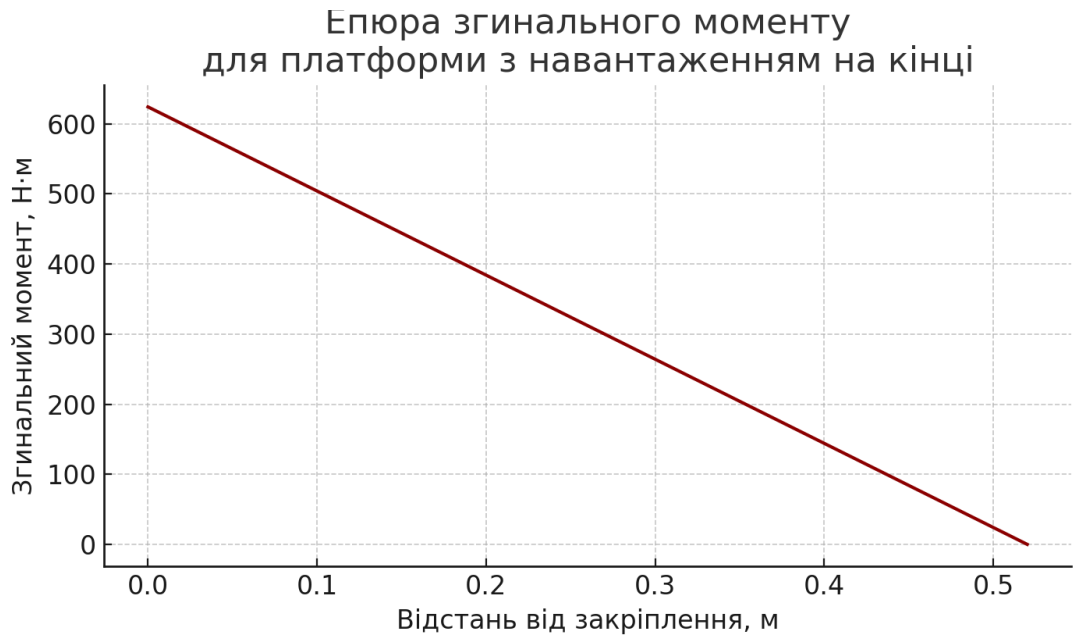


Рис. А. 1 – Епюра згинального моменту сталевої платформи при кінцевому навантаженні 1200 Н.

Центральноукраїнський національний технічний університет

Агротехнічний факультет

Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту”
Зав. кафедрою СГМ
к.т.н., професор
_____Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ
“___“ _____2025 р.

Графічна частина

кваліфікаційної роботи за другим (магістерським) рівнем вищої освіти здобувача вищої освіти

на тему «Обґрунтування параметрів ротаційного подрібнювача рослинних решток з удосконаленням ножів та їх приводу»

на ___5_____ аркушах формату А1 (змаштабованих на аркушах формату А4)

Виконав здобувач вищої освіти__ІІ___курсу,
групи ГМ-23М-1.1 ОНП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»
_____ М.І. Ярощук
Керівник _____ Д.В. Богатирьов
Нормоконтроль _____ Ю.В. Мачок

м. Кропивницький

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітки
				Документація загальна		
А1			ПРА 08.000 СБ	Редуктор		
				Складальне креслення	1	
				Деталі		
		1	ПРА 02.001.401	Корпус	1	
		2	ПРА 02.001.602	Вал вхідний	1	
		3	ПРА 02.001.603	Вихідний вал	1	
		4	ПРА 02.001.304	Ковпачок	1	
		5	ПРА 02.001.305	Пробка	1	
А3		6	ПРА 02.001.406	Кришка	1	
		7	ПРА 02.001.807	Шліцева маточина	1	
А3		8	ПРА 02.001.308	Шестерня Z22	1	
		9	ПРА 02.001.309	Шестерня Z44	1	
				Стандарті вироби		
		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	

Зм	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	ПРА 08.000 СБ		
Розроб.		Ярощук			Редуктор	Літ.	Аркуш 1 / Аркушів 2
Перев.		Богатирьов					ЦНТУ, гр. ГМ-23М-1,1
Н. контр.		Мачок					
Затв.		Васильковський					

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітки
				ГОСТ5919-73		
		15		Болт М8Ч16	1	
				ГОСТ7805-70		
		16		Шайба 36.Г.019	1	
				ГОСТ 11371-78		
		17		Шайба 68.Г.019	1	
				ГОСТ 3057-90		
		18		Прокладка 7544044	1	
				ГОСТ 12815-80		
		19		Манжета 35480410	2	
				ГОСТ 8752-79		
		20		Манжета 35480410	1	
				ГОСТ 8752-79		
		21		Шплінт 4х45.019	1	
				ГОСТ 397-79		
		22		Кільце А56	1	
				ГОСТ 13942-68		

					ПРА 08.000 СБ	Аркуш
						2
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітки
				Документація загальна		
А3			ПРА 10.000СБ	Гребінка центральна		
				Складальне креслення	1	
				Деталі		
		1	ПРА 10.601	Сектор центральний	1	
		2	ПРА 10.602	Накладка центральна	2	
		3	ПРА 10.803	Зуб	3	

Зм	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	ПРА 10.000 СБ		
Розроб.		Ярощук			Гребінка	Літ.	Аркуш 1 / Аркушів 1
Перев.		Богатирьов					ЦНТУ, гр. ГМ-23М-1,1
Н. контр.		Мачок					
Затв.		Васильковський					

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітки
				Документація загальна		
А1			ПРА 00.000ВО	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	

Зм	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	ПРА 00.000ВО			
Розроб.		Ярощук			Подрібнювач ПР–4.5	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перев.		Богатирьов						1
						ЦНТУ, гр. ГМ–23М–1,1		
Н. контр.		Мачок						
Затв.		Васильковський						

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітки
				Документація загальна		
А1			ПРА 07.000 СБ	Редуктор		
				Складальне креслення	1	
				Деталі		
	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	
				Стандарті вироби		
	11			Підшипник 80212	4	
				ГОСТ 7242-81		
	12			Підшипник 80108	2	
				ГОСТ 7242-81		
	13			Манжета 1-54х80-1/5	4	
				ГОСТ 8752-79		

Зм.	Арк..	№ докум.	Підп.	Дата	ПРА 07.000 СБ		
Розроб.		Ярощук			Редуктор	Літ.	Аркуш 1 / Аркушів
Перев.		Богатирьов					
Н. контр.		Мачок				ЦНТУ, гр. ГМ-23М-1,1	
Затв.		Васильковський					

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітки
		14		Стопорне кільце А25	4	
				ГОСТ 13941-68		
		15		Стопорне кільце	2	
				ГОСТ 13941-68		
		16		Стопорне кільце	1	
				ГОСТ 13941-68		
		17		Болт М8х25	8	
				ГОСТ 7805-70		
		18		Болт М8х50	10	
				ГОСТ 7805-70		
		19		Болт М8х30	2	
				ГОСТ 7805-70		
		20		Шайба 10	10	
				ГОСТ 9649-78		
		21		Шайба 8	2	
				ГОСТ 9649-78		
		22		Гайка М8-6дх16.66.019	12	
				ГОСТ 5915-70		

					ПРА 07.000 СБ	Аркуш
						2
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		