

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерно-технологічний

Кафедра агроінжинірингу

До захисту
Допускається
Завідувач кафедри

Шуляк М.Л.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

за бакалаврським рівнем вищої освіти

На тему: «Підвищення ефективності використання трактора при виконанні технологічних операцій рослинництва шляхом модернізації механізму блокування диференціалу»

Виконав:

(підпис)
ініціали)

Поляков А.О.
(Прізвище,

Група:

PMX2101с.т.

(Науковий) керівник:

(підпис)
ініціали)

Лебедєв А.Т.
(Прізвище,

Суми – 2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерно-технологічний

Кафедра агроінжинірингу

Рівень вищої освіти «Бакалавр»

Спеціальність 208 Агроінженерія

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

агроінжинірингу

_____ Шуляк М.Л.

“04” вересня 2023 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Полякову Андрію Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Підвищення ефективності використання трактора при виконанні технологічних операцій рослинництва шляхом модернізації механізму блокування диференціалу»,

керівник роботи: Лебедєв Анатолій Тихонович, д.т.н., професор

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від “__” _____ 202_ року
№ _____.

2. Строк подання здобувачем роботи: “13” травня 2024 року.

3. Вихідні дані до роботи: каталоги, статті, монографії в області підвищення тягово-зчіпних характеристик тракторів, науково-дослідна література.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): шляхи підвищення тягово-зчіпних властивостей колісних тракторів; обґрунтування модернізації механізму блокування диференціалу для підвищення тягово-зчіпних властивостей; техніко-економічне обґрунтування; висновки.

5. Перелік графічного (ілюстративного) матеріалу: Мета і завдання; Шляхи підвищення тягово-зчіпних властивостей колісних тракторів; Операційно-технологічна карта; Система керування блокуванням диференціалу заднього мосту та її структурна схема; Кінематична схема трактора; Механізм блокування диференціалу (СК); Деталювання.

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Техніко-економічне обґрунтування	Мікуліна М.О., доцент кафедри агроінжинірингу		

7. Дата видачі завдання: “04” вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Погоджено з керівником кваліфікаційної роботи
1.	Збір інформації про діяльність господарстві	05.09.2023 р. – 30.09.2023 р.	
2.	Аналіз літературних джерел з обраної тематики та	02.10.2023 р. – 02.12.2023 р.	
3.	Складання плану роботи	04.12.2023 р. – 09.12.2023 р.	
4.	Написання вступу	11.12.2023 р. – 21.12.2023 р.	
5.	Підготовка розділу «Шляхи підвищення тягово-зчіпних властивостей колісних тракторів»	05.02.2024 р. - 02.03.2024 р.	
6.	Підготовка розділу «обґрунтування модернізації механізму блокування диференціалу для підвищення тягово-зчіпних властивостей»	04.03.2024 р. - 06.04.2024 р.	
7.	Підготовка розділу «Техніко-економічне обґрунтування»	08.04.2024 р. - 04.05.2024 р.	
8.	Написання висновків та пропозицій	06.05.2024 р. – 11.05.2024 р.	
9.	Подання роботи на перевірку унікальності до експертної ради факультету	до 13.05.2024 р.	
10.	Подання роботи на рецензування	до 20.05.2024 р.	
11.	Подання до попереднього захисту	до 27.05.2024 р.	

Здобувач вищої освіти

_____ (підпис)

Поляков А.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник

кваліфікаційної роботи

_____ (підпис)

Лебедєв А.Т.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота на тему «Підвищення ефективності використання трактора при виконанні технологічних операцій рослинництва шляхом модернізації механізму блокування диференціалу» на здобуття ступеня вищої освіти бакалавр зі спеціальності 208 Агроінженерія, освітньо-професійна програма «Агроінженерія». – Сумський національний аграрний університет, МОН України, 2024 р.

Загальний обсяг кваліфікаційної роботи 43 стор., з них 38 стор. основного тексту. Складається зі вступу, трьох розділів, висновків; містить 11 рисунків, 5 таблиць, 0 додатків, 20 посилань на джерела інформації.

Ключові слова: диференціал, модернізація, тягово-зчіпні властивості, підвищення зчеплення, доцільність, надійність

Актуальність теми кваліфікаційної роботи. Робота є актуальною і перспективною для господарств малих форм господарювання в розрізі підвищення ефективності використання наявної техніки.

Мета кваліфікаційної роботи – обґрунтування необхідності підвищення тягово-зчіпних властивостей трактора і конструкторське удосконалення диференціалу.

Завдання: провести аналіз і тенденції розвитку конструкції диференціала та задніх мостів тракторів; проаналізувати шляхи підвищення тягово-зчіпних властивостей колісних тракторів; обґрунтувати впроваджену модернізацію механізму блокування диференціалу для підвищення тягово-зчіпних властивостей та провести конструкційні розрахунки; провести техніко-економічне обґрунтування доцільності запропонованої конструкції.

Об'єктом дослідження є шляхи підвищення тягово-зчіпних властивостей універсально-просапного трактора класу 2.

Предметом дослідження є механізм блокування диференціалу універсально-просапного трактора класу 2.

Теоретичне та практичне значення одержаних результатів полягає в

досягненні науково обґрунтованих шляхів підвищення тягово-зчіпних властивостей універсально-просапного трактора, що в свою чергу дасть можливість підвищити експлуатаційні характеристики трактора при виконанні технологічних операцій.

ЗМІСТ

Вступ.....	7
1 Шляхи збільшення ТЗВ МЕЗ.....	9
1.1 Тенденції і аналіз розвитку конструкції диференціала.....	9
1.2 Аналіз використання колісних тракторів класу 2.....	11
1.3 Опис різних типів блокуючих пристроїв на тракторах.....	19
Висновки по розділу.....	27
2 Обґрунтування модернізації механізму блокування диференціалу для підвищення тягово-зчіпних властивостей.....	28
2.1 Опис принципу дії.....	28
2.2 Розрахунок необхідного тиску для блокування диференціала.....	29
2.3 Конічна передача.....	30
2.3.1 Навантажувальні режими.....	30
2.3.2 Розрахунок зубчастих передач.....	34
Висновки по розділу.....	34
3 Техніко-економічне обґрунтування.....	35
3.1 Визначення швидкісного режиму роботи та експлуатаційних показників.....	35
3.2 Розрахунок продуктивності машини і річного обсягу робіт.....	40
Загальні висновки до проекту.....	46
Список використаних джерел.....	47

ВСТУП

Диференціал становить невід'ємну частину трансмісії сучасних тракторів. Даний вузол кінематично з'єднує центральну і кінцеві передачі, забезпечуючи обертання провідних валів кінцевої передачі з різними кутовими швидкостями, що необхідно при рухах трактора на повороті і по нерівностях ґрунту. Тому він є одним з найбільш навантажених і, в даний час, одним з найменш довговічних вузлів. Диференціал заднього моста, який застосовується в даний час на тракторах «Беларус», був поставлений у виробництво в 1962 році при впровадженні трактора МТЗ-50. За минулі десятиліття диференціал принципів змін не зазнав, однак над ним велася систематична робота з метою підвищення його надійності і ресурсу. Так було вдосконалено його мащення, підвищена чистота обробки і точність виготовлення його деталей, в сателітах встановлені бронзові втулки, введені антифрикційні покриття. Надійність і ресурс диференціала були істотно підвищені і, тим не менш, численні стендові випробування, а також обстеження диференціалів на ремонтних підприємствах показує, що ресурс диференціала не досягає необхідних 10 тисяч годин. Відпрацьовані на стенді, а також ті, які надходять в ремонт диференціали (зазвичай після 5...7 тисяч годин) мають значні зноси в парах тертя сателіт-вісь, на торцях сателітів, а також на торцевих поверхнях напівосьових шестерень.

Диференціал є планетарним механізмом типу 2К-Н з прямозубих конічних зачепленням сателітів і напівосьових шестерень. Основні параметри механізму диференціала запозичені у автомобіля ГАЗ-53.

Найважливішим показником простого конічного диференціала є коефіцієнт корисної дії (ККД) його механізму. Саме цей коефіцієнт визначає надійність роботи механізму і термін його служби в умовах експлуатації. ККД, в свою чергу залежить від сил тертя, що виникають в механізмі при відносному обертанні його елементів-сателітів і напівосьових шестерень.

Випробування диференціала трактора «Беларус-1221», проведені на

«Мінському тракторному заводі» показали, що середньостатистична величина ККД становить $\eta=0,6$, а коефіцієнт блокування КБ=1,6. Якщо порівняти ККД і КБ автомобіля ГАЗ-53 (як однакового типорозміру) і ККД і КБ трактора «Беларус-1221», то стає очевидним, що у «Беларус-1221» диференціал має більш низький ККД (η) і, відповідно, більш високий коефіцієнт блокування (КБ), причому відмінність досягає 30%.

Більш низький ККД (η) диференціала трактора «Беларус-1221» у порівнянні з диференціалом автомобіля (ГАЗ-53) є наслідком великих втрат на тертя ковзання в механізмі тракторного диференціала.

У механізмі розглянутого диференціала крім восьми пар зубчастих зачеплень є 10 пар тертя:

- 4 пари тертя сателітів на цапфах хрестовини;
- 2 пари тертя напівосьових шестерень з опорними шайбами;
- 4 пари тертя сателітів з опорними шайбами;

Якщо врахувати, що у досліджуваного диференціала «Беларус-1221» $\eta=0,6$, то, отже, кожна пара тертя (в середньому) викликає втрату приблизно 2-4%.

З факторів, що визначають величини втрат пар тертя механізму диференціала, необхідно назвати наступні:

- умови мастила пар тертя (основний фактор);
- точність виготовлення деталей механізму диференціала;
- чистота поверхонь тертя;
- форма покриття поверхонь тертя;
- матеріали пар тертя.

Два з цих факторів – точність виготовлення і чистота поверхонь тертя, слід розглядати, як досягли можливих на ПО МТЗ меж, що обмежуються станом і технічним рівнем технологічного обладнання.

Решта три фактори – умови мастила, види покриття і матеріали пар тертя можуть бути піддані подальшому удосконаленню і замін.

1. ШЛЯХИ ЗБІЛЬШЕННЯ ТЗВ МЕЗ

1.1 Тенденції і аналіз розвитку конструкції диференціала

За кордоном провідні тракторобудівні фірми розробляють і випускають трактори окремими родинами, причому в якості критерію класифікації тракторів взята потужність дизеля, а також застосовують оцінку сільськогосподарських тракторів по максимальній тяговій потужності.

З розпадом Радянського Союзу класифікація тракторів по типажу для окремих виробників, в тому числі і для Мінського тракторного заводу, стала не раціональною. Мінський тракторний завод розробив типорозмірний ряд тракторів, який включає моделі тракторів, освоєння у виробництві, і ті моделі, які потрібно розробити, виходячи з потреб внутрішнього і зовнішнього ринків. Для вирішення цього завдання, перш за все, необхідно було прийняти єдиний критерій нової концепції оцінки машини в ряду.

При побудові типорозмірного ряду тракторів тягово-енергетична концепція використання трактора. Типорозмірний ряд формується з класів, встановлених типажем. Гамма тракторів окремого класу формується по тяговому зусиллю, межі її визначаються мінімальним і максимальним значеннями. Для кожного класу тракторів визначається максимальне значення потужності двигуна. Кожен клас має безперервний спектр тягових зусиль. Трактори всіх класів об'єднуються в єдиний типорозмірний ряд.

При побудові типорозмірного ряду між класами залишаються хіба вільні зони тягових зусиль з вираженою невизначеністю. Виняток або скорочення цих зон до прийнятного мінімуму може бути досягнуто за рахунок розширення нижчестоящого класу за максимальним значенням тягового зусилля або вищестоящого - за мінімальним тяговим зусиллям.

Прийнятий принцип побудови типорозмірного ряду з мінімальними вільними зонами між діапазонами тягових зусиль кожного класу заснований на прийнятих значеннях мінімального і максимального тягового зусилля в

кожному класі, наведених в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Розподіл діапазону тягових зусиль в класах типорозмірного ряду тракторів

Тяговий клас	Тягові зусилля в класі, кН		
	Ркр. мін	Ркр. ном.	Ркр. макс.
0,3	2,7	3,0	4,2
0,6	5,4	6,0	7,5
0,9	8,1	9,0	11,25
1,4	12,6	14,0	17,5
2	18,0	20,0	25,0
3	27,0	30,0	37,5
5	45,5	50,0	62,5

В даний час розробки конструкції тракторів і впровадження їх у виробництво охоплюють діапазон потужності від 26 до 184 кВт всіх тягових класів. Розроблено та впроваджено у виробництво трактори від 320-го до 4522.

Велика кількість моделей, що випускаються під брендом МТЗ викликає необхідність в модернізації наявних або розробці нових вузлів і деталей трактора особливо вузлів, що працюють в складних умовах.

Аналіз тенденцій розвитку задніх мостів тракторів зарубіжних фірм приведено в додатку А.

1.2 Аналіз використання колісних тракторів класу 2

Багато сільськогосподарських культур для отримання максимального врожаю вимагають дотримання агростроків, але без широкозахватних агрегатів, проведення таких операцій як оранка, дискування, і суцільна культивуація, дуже складно провести в стислі агростроки, особливо навесні, коли рахунок йде на дні. У масштабах господарства це особливо сильно відчувається, тому що техніка необхідна ще і для виконання інших технологічних операцій (внесення добрив, посів, боронування сходів тощо). Так як широкозахватні сільськогосподарські машини вимагають потужних енергонасичених тракторів, то господарствам доводиться купувати трактори 2 і наступних тягових класів.

Але трактори 2 тягового класу використовуються не тільки для основного обробітку ґрунту, а також для транспортування і внесення твердих і рідких органічних добрив. Транспортування тюків сіна, соломи, клубне-коренеплодів з полів до сховищ, зеленої маси до силосним ямах або сінажний башт. Загалом, вони працюють там, де потрібно виконати більший обсяг роботи за короткий період часу.

Оскільки трактора тягового класу 2 використовуються на основного обробітку ґрунту і транспортних роботах, то при їх конструюванні особлива увага приділяється їх прохідності на пухких вологих ґрунтах з невисокою несучу здатність. Для збільшення прохідності і зниження переущільнення ґрунту найкраще використовувати гусеничні трактори, але в сформованих економічних умовах господарства все більше уваги звертають на колісні трактори через низку переваг колісних рушіїв (колісні рушії не псуєть тверде покриття доріг, колісні трактори мають велику транспортну швидкість, менші експлуатаційні витрати тощо).

В даний час в багатьох господарствах питома вага колісних тракторів становить 100%.

Останнім часом через брак фахівців середньої ланки і хорошого фінансування в багатьох господарствах енергонасичені трактори практично не працюють із зчіпками, які збільшують ширину захвату агрегату і дозволяють комбінувати кілька типів сільськогосподарських машин, внаслідок цього такі трактори як К-700, К-701 важко завантажити на повну потужність.

Все більшої популярності набувають трактори Мінського тракторного заводу типу 1221 і 1522 тягового класу 2 і 3 відповідно. Для них підходить майже весь комплекс сільськогосподарських машин, які раніше агрегатувалися з тракторами ДТ-75, Т-150 і Т-150К або для даних тракторів купуються нові сільськогосподарські машини (плуги для тракторів ДТ-75 не підходять до трактора Беларус-1221, оскільки останній має тільки 3-точкову систему навішення і рухається правим колесом в колії) або перебудовуються.

У колісних енергонасичених тракторів є один недолік – сильне ущільнення ґрунту на глибину до 1 метра. Проблема переущільнення ґрунту колісними тракторами загального призначення вирішується застосуванням комбінованих агрегатів, таких як РВК, АКШ, установкою широкопрофільних або здвоєних шин тощо.

Застосування трактора Беларус-1221 особливо виправдано на легких піщаних або супіщаних (вільних від каменів) і торф'яно-болотних ґрунтах, так як тяговий опір цих ґрунтів коливається в межах 25...45 кН/м², навіть на такій енергоємній операції як оранка трактора 1221 вільно виконують оранку 5-ти корпусними плугами на глибину 22-25см зі швидкостями 5-10 км/год.

Трактор 1221 вигідно відрізняється від інших тракторів тим, що він може виконувати всі операції універсально-просапних тракторів.

Кількість колісних тракторів в сільському господарстві з року в рік збільшується. Це пояснюється багатьма перевагами цих тракторів перед гусеничними. Колісні трактори мають більшою універсальністю, меншими витратами на утримання, вони добре агрегуються з навісними машинами і знаряддями, мають кращу прохідність в міжряддях. Недоліком колісних тракторів є підвищена чутливість ходової системи до вологості ґрунту.

Внаслідок цього ускладняється або стає неможливим використання їх в період весняних чи пізніх осінніх польових робіт.

При роботі колісних тракторів на перезволожених і пухких ґрунтах, при русі тракторів по бездоріжжю через значне зниження зчеплення з ґрунтом та дороги різко зростає буксування, збільшуються втрати на самопересування і використання машини стає неефективним або взагалі неможливим. Для запобігання вказаних негативних явищ використовують різні пристрої і прийоми.

Зміна тиску повітря в шинах тракторів високої прохідності. При зниженні тиску збільшується деформація шин, зростають площа контакту коліс з ґрунтом і їх зчеплення. Однак користуватися цим способом необхідно обережно, не знижувати тиск нижче меж, зазначених у паспорті шин. При переході на твердий ґрунт тиск потрібно відразу ж збільшити.

Заповнення рідиною камер шин ведучих коліс, що мають великий внутрішній об'єм, дозволяє відчутно збільшити зчепний вагу. Камери заповнюють водою на 3/4 їх об'єму, а під час заморозків заливають 25%-вий розчин хлористого кальцію (CaCl), що не замерзає до температури -30°C . Після заповнення камер водою або розчином колесо накачують повітрям до нормального тиску. При транспортних роботах рідину необхідно злити.

Напівгусеничний хід (рис. 1.1) найбільш раціонально використовувати на перезволожених ґрунтах, по бездоріжжю і при глибокому сніговому покриві. Він складається з двох комплектів гумових гусениць і натяжних пристроїв.

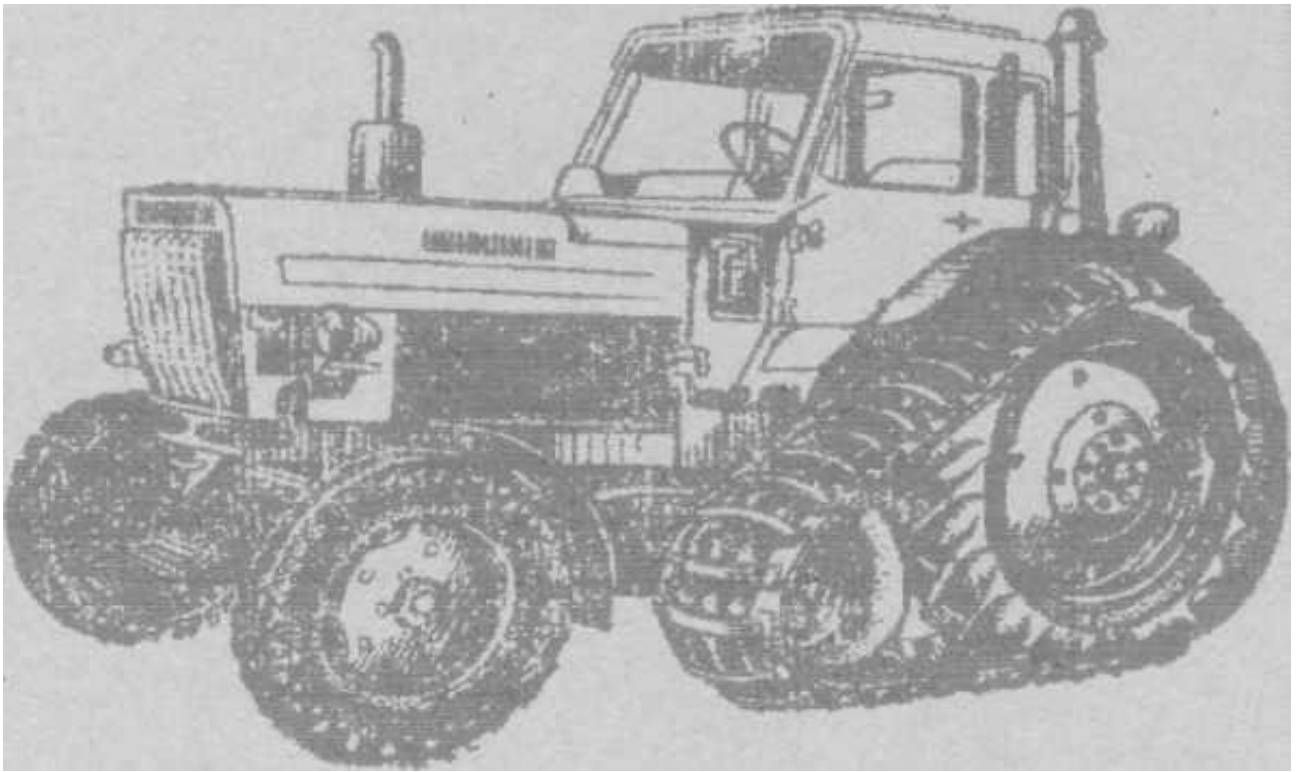


Рисунок 1.1 – Напівгусеничний хід

На зовнішній стороні ланок для кращого зчеплення гусениці з ґрунтом робляться виступи – ґрунтозачіпки. Зуби ведучих коліс трактора, зачеплені за гусениці, прагнуть висмикнути їх з-під опорних ковзанок трактора. Однак гусениці притиснуті до ґрунту вагою трактора, а ґрунтозачіпки створюють додатковий упор в ґрунт, тому перекотити трактор по гусеницях легше, ніж висмикнути гусениці з-під опорних ковзанок. В результаті привідні колеса, відштовхуючись від лежачих на ґрунті ділянок гусениць, забезпечують пересування трактора вперед.

При однакових тягових зусиллях буксування гусеничного рушія менше. Маса гусеничного трактора розподіляється по значно більшій опорній поверхні, ніж у колісного. Завдяки цьому досягається малий питомий тиск на ґрунт, через що гусеничні трактори мають підвищену прохідність по пухким і вологим ґрунтам і роблять менший ущільнюючий вплив на ґрунт. Крім того, на пухких і слабких ґрунтах зменшуються витрати потужності на перекочування трактора.

Довантаження ведучих коліс дозволяє отримати велику силу тяги на ґрунтах з малим коефіцієнтом зчеплення. Застосовують кілька способів довантаження ведучих коліс.

Установка здвоєних коліс і шин з широким профілем (рис. 1.2). Для роботи на перезволожених ґрунтах і меліорованих торф'яниках колеса або шини широкого профілю. Другий комплект коліс кріплять до першого за допомогою спеціальних перехідників. При цьому буксування зменшується в 2 рази і більше, помітно зростає тягове зусилля трактора.

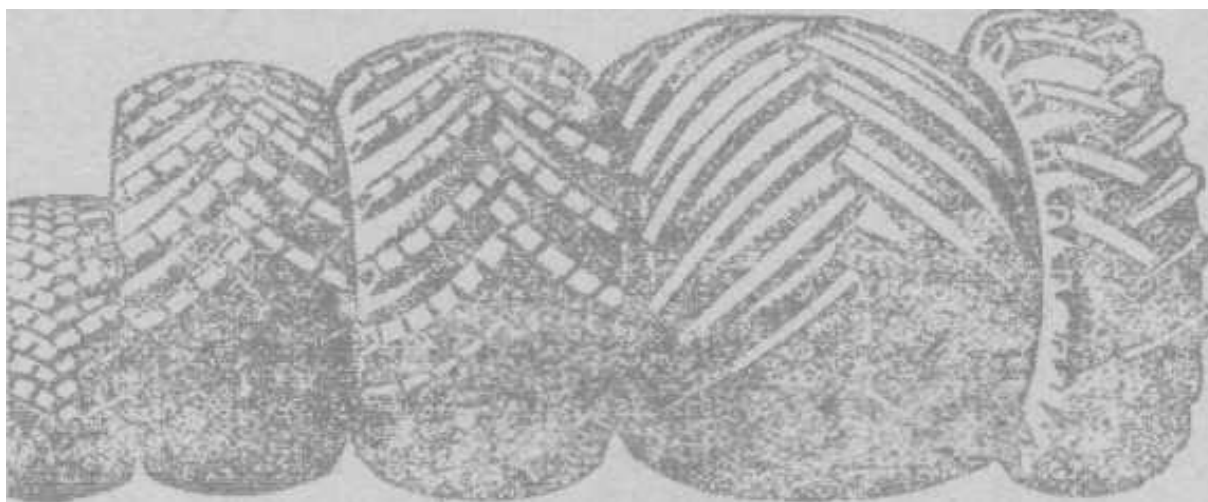


Рисунок 1.2 – Зразки широкопрофільних шин

Установка додаткових вантажів на диск заднього колеса (рис 1.3) і **передній брус напіврами** (рис 1.4) Залежно від необхідного довантаження задніх коліс можна встановлювати на кожне колесо вантаж. На праве і ліве колеса встановлюють зазвичай при оранці, коли праве колесо трактора йде по дну борозни (трактор нахилиється вправо) і на нього діє більша частина зчіпної ваги трактора. У цьому випадку менш навантажене ліве колесо довантажується установкою додаткових вантажів.

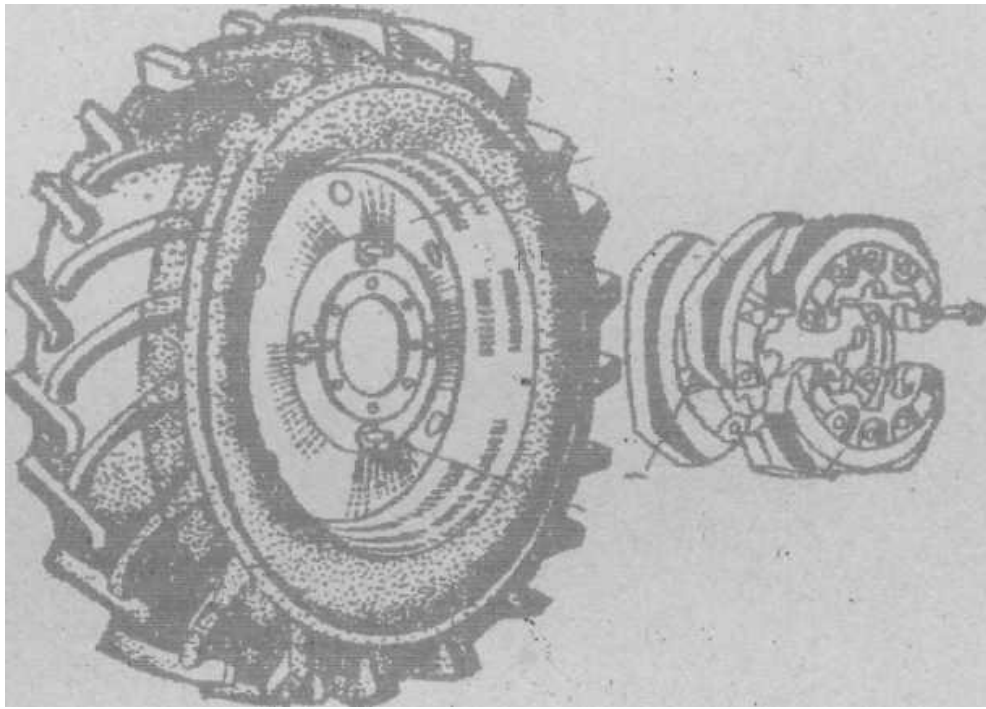


Рисунок 1.3 – Установка дополнительных вантажів на диск заднього колеса

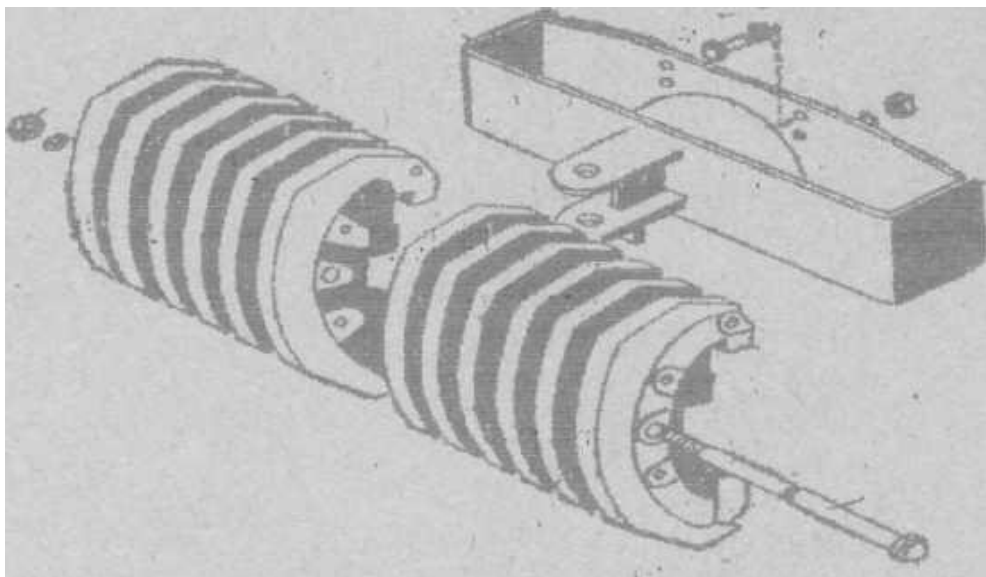


Рисунок 1.4 – Установка дополнительных вантажів на передній брус трактора

Довантажувачі ведучих коліс. При довантаженні ведучих коліс трактора його зчіпна (що припадає на провідні колеса) маса збільшується і, отже, зменшується буксування ведучих коліс, робочий процес виконується з меншими втратами швидкості руху, а, отже, з більш високою продуктивністю. Довантаження трактора при заданих умовах залежить від навантаження, що передається опорними колесами навісної машини. Зменшення її на опорних

колесах збільшує загальну довантаженість трактора, підвищує його зчіпну масу і знижує тяговий опір навісної машини.

Застосування ланцюгів протиковзання на обледенілому ґрунті, при русі по засніженій дорозі і інших поганих дорожніх умовах значно збільшують прохідність, сприяють очищенню ґрунтозачепів шин від налиплого ґрунту.

Застосування диференціалів підвищеного тертя. Диференціали підвищеного тертя частково вирішують проблему блокування, порушуючи кінематичне рівновагу сателітів. В основному даний тип блокуючих пристроїв застосовується в передніх ведучих мостах. Але у таких диференціалів є один мінус, при повороті вони перешкоджають повороту трактора, при цьому збільшуються навантаження в трансмісії і відбувається прискорений знос шин.

Найбільш прийнятним є застосування **автоматичного блокування диференціала**. Застосування автоматичного блокування диференціалів і міжосьового приводу значно покращує динамічні якості машин при розгоні і гальмуванні. Випробування трактора з встановленою на ньому автоматичним блокуванням диференціалу довело його високу ефективність на таких роботах як оранка, боронування, культивация. Застосування автоматичного блокування диференціала показало, що в середньому буксування машини знижується на 10% за рахунок застосування АБД (рис 1.5).

Це відбувається за рахунок зменшення буксування задніх коліс при роботі з підвищеним буксуванням. Застосування АБД найбільш прийнятний виходячи з економічних міркувань, так як АБД дуже проста у використанні, особливо в автоматичному режимі.

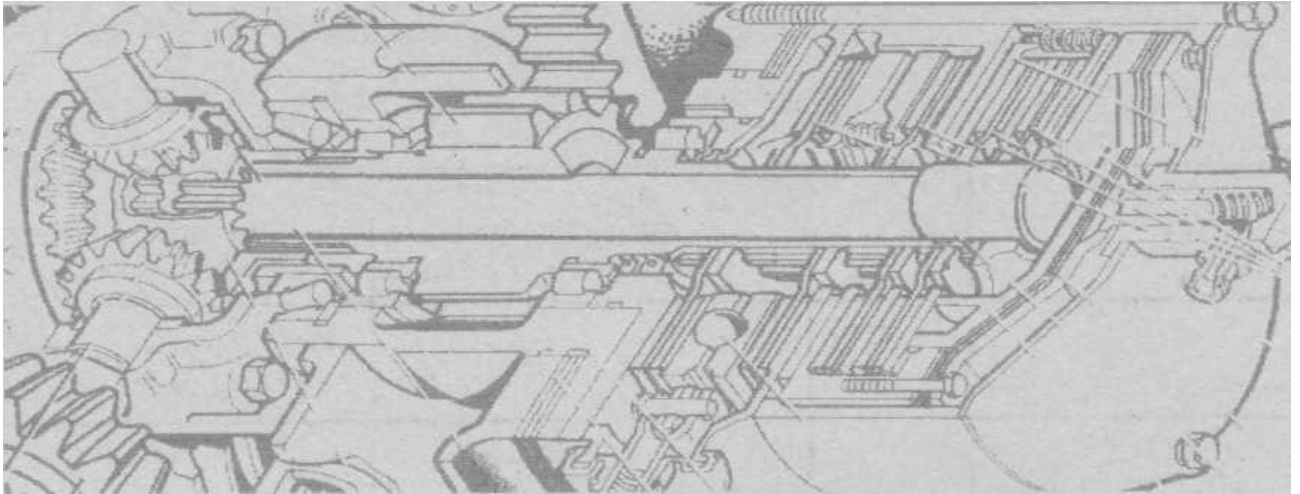


Рисунок 1.5 – Автоматичне блокування диференціала

Застосування примусового змащування поверхонь диференціала.

Робота пари тертя хрестовина диференціала-сателіт відбувається при нестачі мастила (в умовах сухого або граничного тертя), що призводить до зниження ККД і підвищеного зносу деталей і вузлів. Змащення тертьових поверхонь здійснюється масляним туманом, який проникає через вікна в корпусі диференціала, в сполученні хрестовина-сателіт при роботі диференціала виникають великі радіальні зусилля сателіта це призводить до витіснення мастильного матеріалу з зазору хрестовина-сателіт, все це призводить до виникнення дефіциту мастильного матеріалу і до вищевикладеним наслідків. Також, спостерігається брак мастила і в зоні зубчастого зачеплення сателіт-сонячні шестерні. Застосування примусової змащування поверхонь диференціала дозволить підвищити ККД і надійність даного вузла.

Застосування різних блокуючих пристроїв. Робота фрикційної муфти блокування диференціала пов'язана з низкою проблем: не завжди відбувається повне блокування диференціала, невисока надійність муфти. В даний час доцільно застосування в якості керівної ланки багатодискову фрикційну муфту наступної конструкції (рис. 1.6).

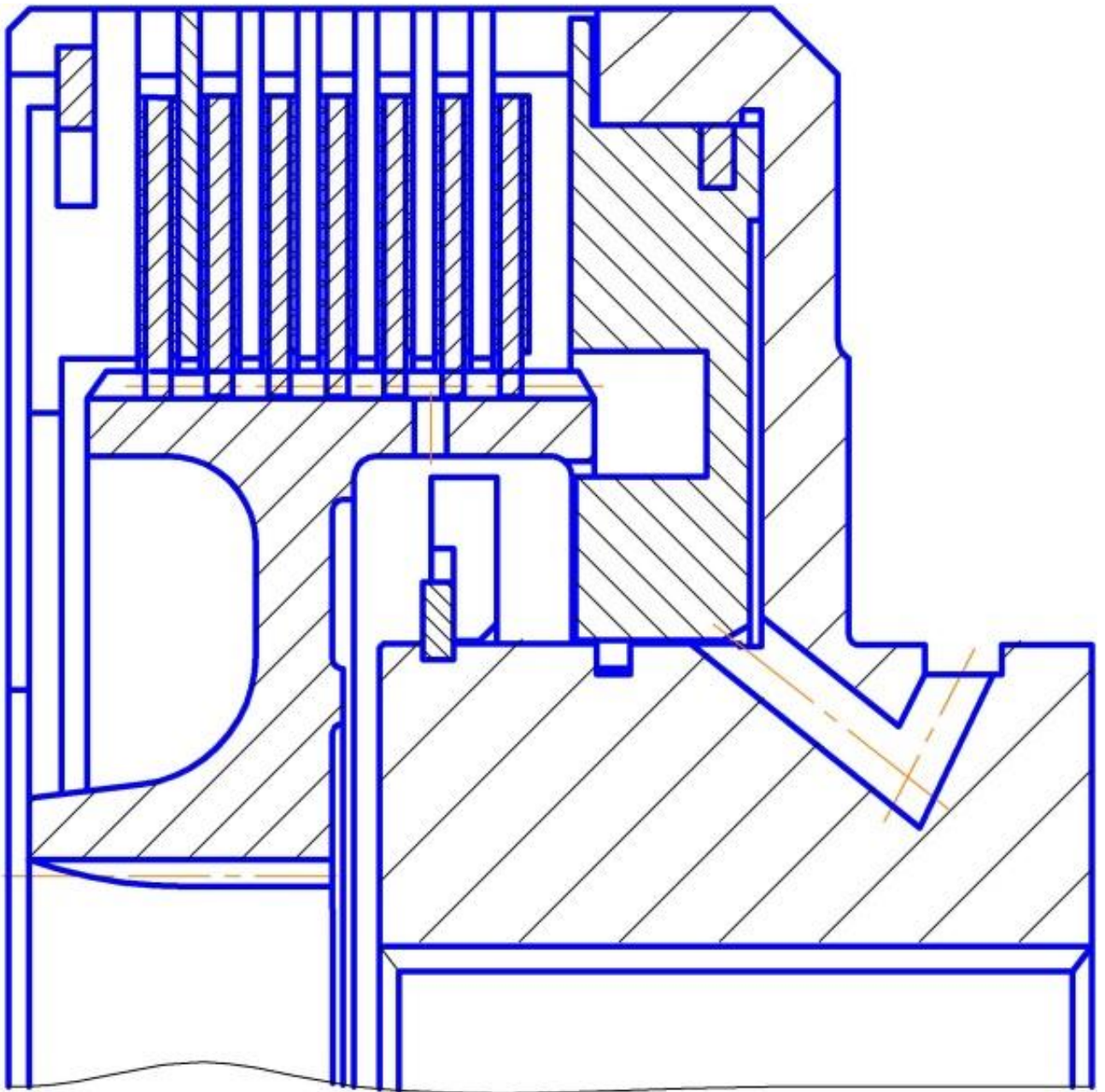


Рисунок 1.6 – Багатодискова фрикційна муфта

1.3 Візуалізація загально-прийнятих вузлів для блокування

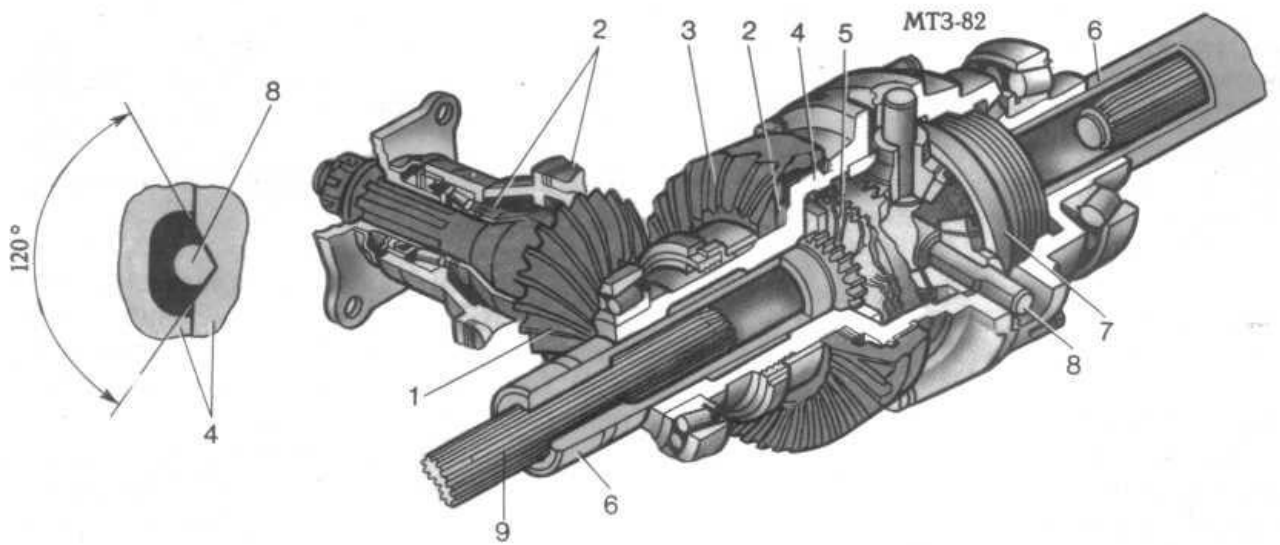


Рисунок 1.7 – МТЗ-82

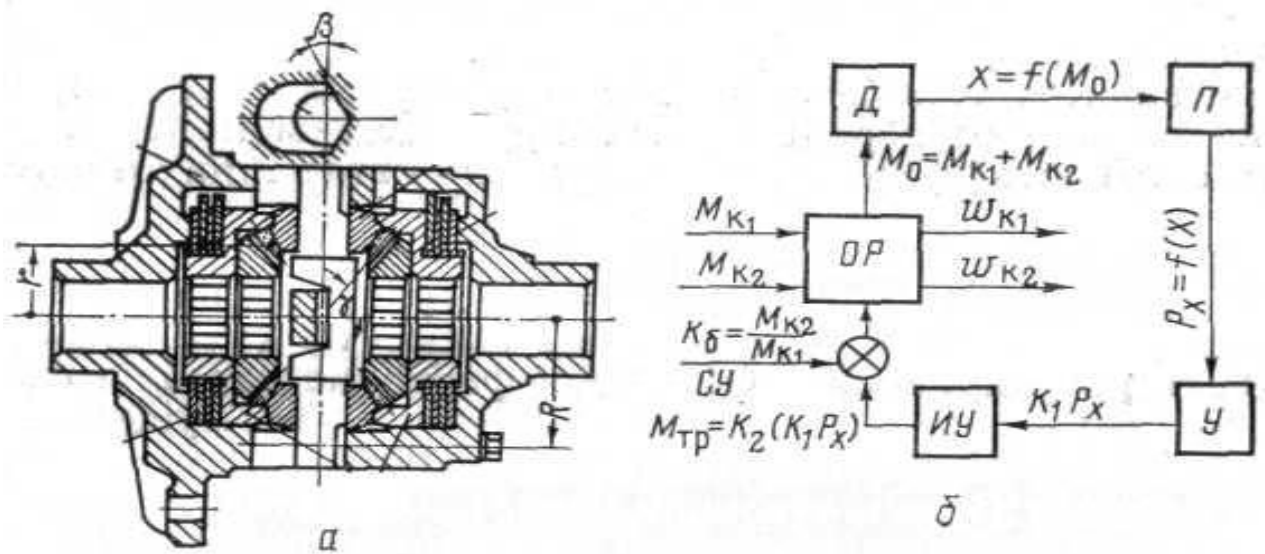


Рисунок 1.8 – Диференціал

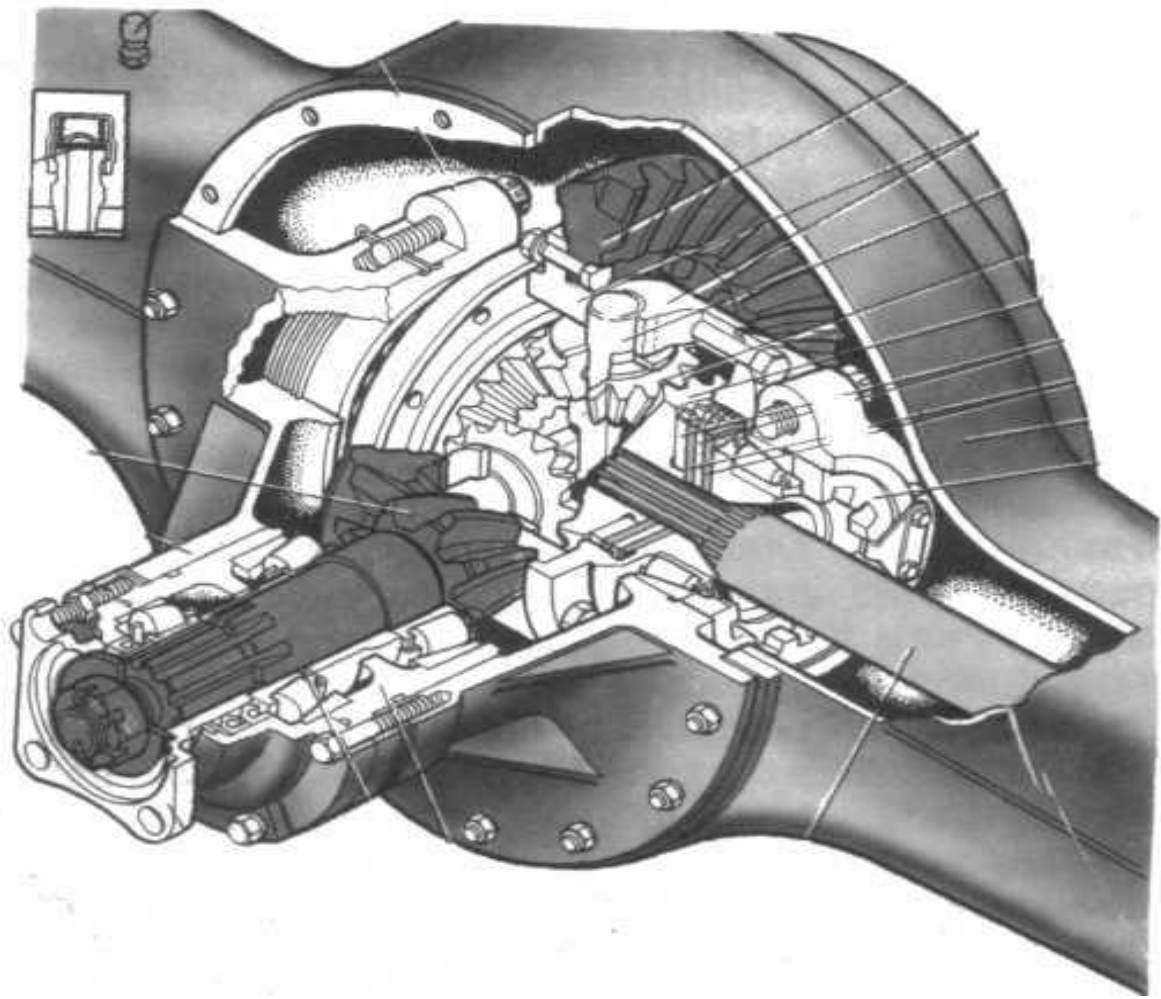


Рисунок 1.9 – Головний міст

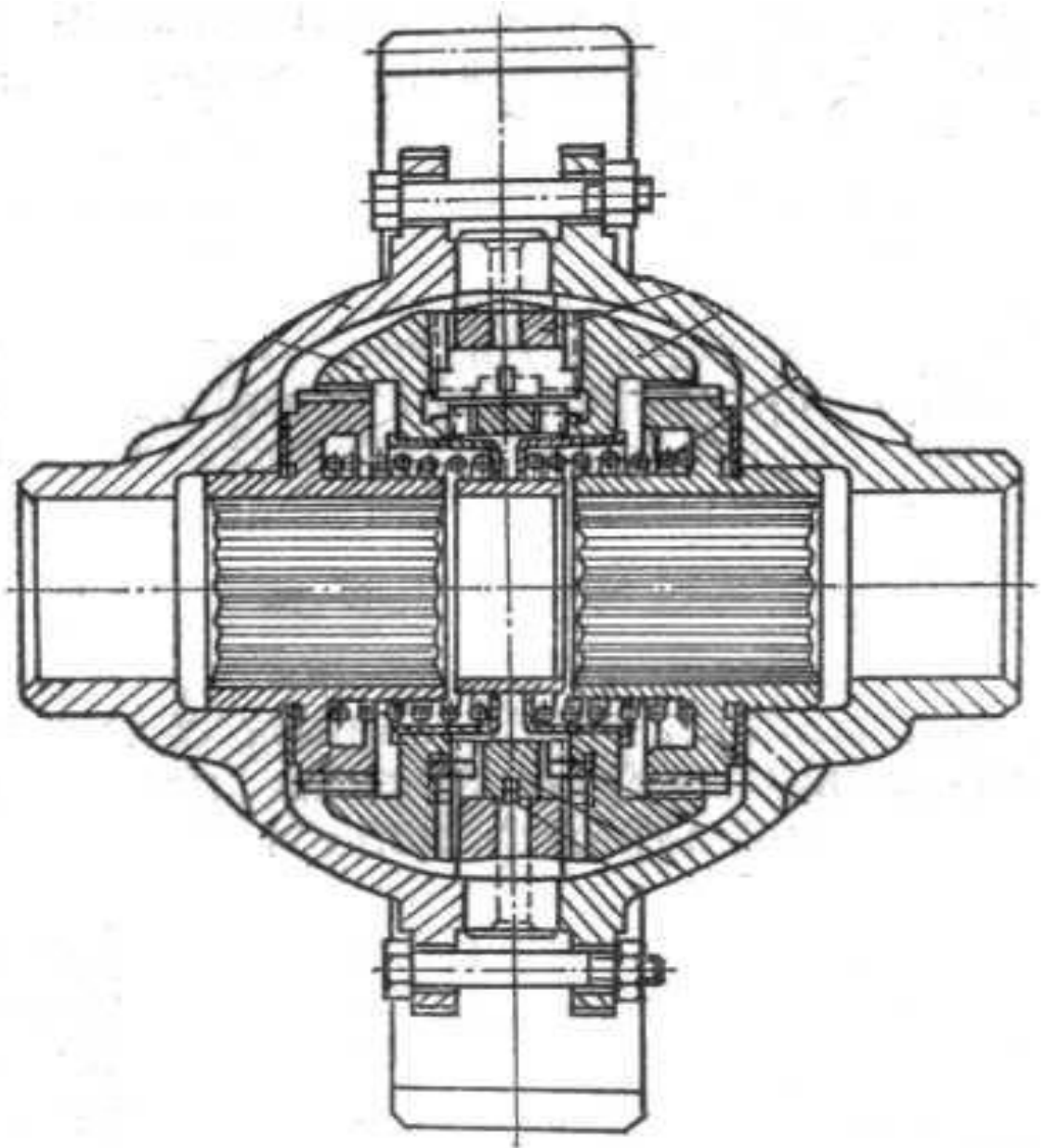


Рисунок 1.10 – «Кулачковый» дифференціал

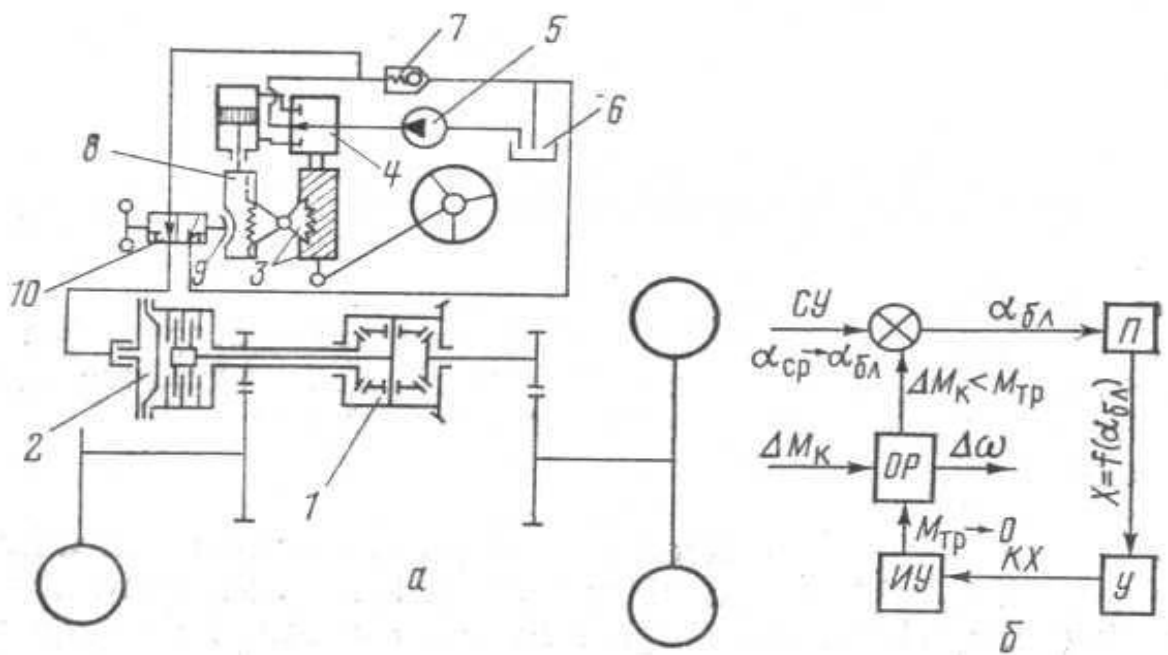


Рисунок 1.11 – Auto-block system

2. ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ МЕХАНІЗМУ БЛОКУВАННЯ ДИФЕРЕНЦІАЛУ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВО- ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ

2.1 Опис принципу дії

Механізм блокування диференціала складається з диференціала, фрикційної муфти, пристрої подачі мастила, радіатора, осі диференціала напірного фільтра, насоса НШ16Г-3Л.

Особливістю запропонованого механізму є те, що в хрестовині диференціала є осьові і радіальні канали, а також канали є в осі диференціала жорстко пов'язаної з хрестовиною. Це дозволяє виробляти подачу мастильного матеріалу від джерела тиску у внутрішню порожнину диференціала. При прокачуванні мастильного матеріалу по масляним каналам відбувається мастило пари тертя хрестовина-сателіт, найбільш навантаженої пари тертя в диференціалі.

Далі мастильний матеріал під тиском протікає через зазори в парі тертя хрестовина-сателіт і потрапляє у внутрішню порожнину диференціалу, де проводитиметься мащення інших пар тертя (сателіт-корпус диференціала, зубчастих зачеплень сателіт-сонячна шестерня, підшипників).

Однією з важливих проблем є також забезпечення якості мастильного матеріалу. Мастильний матеріал не повинен містити механічних домішок, а також володіти невисокими температурами (для більш якісного охолодження деталей диференціала).

Мастильний матеріал подається насосом НШ16Г-3Л з трансмісії, після чого він подається на очистку в напірний фільтр 2ФГМ32Н-10 25К УХЛ4, де пройшовши очищення при підвищеній температурі (а отже, зниженої в'язкості, що забезпечує підвищення якості очищення) подається в радіатор. Після радіатора мастильний матеріал подається в пристрій подачі, яке забезпечує подачу мастильного матеріалу в обертову вісь диференціала.

2.2 «Навантаження» для системи

$$M_{mp} = \frac{\Delta\varphi_{np} \cdot G_k \cdot r_k}{i_{\delta n}}, \quad (2.1)$$

$$M_{mp} = \frac{0,4 \cdot 55 \cdot 0,829}{6,856} = 2,66 \text{кН} \cdot \text{м}.$$

$$M_{\phi} = \beta \cdot M_n = P \cdot \mu \cdot r_{mp} \cdot z, \quad (2.2)$$

$$P = \frac{\beta \cdot M_n}{\mu \cdot r_{mp} \cdot z}, \quad (2.3)$$

$$P = F_n \cdot p, \quad (2.4)$$

$$p = \frac{\beta \cdot M_n}{\mu \cdot r_{mp} \cdot z \cdot F_n} = \frac{4 \cdot \beta \cdot M_n}{\mu \cdot r_{mp} \cdot z \cdot \pi \cdot D^2}, \quad (2.5)$$

$$p = \frac{4 \cdot 1,15 \cdot 2,66 \cdot 10^6}{0,3 \cdot 70 \cdot 4 \cdot 3,14 \cdot 160^2} = 1,81 \text{МПа}.$$

2.3 Конічна передача

2.3.1 Навантажувальні режими

Крутний момент на сонячній шестірні $Z_a = 21$:

$$T_{Z_a} = \frac{T_{K2}}{u_{nl} \cdot \eta_{nl}}, \quad (2.6)$$

де T_{K2} – крутний момент на задньому провідному колесі;

$u_{пл}$ – передавальне відношення планетарної передачі, $u_{пл} = 3,429$;

η_n – ККД планетарної передачі.

Число оборотів сонячної шестірні:

$$n_{Z_a} = n_k \cdot u_{пл}, \quad (2.7)$$

де n_k – число обертів колеса.

Крутний момент на сателіті $Z_g=15$:

$$T_g = T_a \cdot \frac{Z_g}{Z_a} \cdot \frac{k}{n}, \quad (2.8)$$

де Z_g – число зубів сателіта, $Z_g = 15$;

Z_a – передавальне відношення планетарної передачі, $Z_a = 21$;

k – коефіцієнт нерівномірності, $k = 1$;

n – число сателітів, $n = 4$.

Число оборотів сателіта щодо водила:

$$n_g = (n_a - n_h) \cdot \frac{Z_a}{Z_g}, \quad (2.9)$$

де n_h – число обертів водила (колеса).

Крутний момент на шестірні $Z = 24$:

$$T_{Z=24} = \frac{T_a}{u_u \cdot \eta_u}, \quad (2.10)$$

де u_y – передавальне відношення циліндричної передачі, $u_y = 2$;

η_y – ККД циліндричної передачі, $\eta_y = 0,98$.

Число оборотів шестерні $Z = 27$:

$$n_{Z=24} = n_a \cdot u_y, \quad (2.11)$$

Наведене час роботи шестерень визначається за формулою:

$$L_h = \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_{осн}} \right)^3 \cdot \frac{n_i}{n_{осн}} \cdot L_{hi}, \quad (2.12)$$

де T_i – момент на i -му режимі;

$T_{осн}$ – навантаження, прийнята за основну;

n_i – число оборотів на i -му режимі.

$n_{осн}$ – число оборотів, прийнятих за основні;

L_{hi} – час роботи на i -му режимі.

Результати розрахунку навантажувальних режимів наведені в табл. 2.1. і 2.2.

Таблиця 2.1 – Навантажувальні режими кінцевої передачі на пер. ходу

Передачі	1	2	3	4	5	6	7	8
V, км/год	1,74	2,44	3,35	4.48	3,77	5,29	7,26	9,94
$P_{к2}$, Н	35860						31610	22220
$T_{к2}$, Н·м	14971						13195	9278
n_k , об/хв	5,5	7,7	10,6	14,5	12	16,8	23,1	31,6
α	0,00029	0,00087	0,00117	0,00146	0,00117	0,00758	0,08017	0,13207
L_h , год	1	3	4	5	4	26	275	453
T_a , Н·м	4485,3						3967,6	2790
n_a , об/хв	18,85	26,4	36,34	49,7	41,14	57,6	79,2	108,3

$T_g, Н \cdot м$	800,9						708,5	498,2
n_g об/хв	18,69	26,18	36,04	49,3	40,8	57,12	78,54	107,4
$T_{z=27}, Н \cdot м$	1961,5						1735	1220
$n_{z=27},$ об/хв	44	61,6	84,78	115,95	95,98	134,4	184,77	252,7
Передачі	9	10	11	12	13	14	15	16
$V,$ км/ч	5,7	7,99	10,97	15,01	12,37	17,34	23,8	32,58
$P_{к2}, Н$	35860	29680	20840	14810	28450	20310	14790	10810
$T_{к2}, Н \cdot м$	14971	12393	8699	6184	1188	8480	6176	4513
$n_k,$ об/хв	18,1	25,4	34,8	47,7	39,3	55,1	75,6	103,5
α	0,04577	0,0938	0,19621	0,0895	0,01603	0,06443	0,11341	0,15598
$L_h,$ год	157	322	673	307	55	221	389	535
$T_a, Н \cdot м$	4485,3	3726,4	2616	1860	3572	2550	1857	1357
$n_a,$ об/хв	62,05	87,07	119,3	163,5	134,7	188,9	259	354,8
$T_g, Н \cdot м$	800,9	665,4	467,1	332,1	637,8	455,3	331,6	242,3
n_g об/хв	61,53	86,34	118,3	162	133,6	187,3	256,8	351,8
$T_{z=27}, Н \cdot м$	1961,5	1630	1144	813,4	1562	1115	812,1	593,4
$n_{z=27},$ об/хв	144,76	203	278,3	381,4	314,3	440,7	604	827,7

Таблиця 2.2 – Навантажувальні режими для розрахунку кінцевої передачі на задньому ході

Передачі	1	2	3	4	5	6	7	8
$V,$ км/год	2,73	3,83	5,26	7,2	5,93	8,31	11,41	15,61
$P_{к2}, Н$	26540			24870	26540	21340	16180	12160
$T_{к2}, Н \cdot м$	11081			10384	11081	8909	6757	5078
$n_k,$ об/хв	8,7	12,2	16,7	22,9	18,8	26,4	36,2	49,6
α	0,01429	0,05714	0,1	0,1	0,11429	0,2	0,32857	0,08571
$L_h,$ год	1	4	7	7	8	14	23	36
$T_a, Н \cdot м$	3332,5			3122,8	3332,5	2679,3	203,21	152,71

n_a , об/хв	29,82	41,8	57,25	78,5	64,4	90,5	124	170
T_g , Н·м	595,1			557,6	595,1	478,4	362,8	272,7
n_g об/хв	29,57	41,44	56,77	77,84	63,84	89,74	122,9	168,56
$T_{Z=27}$, Н·м	1457,6			1365,8	1457,6	1172	888,8	667,9
$n_{Z=27}$, об/хв	69,57	97,52	133,56	183	150	211	289	396,6

2.3.2 Розрахунок зубчастих передач

Геометричний розрахунок шестерень виконаний за програмою FZZ.EXE Розрахунок зубів циліндричних шестерень на згинальну і контактну міцність виконаний за програмою ZUB.EXE. При розрахунку шестерень планетарного редуктора прийнято допущення, що навантаження між сателітами розподіляється рівномірно, так як сонячна та коронна шестерні встановлені плаваючими.

Результати розрахунку представлено в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку шестерень

	$\frac{Z_1}{Z_2}$	$\frac{x_1}{x_2}$	b_w , мм	Матеріал, обробка	$\sigma_{F\lim}^\circ$, МПа	σ_F , МПа	σ_{FP} , МПа	$\sigma_{H\lim}^\circ$, МПа	σ_H , МПа	σ_{HP} , МПа
циліндрична пара	27	0,61	34	20ХНР (ц)	950	392,9	432,4	1357	1074,3	1541,69
	54	0,825		20ХНР (ц)	950	399,3	470,24			
сонячна сателіт	21	0,22	56	18Х2Н4МА(ц)	820	335,97	384,74	1357	1400,8	1492,48
	15	0,394		20ХНЗА (ц)	950	334,74	493,3			

Розрахункові напруги вигину σ_F і контактні σ_H напруги менше допустимих σ_{FP} і σ_{HP} шестерні кінцевої передачі забезпечують необхідний ресурс трактора.

3. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Для оцінки економічного ефекту необхідно скласти операційно-технологічну карту однієї з найбільш енергоємних процесів, де задіяний трактор.

Оранка – це один з найбільш енергоємних процесів, який повністю завантажує трактор, тому операційно-технологічну карту вирішене складати для агрегату «1221» з плугом «4-43».

Скомплектований агрегат налаштовують на необхідну глибину оранки, для цього трактор наїжджає правим колесом на колодку висотою 22 см. І опускає плуг. Під опорна колесо плуга також укладається колодка висотою 22 см. Після чого регулюється, зміною довжини правого розкосу і верхнього тяги навіски трактора, паралельність шкарпеток і п'ят плуга землі.

3.1 Визначення швидкісного режиму роботи та експлуатаційних показників

$$V_{agr\ min} < V_p < V_{agr\ max}$$

$$V_{p,max}^{NE} = N_{en} \cdot \eta_{Ne} \cdot \eta_{mz} \cdot \eta_{\delta} / (R_{ma} + G_{mp} (f_{mp} \pm i / 100)), \quad (3.1)$$

$$\eta_{Ne} = 0,9 \dots 0,95;$$

$$\eta_{mz} - \text{ККД трансмісії. } \eta_{mz} \approx 0,78 \dots 0,82;$$

$$\eta_{\delta} - \text{ККД буксування;}$$

$$R_{ma} - \text{опір машини, Кн;}$$

$$H_{\delta} = 1 - \frac{\delta}{100};$$

де δ – коефіцієнт буксування $\delta = 15\%$;

$$\eta_{\delta} = 1 - \frac{15}{100} = 0,85;$$

Тяговий опір плуга:

$$R_{nl} = K_{nlv} \cdot a \cdot b \cdot n + c \cdot G_{nl}(i/100), \quad (3.2)$$

де $K_{nlv} = K_{nl}[1+0.08(V_p^2 - V_o^2)]$, кН/м²;

$$K_{nlv} = 40[1+0.08 \cdot (2.22^2 - 1.4^2)] = 49,5.$$

$$R_{nl} = 49,5 \cdot 0,25 \cdot 0,43 \cdot 4 + 1,2 \cdot 9,1(1/100) = 21,4 \text{ кН.}$$

$$V_{p,max}^{NE} = 96 \cdot 0,95 \cdot 0,8 \cdot 0,85 / (21,4 + 47(0,09 + 1/100)) = 2,38 \text{ м/с;}$$

$$N_{ep} = [R_M + G_{mp}(f_{mp} + i/100)] \cdot V_p / (\eta_{mz} \cdot \eta_{\delta}), \quad (3.4)$$

$$N_{ep} = [21,4 + 47(0,09 + 1/100)] \cdot 2,22 / (0,8 \cdot 0,85) = 85,2 \text{ кВт.}$$

$$\eta_{Nep} = N_{ep} / N_{en}, \quad (3.5)$$

$$\eta_{Nep} = 85,2 / 96 = 0,89.$$

$$\eta_{Nex} = N_{ex} / N_{en}, \quad (3.6)$$

$$N_{ex} = [R_{mx} + G(f_{tp} + i/100)] V_x / (\eta_{mz} \cdot \eta_{\delta x}), \quad (3.7)$$

Приймаємо $V_x = V_p = 2,22 \text{ м/с.}$

Тяговий опір машини на холостому ході:

$$R_{mx} = G_M \cdot (f_t + i/100), \quad (3.8)$$

$$R_{mx} = 9,1 \cdot (0,09 + 1/100) = 0,91 \text{ кН.}$$

$$N_{ex} = [0,91 + 47 \cdot (0,09 + 1/100)] \cdot 2,22 / (0,8 \cdot 0,95) = 16,4 \text{ кБТ.}$$

$$\eta_{N_{ex}} = 16,4 / 96 = 0,17.$$

$$\varphi = \frac{L_p}{L_p + 6R_0 + 2e}, \quad (3.9)$$

$$e = (0 \dots 0,1) \cdot l_k, \quad (3.10)$$

$$l_k = l_m + l_n, \quad (3.11)$$

$$l_k = 1,5 + 4,3 = 5,8 \text{ м.}$$

$$e = 0,05 \cdot 5,8 = 0,3 \text{ м.}$$

$$L_p = L - 2E, \quad (3.12)$$

$$E = R_0 + d_k + e, \quad (3.13)$$

$$R_0 = 1,18 \cdot 3 \cdot B = 1,18 \cdot 3 \cdot 1,7 = 6,0 \text{ м.}$$

$$E = 2,8 \cdot 6,0 + 0,5 \cdot 1,7 + 0,3 = 17,95 \text{ м.}$$

$$L_p = 900 - 2 \cdot 18 = 864 \text{ м.}$$

$$\varphi = \frac{864}{864 + 6 \cdot 6,0 + 2 \cdot 0,3} = 0,96.$$

$$L_x = \frac{L_p}{\varphi} - L_p, \quad (3.14)$$

$$L_x = \frac{864}{0,96} - 864 = 36 \text{ м.}$$

$$t_y = \frac{1}{3,6 \cdot 1000} \left(\frac{2L_p}{V_p} + \frac{2L_x}{V_x} + 60t_{on} \right), \quad (3.15)$$

$$t_y = \frac{1}{3,6 \cdot 1000} \left(\frac{2 \cdot 864}{2,22} + \frac{2 \cdot 36}{2,22} + 60 \cdot 0 \right) = 0,225 \text{ год.}$$

$$T_{nz} = 0,2 + 0,1 + 0,1 + 0,35 = 0,75 \text{ год.}$$

$$n_y = 24.$$

$$T_{cm}^{\partial} = t_y n_y + T_{nz} + T_{oml} + T_{mo}, \quad (3.16)$$

$$T_{cm}^{\partial} = 0,2 \cdot 24 + 0,75 + 0,55 + 0,3 = 7 \text{ год.}$$

$$T_p = \frac{2L_p}{3600V_p} n_y, \quad (3.17)$$

$$T_p = \frac{2 \cdot 864}{3600 \cdot 2,22} \cdot 24 = 5,19 \text{ год.}$$

$$T_x = \frac{2L_x}{3600V_x} n_y, \quad (3.18)$$

$$T_x = \frac{2 \cdot 36}{3600 \cdot 2,22} \cdot 24 = 0,216.$$

$$\tau = \frac{T_p}{T_{см}}, \quad (3.19)$$

$$\tau = \frac{5,19}{7} = 0,74.$$

$$W_{ц} = \frac{2B_p L_p}{10000}, \quad (3.20)$$

$$W_{ц} = \frac{2 \cdot 1,7 \cdot 864}{10000} = 0,294 \text{ га/цикл.}$$

$$W_{ч} = 0,36 B_p V_p \tau, \quad (3.20)$$

$$W_{ч} = 0,36 \cdot 1,7 \cdot 2,22 \cdot 0,74 = 1,0 \text{ га/год.}$$

$$W_{см}^{\partial} = W_{ч} n_{ч}, \quad (3.21)$$

$$W_{см}^{\partial} = 0,294 \cdot 24 = 7,05 \text{ га.}$$

$$W_{см}^{\partial} = 0,36 B_p V_p T_p, \quad (3.22)$$

$$W_{см}^{\partial} = 0,36 \cdot 1,7 \cdot 2,22 \cdot 5,19 = 7,05 \text{ га.}$$

$$W_{см} = W_{ч} T_{см}, \quad (3.23)$$

$$W_{см} = 1 \cdot 7 = 7,0 \text{ га.}$$

$$Q = (G_{mp} \cdot T_p + G_{mx} \cdot T_x + G_{mo} \cdot T_o) / W_{см}, \quad (3.24)$$

$$T_o = T_{обс} + T_{отл} + 0,5 T_{нз}, \quad (3.25)$$

$$T_o = 0,3 + 0,55 + 0,5 \cdot 0,75 = 1,225, \text{ год.}$$

$$G_{mp} = G_{ex} (G_{mn} - G_{ex}) \eta_{Nep} \quad (3.26)$$

$$G_{mx} = G_{ex} + (G_{mn} - G_{ex}) \eta_{Nex} \quad (3.27)$$

$$G_{mo} = 0,46 G_{ex} \quad (3.28)$$

$$z = 1/1,0 = 1 \text{ год/га.}$$

3.2 Розрахунок продуктивності машини і річного обсягу робіт

Продуктивність за одну годину змінного часу визначаємо за формулою:

$$W_q = 0,36 B_p \mathcal{G}_p \tau, \quad (3.30)$$

\mathcal{G}_p – середня робоча швидкість руху, м/с;

τ – коефіцієнт використання часу зміни ($\tau = 0,74$).

Для базового варіанту $\mathcal{G}_p = 2,22 \text{ м/с} = 8,0 \text{ км/год}$, для проектованого

$\mathcal{G}_p = 2,25 \text{ м/с} = 8,1 \text{ км/год}$.

$$W_{q1} = 0,1 \cdot 1,7 \cdot 8,0 \cdot 0,74 = 1,0 \text{ га/год};$$

$$W_{q2} = 0,1 \cdot 1,7 \cdot 8,1 \cdot 0,74 = 1,02 \text{ га/год.}$$

Сезонний обсяг робіт обчислюється за формулою:

$$W_{\Gamma} = W_q T_{\Gamma}, \quad (3.31)$$

де T_T – сезонна напрацювання машини, годин змінного часу. Для обох варіантів $T_T = 400$.

$$W_{T1} = 1,0 \cdot 150 = 150 \text{га},$$

$$W_{T2} = 1,02 \cdot 150 = 153 \text{га}.$$

Розрахунок трудовитрат і зростання продуктивності праці. Прямі витрат праці в розрахунку на одиницю роботи машини:

$$t_n = \frac{L}{W_u}, \quad (3.32)$$

де L – кількість працівників, які обслуговують машину, чол. Для обох варіантів $L = 1$.

$$t_{n1} = \frac{1}{1,0} = 1,0 \frac{\text{чол-год}}{\text{га}}.$$

$$t_{n2} = \frac{1}{1,02} = 0,98 \frac{\text{чол-год}}{\text{га}}.$$

Економія витрат праці розраховується за формулою:

$$\mathcal{E}_T = (t_{n1} - t_{n2}) W_{T2}, \quad (3.33)$$

$$\mathcal{E}_T = (1,0 - 0,98) \cdot 153 = 3 \text{чол}.$$

Зростання продуктивності праці обчислюємо за формулою:

$$P_{nm} = \left(\frac{t_{n1}}{t_{n2}} - 1 \right) \cdot 100, \quad (3.34)$$

$$P_{nm} = \left(\frac{1,0}{0,98} - 1 \right) \cdot 100 = 2\% .$$

Питома матеріаломісткість процесу розраховуємо за формулою:

$$M_e = \frac{1}{W_q} \sum M_j / T_{\Gamma j}, \quad (3.35)$$

де M_j – маса j -ї машини, яка бере участь у виробничому процесі, кг.

Маса трактора «1221» 4640кг напрацювання 1300 год. Маса плуга «4-43» - 910кг.

$$M_{e1} = \frac{1}{1,0} \cdot \left(\frac{4640}{1300} + \frac{910}{150} \right) = 9,64 \text{ кг / га},$$

$$M_{e2} = \frac{1}{1,02} \cdot \left(\frac{4640}{1300} + \frac{910}{150} \right) = 9,45 \text{ кг / га} .$$

Зниження питомої матеріаломісткості виробничого процесу:

$$J_M = \left(\frac{M_{e2}}{M_{e1}} - 1 \right) 100 \quad (3.39)$$

$$J_M = \left(\frac{9,45}{9,64} - 1 \right) 100 = -2\% .$$

Визначаємо величину питомої енергоємності за формулою:

$$\mathcal{E}_e = \frac{N_{e\phi}\alpha}{W_y} \quad (3.36)$$

$N_{e\phi}^\alpha$ – ефективна потужність двигуна Д-260.2, $N_{e\phi}^\alpha = 96$ кВт.

$$\mathcal{E}_{e1} = \frac{96 \cdot 0,89}{1,0} = 85,44 \frac{\text{кВт}\cdot\text{год}}{\text{га}},$$

$$\mathcal{E}_{e2} = \frac{96 \cdot 0,89}{1,02} = 83,7 \frac{\text{кВт}\cdot\text{год}}{\text{га}}.$$

Зниження питомої енергоємності процесу обчислюємо за формулою:

$$J_{\text{эс}} = \left(\frac{\mathcal{E}_{e2}}{\mathcal{E}_{e1}} - 1 \right) 100,$$

$$J_{\text{эс}} = \left(\frac{83,7}{85,44} - 1 \right) 100 = -2,1\%.$$

Питома витрата палива на одиницю роботи визначається за формулою:

$$G = \frac{1}{W_y} N_{e\phi}\alpha \quad (3.37)$$

$$G_1 = \frac{1}{1,0} \cdot 96 \cdot 0,218 \cdot 0,89 = 18,63 \text{кг} / \text{га}.$$

$$G_2 = \frac{1}{1,02} \cdot 96 \cdot 0,215 \cdot 0,89 = 18 \text{ кг/га} .$$

$$I_G = \left(\frac{G_2}{G_1} - 1 \right) \cdot 100 , \quad (3.38)$$

$$I_G = \left(\frac{18}{18,63} - 1 \right) \cdot 100 = -3,4\% .$$

Економія палива за сезон:

$$\mathcal{E}_T = (G_1 - G_2) W_{T^2} , \quad (3.39)$$

$$\mathcal{E}_T = (18,63 - 18) \cdot 153 = 97 \text{ кг} .$$

Таблиця 3.1 – Техніко-економічні показники

Показники	Варіант		Відхилення (=/+)
	Існуючий	Проектний	
Продуктивність, га/год	1,0	1,02	+0,02
Річний об'єм робіт, га	150	153	3
Матеріаломісткість процесу, кг/га	9,64	9,45	-0,19
Енергоємність, кВт год/га	85,44	83,7	-1,74
Витрата палива, кг/га	18,63	18	-0,63
Економія палива на річний обсяг роботи, кг		97	
Прямі витрати праці, чол/га	1,0	0,98	-0,02
Зростання продуктивності праці, %		2	

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ДО ПРОЕКТУ

Вузли та деталі диференціала працюють в складних умовах: високі змінні навантаження, збіднене змащення тертьових поверхонь, особливо підвищений знос спостерігається в парах тертя сателіт-хрестовина диференціала, також спостерігається брак мастила і зубчастих зачеплень диференціала (сателіт-сонячна шестерня). Також на роботу трактора впливає використовуваний пристрій блокування диференціала (не відбувається повного блокування диференціала).

Напрямами вдосконалення обрані установки примусової системи змащування поверхонь диференціала, що дозволяє знизити втрати на тертя в парах (в диференціалі налічується 10 пар тертя) і підвищити коефіцієнт корисної дії використовуваного диференціала.

Виконано розрахунок техніко-економічних показників проекту. За результатами розрахунку складена таблиця показників проекту.

Таким чином, трактор «Беларус-1221» з модернізованим механізмом блокування диференціала може успішно застосовуватися для виконання робіт, з сільськогосподарськими машинами, які вимагають постійного використання блокування диференціала в сільському господарстві.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Каталог сільськогосподарської техніки : навч. Посібник / Л.М. Тіщенко, В.І. Мельник, С.О. Харченко та ін.; за ред. Л.М. Тіщенка та В.І. Мельника. – Х.: ХНТУСГ, 2015. – 450 с.
2. Анікєєв О.І. Методичні вказівки № 3, 4, 7 для виконання лабораторно-практичних робіт з дисципліни «Експлуатація машин та обладнання» / О.І. Анікєєв, О.А. Романащенко, К.Г. Сировицький // Х. ХНТУСГ, 2019. – 124 с.
3. Харченко С.О. Напрямок в розробці агротехнологій блочно-варіантних систем для господарств різних технологічних рівнів / С.О. Харченко, О.І. Анікєєв, М.О. Циганенко, О.Д. Калюжний, Г.В. Рудницька, В.В. Качанов, О.М. Красноруцький, С.А. Чигрина, К.Г. Сировицький, Є.А. Гаєк // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка, Вип. 156, – 2015. с. 174-179.
4. Ковтун Ю. І. Технологічна блочно-варіантна система машиновикористання в землеробстві України: монографія. Частина 1/ Ю. І. Ковтун [та ін.] – Х.: ТОВ «Планета-Прінт», 2020. - 204 с.
5. <https://www.ukraine.com.ua/uk/egrpou/43517949/>
6. Сільськогосподарські машини : підручник / Д. Г. Войтюк [та ін.] ; ред. Д. Г. Войтюк. - К. : Агроосвіта, 2015. - 678 с.
7. Системи точного землеробства [Текст] : підручник / Л. В. Аніскевич [та ін.] ; ред. Л. В. Аніскевич. - Київ : НУБіП України, 2018. - 568 с.
8. Експлуатація та сервіс техніки. Частина І. Трактори. Навчальний посібник. / С.О. Харченко, О.В. Адамчук, О.І. Анікєєв, К.Г. Сировицький, Є.А. Гаєк, І.С. Тіщенко, Д.О. Харченко. За ред. С.О. Харченка. – Х.: ТОВ «Планета-Прінт», 2020. - 140 с.
9. Експлуатація машин і обладнання. Навчальний посібник : Каталог сільськогосподарської техніки / О. В. Нанка [та ін.] ; за ред. В. І. Мельника. – Х.: ТОВ «Планета-Прінт», 2021. - 594 с.

10. Збірник методик з використання машин в землеробстві /За ред. Мельника В. І. – Харків: “Промпроект” – 2020, 257 с.

11. Динаміка та енергетика руху багатоелементарних машинно-тракторних агрегатів [Текст] : монографія / Р. В. Антощенко ; Харків. нац. техн. ун-т сіл. госп-ва ім. П. Василенка. - Харків : Міськдрук, 2017. - 242 с.

12. Практикум з теорії та розрахунку сільськогосподарських машин : навчальне видання / Д. Г. Войтюк [та ін.]. - К. : Видавничий центр НУБіП України, 2022. - 185 с.

13. Анікєєв О.І., Сировицький К.Г., Агапов М.О., Бойко А.О. / Методика обґрунтування раціонального складу і швидкісного режиму роботи машинних агрегатів // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. № 18 (2019), С. 62-69.

14. Анікєєв О.І., Зубко В.М., Гарькавенко Д.Ю. Комплектування агрегатів з тракторами оснащеними двигунами «постійної» потужності. Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасна інженерія агропромислових і харчових виробництв»; Харків: ДБТУ, 2022. 274-276 с.

15. Збірник наукових праць. Випуск 28 (42). Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільськогосподарського господарства України. Дослідницьке 2021.

16. Протокол випробувань Південно-Української філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого № 2392/1004-03- 2019.

17. Artiomov, N., Anikeev, A., Kaluzhniy, A., Sirovitskiy, K., & Kolodiazhnyi, I. (2022). Investigation of agricultural unit loads in non-established mode of motion when performing technological operations.

18. Мельник В. І., Шуляк М. Л., Сировицький К. Г. Методи та методика проведення діагностичних досліджень стану щілинних гідравлічних розпилювачів для хімічного захисту рослин. Збірник тез доповідей ІХ Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ: Видавничий центр НУБіП України, 2022. С. 162-164.

19. Sirovitskiy, K. G., Shulyak, M. L., & Melnyk, V. I. (2022). Results of research of the technical condition of hydraulic nozzles for plant protection. Bulletin of Sumy National Agrarian University. The Series: Mechanization and Automation of Production Processes, (2 (44), 41-44. <https://doi.org/10.32845/msnau.2021.2.9>

20. Blundell M., Harty D. The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics. ButterworthHeinemann, 288, 2004. DOI: 10.1016/b978-0-7506-5112-7.x5000-3. (In German).

21. Зінько, Р., Шуляк, М., Скварок, Ю. і Глобчак, М. (2021) «Аналіз методик проектування сільськогосподарських машин», Науковий журнал «Інженерія природокористування», (1(19), с. 75-85. doi: 10.5281/zenodo.6902711.

ДОДАТКИ