

ДНПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра експлуатації машинно-тракторного парку

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломної роботи

освітнього ступеня «Магістр» на тему:

**ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВУЗЛІВ ТЕРТЯ ТА ГЕРМЕТИЗАЦІЇ
СИЛОВИХ АГРЕГАТІВ ТЕХНІКИ
JOHN DEERE**

Виконав: студент 2 курсу, групи МгМ-1-20 за
спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Нікітін Владислав Сергійович

Керівник: _____ Кабат Олег Станіславович

Рецензент: _____

Дніпро – 2021

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра експлуатації машинно-тракторного парку

Освітній ступінь: «Магістр»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

ЕМТП _____

(назва кафедри)

доцент _____

(вчене звання)

_____ Деркач О.Д.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

« _____ » _____ 2021 р.

**З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Нікітіну Владиславу Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. **Тема роботи:** «Обґрунтування параметрів вузлів тертя та герметизації силових агрегатів техніки John Deere»

керівник роботи Кабат Олег Станіславович доцент _____

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

затверджені наказом ДДАЕУ від

« 17 » 11 2021 року № 3539

2. **Строк подання студентом роботи** 09.12.2021 р. _____

3. **Вихідні дані до роботи.** Техніка John Deere, моторні мастила

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

1. Загальний стан питання. 2. Розвиток та характеристика сучасної техніки John Deere. 3. Експериментально-розрахункова частина. 4. Охорона праці та захист в надзвичайних ситуаціях

5. Економічне обґрунтування роботи. Загальні висновки. Бібліографічний список.

5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Титульний лист. 2. Тема, мета, завдання. 3. Аналіз стану питання. 4. Методика розрахунків гідравлічної системи. 5, 6, 7. Дослідження та обробка результатів. 8. Порівняння мастил брендів виробників та фірмового John Deere 9. Охорона праці та захист в надзвичайних ситуаціях. 10. Економічне обґрунтування роботи. 11. Висновки

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Деркач О.Д., зав. каф. ЕМТП		
2	Деркач О.Д., зав. каф. ЕМТП		
3	Деркач О.Д., зав. каф. ЕМТП		
4	Кравець В.В., доц. каф. ЕМТП		
5	Вініченко І.І., зав. каф. економіки		
Нормоконтроль			

7. Дата видачі завдання: 10.06.2021 р.

:

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний (оглядовий)	до 10.09.2021 р.	
2	Теоретичний	до 10.10.2021 р.	
3	Експериментально - розрахунковий	до 29.10.2021 р.	
4	Охорона праці	до 15.11.2020 р.	
5	Економічний	до 24.12.2021 р.	
6	Демонстраційна частина	до 01.12.2021 р.	

Студент
(підпис)

_____ Нікітін В.С.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи
(підпис)

_____ Кабат О.С.
(прізвище та ініціали)

Реферат

Дипломна робота присвячена вирішенні таких питань, таких як герметизація гідравлічних компонентів на техніці John Deere, а саме гідроциліндрів. Також проведення дослідів з моторним мастилом, для того щоб порівняти фірмове мастило та мастило брендів виробників, та виявити яке ж краще. Та проведення економічного порівняння того як можна заощадити на модернізації силових гідроциліндрів на посівних комплексах John Deere 1890 при встановленні композитних матеріалів.

Робота складається з пояснювальної записки формату А4, виконаної на 82 сторінках

Автор диплому має наукову публікацію: Нікітін В.С., Кабат О.С. Дослідження змащувальних матеріалів для вузлів тертя та герметизації силових агрегатів техніки John Deere / X Ювілейна Міжнародна науково-практична інтернет-конференція здобувачів вищої освіти та молодих учених «Хімія та сучасні технології», - Дніпро, Україна, 2021.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАТИНА.....	8
1.1. Сучасна техніка John Deere.....	8
1.2. Конструкція та принцип роботи силових агрегатів техніки John Deere.....	11
1.3. Класифікація і види силових гідроциліндрів	15
1.4. Сфери застосування гідроциліндрів.....	21
1.5. Вимоги до гідроциліндрів.....	22
1.6. Основні несправності гідроциліндрів.....	23
1.7. Обґрунтування теми дипломної роботи.....	24
2. РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА	
2.1. Вузли тертя та герметизація силових агрегатів техніки John Deere.....	26
2.2. Розрахунок основних параметрів гідроциліндра	27
2.3 Вибір гідроапаратури	30
2.4. Розрахунок трубопроводів системи	32
2.5. Визначення фактичного тиску в гідросистемі	36
Висновки по розділу.....	38
3 . ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА	39
3.1. Об'єкти досліджень	39
3.2. Методи досліджень	39
3.3. Обробка результатів експерменту	51
3.4. Експериментальна частина.....	52
3.5. Класифікація мастил	53
Висновок по розділу.....	65

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	66
4.1. Система управління охороною праці.....	66
4.2. Охорона праці під час обслуговування с.-г. техніки на виробничій ділянці ТОВ «Агротек - Інвест».....	68
4.3. Розрахунок захисного заземлення електрообладнання	71
Висновки по розділу.....	74
5. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОБОТИ.....	75
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	81
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК.....	82

ВСТУП

John Deere світовий виробник сільськогосподарської техніки який зарекомендував себе на весь світ, як надійного та передового виробника техніки. Данній виробник весь час модернізує та покращує свою техніку, оснащуючи її весь час новими передовими технологіями, покращення умов праці та підвищення продуктивності.

Але в данній техніці залишається багато незмінних рішень, які себе відмінно зарекомендували за чималий проміжок часу і які працюють та не приносять клопоту своїм власникам. Але текі вузли та механізми можна модернізувати і тим самим взагалі мінівізувати тим самим вірогідність виходу вузла з ладу, або знизити періодичність його обслуговування.

Саме про це і бути йти наша сьогоднішня розмова

1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

1.1. Сучасна техніка John Deere

Зернозбиральні комбайни. Компанія John Deere – одна з найбільших світових корпорацій з виробництва сільськогосподарської техніки. Якщо порівняти світовий ринок провідних виробників, наприклад, зернозбиральних комбайнів (рис.1.1), то можна побачити, що лише John Deere випускає більше 17 000 комбайнів на рік, а його найближчий конкурент – CLAAS – лише близько 7000.

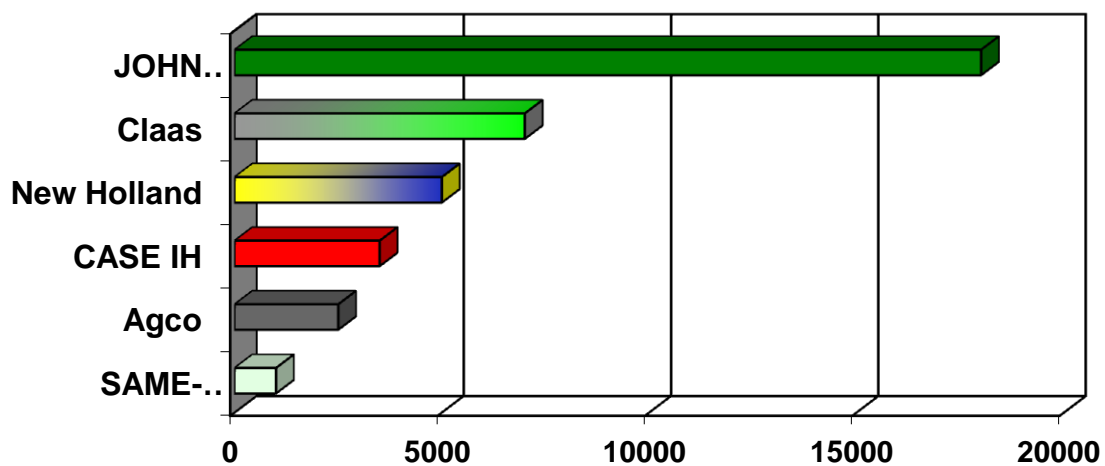


Рис.1.1. Річне виробництво зернозбиральних комбайнів провідними виробниками.

Сучасний ринок зернозбиральних комбайнів представлений такими моделями

S – роторний тип молотарки;

T – двобарабанна молотарка зі змінним напрямком потоку (рис.1.2);

W - модель з класичною системою обмолоту.



Рис.1.2. Зернозбиральні комбайни моделі Т.

Комбайни з класичною молотаркою призначені для збирання сухих, чистих хлібостоїв із різною врожайністю. Є найбільш розповсюдженими.

Комбайни з роторною системою застосовуються для збирання зволжених, забур'янених, однак середньо- та високоурожайних культур. До недоліків відноситься зниження продуктивності на високостеблових культурах, так як існує ризик намотування стебел на ротор.

Комбайни з двобарабанню системою призначені переважно для збирання перезволжених та високостеблових культур.

Однак, чіткого розмежування у технічних можливостях та використанні комбайнів немає.

Управління агрегатами та робочими органами відбувається переважно гідравлічними системами – силовими циліндрами та агрегатами.

Трактори. Компанія John Deere випускає дуже широкий модельний ряд тракторів – колісних та гусеничних.

Сьогодні найбільший дилер «Агротек-Інвест» пропонують трактори моделей 6 (6125R, 6175R, 6930D та ін.); 8 (8335R, 8310R та ін.), а також моделі 9-ї серії. Гусеничний ряд представлений двома серіями: 8RT (рис.1.3) та 9RT.



Рис.1.3. Гусеничний трактор серії 8RT.

Всі моделі тракторів забезпечені складними функціональними виконавчими робочими органами, що приводяться в дію силовими гідроциліндрами. Від їх надійності та довговічності залежить швидкість, якість та енергетичні затрати на виконання операцій.

Самохідні обприскувачі. Самохідні обприскувачі представлені моделями 4630, 4730, 4830, 4930, 4030 та іншими. Ці агрегати приводяться в рух від гідромоторів. Таким чином, тут також провідну роль у надійності та функціональності грає саме гідравліка та її силові агрегати.

Причипне обладнання. Крім тракторів та комбайнів, компанія John Deere випускає також причіпні обприскувачі (типу 732), плуги (наприклад, 3310), культиватори, ґрунтообробну техніку, типу комбінованих агрегатів (рис.1.4).



Рис.1.5. Загальний вигляд ґрунтообробної машини Disk Ripper 512.

Всі машини адаптовані для використання в енергоощадних технологіях, з мінімум екологічного навантаження на довкілля, а тому відповідають високим світовим стандартам.

Необхідно також відзначити, що всі енергетичні засоби забезпечуються двигунами власного виробництва компанії.

1.2. Конструкція та принцип роботи силових агрегатів техніки John Deere

В якості об'єкта досліджень силових агрегатів обрали силовий гідравлічний циліндр.

Сьогодні неможливо уявити будь-яку сучасну і просту чи складну машину без гідравлічної системи. Гідравлічною системою оснащені культиватори, дискові борони, начіпне обладнання тракторів, комбайнів (екскаватори, ковші, жатки, розкидачі і т.д.), здійснюється передача зусилля і енергії потоку в самих приводах енергетичних засобів тощо. Застосування гідравлічних систем дало змогу значно прискорити виконання основних і допоміжних операцій та суттєво зменшити енергоємність операцій і матеріалоємність конструктивних елементів.

В цілому, в сучасній сільськогосподарській техніці – тракторах, комбайнах, самохідних шасі – найбільш важливими можна вважати дві системи: гідравлічну та електричну. Гідравлічна система займає важливе

місце, так як на сьогодні вона повинна забезпечувати все більшу і більшу кількість технологічних операцій.

Гідравліка – це наука, яка описує фізичні властивості рідини та рух рідини по трубопроводах.

На початку 20 століття в гідравліці в якості рідини стали використовувати мінеральні оливи, які згодом знайшли широке застосування у машинобудуванні.

Основним завданням гідравліки є передача сили на відстань або в комбінації з іншими компонентами підсилення діючої сили. Завдяки тому, що рідина не має постійної форми, гідравлічна система має значні переваги перед механічною, тому що відпадає необхідність у застосуванні громіздких механічних пристроїв для передачі сили.



Силовий агрегат на діагностичному стенді

Тобто, замість застосування таких елементів як підшипники, вали, шестерні, паси і т. д., доцільніше прокласти трубки або шланги, що набагато зручніше і дешевше. Також, застосування гідравлічних систем забезпечує

значне підвищення продуктивності агрегатів та зменшення енергоємності процесів.

Застосування різних клапанів робить можливим безступінчате управління і захист від перевантаження гідросистеми.

У гідравліці можна виділити два вирішальних параметра: це енергія потоку (Кінетична енергія = Гідродинаміка) і енергія тиску (Статична енергія = Гідростатика).

Принцип гідростатичної системи полягає в наступному: гідронасос з механічним приводом подає рідину під тиском до виконавчого органу (напр. гідроциліндр або гідромотор) де тиск рідини знову перетвориться в механічну енергію. При цьому необхідно перекачувати певний у рідини. Однак в цьому випадку енергія рушійного потоку має мінімальне дію.

Основні положення гідравліки описують наступне.

1. Тиск в замкнутому об'ємі діє з однаковою силою у всіх точках дотику рідини зі стінкою судини. Якщо рідина з допомогою зовнішнього навантаження буде навантажена, то результуючий тиск (p) дорівнює відношенню діючої сили (F) до площі на яку ця сила діє (A), згідно Закону Паскаля:

$$p = F / A. \quad (1.1)$$

2. Опір течії зростає зі зменшенням поперечного перерізу трубопроводу, (напр. вбудований дросель); зі збільшенням довжини трубопроводу; зі збільшенням в'язкості рідини. Це все так звані небажані втрати, тому-що перед будь-яким дроселем або керуючим клапаном ми маємо так званий перепад тиску. До дроселя або клапана тиск вище, після дроселя нижче. А підвищення тиску в системі призводить до додаткових механічних витрат на привід гідронасоса, тим самим, зменшуючи ККД системи.

Принципова візуалізація дії закону Паскаля наведена на рис.1.1.

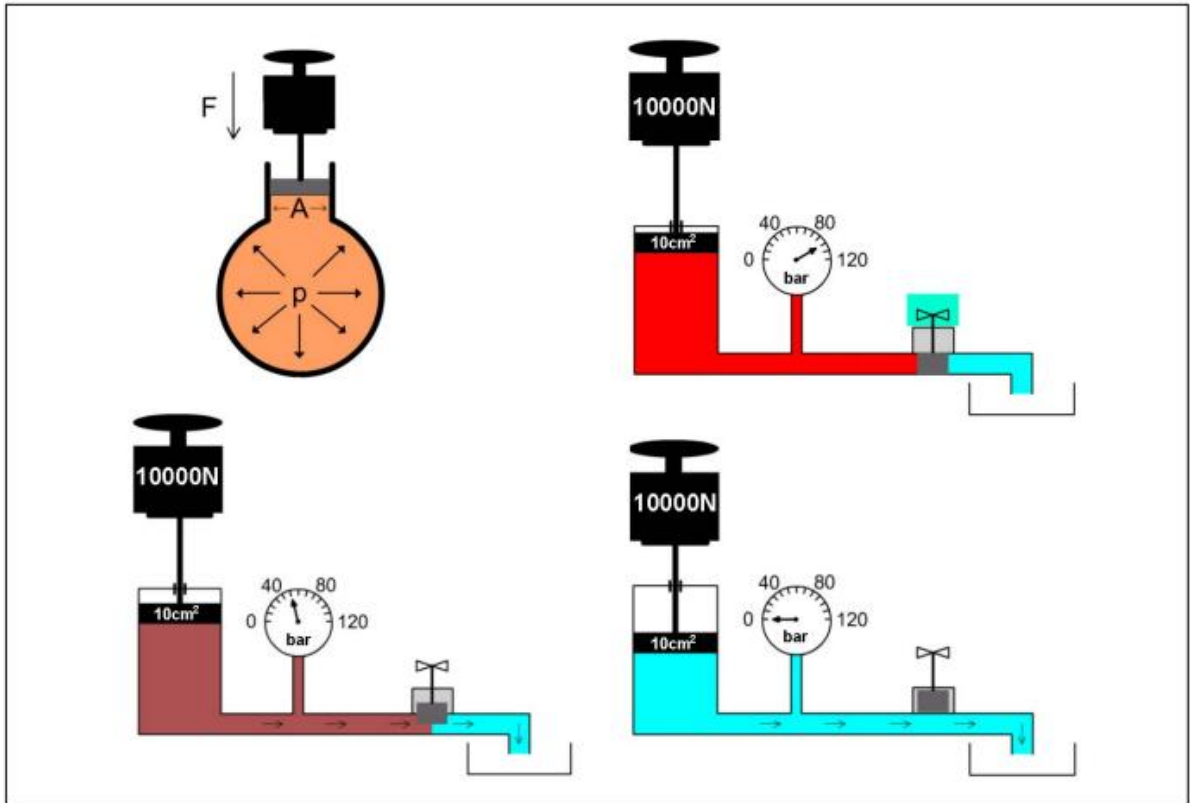


Рис.1.1. Схеми розподілу тиску рідини в трубопроводах.

Для нормального функціонування гідравлічної системи, вона має містити мінімум обладнання і механізмів, наведених на рис.1.2.

Принцип роботи гідравлічних систем наступний: з масляного бака 1, гідравлічним насосом 3, що приводиться в рух приводом 2, масло подається в систему. Щоб не було зворотнього потоку, передбачений зворотній клапан 4, а для утримання необхідного тиску та унеможливлення виникнення надвискоих тисків – клапан запобіжний 5. За допомогою розподільника 6 здійснюється регулювання потоку масла в необхідному напрямку – або через змінний дросель 7, або напряму в гідроциліндр 8 для виконання роботи.

Крім того, гідравлічна система може містити радіатор для підтримання робочої температури рідини та ряд іншого обладнання: клапани, муфти тощо.

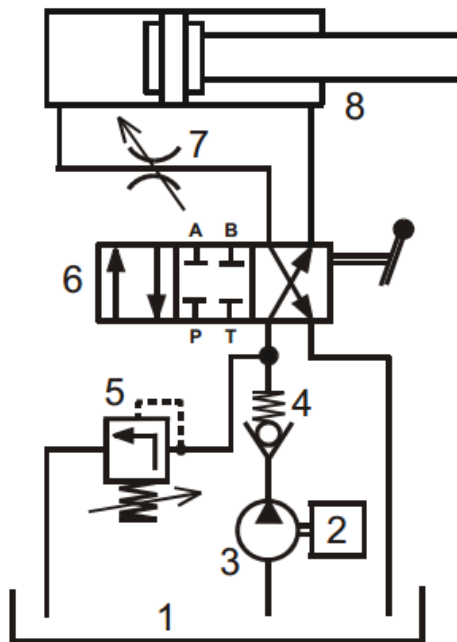


Рис.1.2. Принципова схема гідравлічної системи: 1 – масляний бак; 2 – привід; 3 – гідронасос; 4 – зворотній клапан; 5 – запобіжний клапан; 6 – розподільник; 7 – змінний дросель; 8 – гідроциліндр.

1.3. Класифікація і види силових гідроциліндрів

1.3.1. Класифікація гідроциліндрів. Основним виконавчим елементом гідросистем є гідроциліндр. На нього припадає найбільше механічне та гідравлічне навантаження. Із загальної будови гідроциліндра (рис.1.3) видно, що основними конструкційними елементами є гільза із спеціально обробленою внутрішньою (робочою) поверхнею; шток, поршень, поршневе ущільнення. Як правило, до рами гідроциліндр кріпиться за допомогою проушин, в яких встановлені підшипники ковзання – бронзові або біметалеві. Виконавчі органи – поршень, шток – передають зусилля до робочого органа. А ущільнення призначені для унеможливлення втрат масла і підвищення коефіцієнта корисної дії. До чистоти масла висуваються підвищені вимоги. Таким чином робочі органи гідроциліндра – поршень, шток, ущільнення, внутрішня робоча поверхня циліндра – зношуються найбільше.

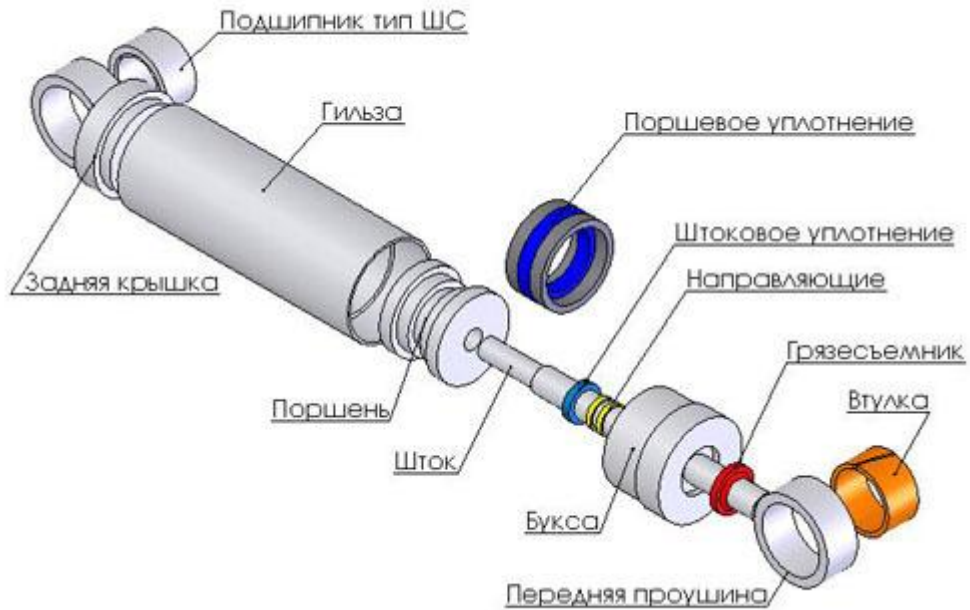


Рис.1.3. Загальна будова гідроциліндрів.

У зв'язку з широким застосуванням гідроциліндрів у техніці, до них висувається все більше і більше вимог, зростає асортимент та точність технологічних операцій, вони широко застосовуються в автоматизованих процесах тощо. Завдання гідроциліндрів полягає не тільки в підйомі чи опусканні об'єкту праці (робочого органа, вантажу тощо), але вони повинні забезпечувати певний ритм роботи (наприклад, систематична подача матеріалу), при цьому, забезпечувати точність виконання роботи і надійність.

В залежності від робіт, що виконується гідроциліндром, залежать конструктивні особливості останніх. Тому, сьогодні класифікація гідроциліндрів має досить розгалужену структуру (табл. 1.1). Як видно з табл. 1.1, гідроциліндри бувають односторонньої та двосторонньої дії, а також з гальмуванням (щоб уникати ударів, якщо це передбачено технологічним процесом). Також вони розподіляються за типом дії. У сільськогосподарській техніці набули розповсюдження перші два типи гідроциліндрів. З гальмуванням застосовуються рідше.

Класифікація гідроциліндрів

Гідроциліндр	Тип дії	Умовне позначення
Односторонньої дії	Без вказування способу повернення штоку	
	З поверненням штоку пружиною	
	Плунжерний	
	Телескопічний	
Двосторонньої дії	З одностороннім штоком	
	З двохстороннім штоком	
	Телескопічний	
З гальмуванням	З постійним гальмуванням в кінці ходу з одного боку	
	З постійним гальмуванням в кінці ходу з двох сторін	
	З регульованим гальмуванням в кінці ходу з одного боку	
	З регульованим гальмуванням в кінці ходу з двох сторін	

1.1.1. *Види гідроциліндрів.* Надамо коротку характеристику гідроциліндрів за видами. Основним видом гідроциліндрів є гідроциліндр поршневого типу. Часто до групи гідроциліндрів відносять, також, плунжерні або мембранні.

У гідроциліндрах односторонньої дії висунення штока здійснюється за рахунок створення тиску в поршневій порожнині при подачі робочої рідини, а повернення в початкове положення - пружиною або гравітаційною силою (рис.1.4).

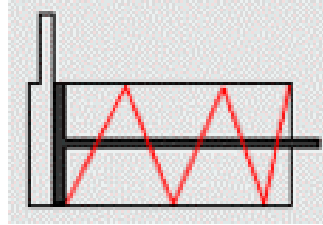


Рис.1.4. Схема гідроциліндра односторонньої дії.

Зусилля, що створюється гідроциліндрами з пружиною, за інших рівних умов менше від зусилля, створюваного гідроциліндрами двосторонньої дії, за рахунок того, що при прямому ході штока необхідно долати зусилля стиснутої пружини. Пружина виконує тут роль поворотного елемента. У тих випадках, коли повернення здійснюється за рахунок дії приводимого механізму, іншого гідроциліндра, або сили тяжіння піднятого вантажу - гідроциліндр може не мати зворотної пружини через відсутність необхідності.

Гідроциліндр двосторонньої дії. Найчастіше використовують поршневі гідроциліндри з двостороннім типом дії, у яких односторонній шток (рис.1.5). Переміщення штока може бути направлено в дві сторони, але це залежить від того, де зараз нагнітається робоча рідина. Найчастіше в цей момент, друга порожнина з'єднана із зливною лінією. Основне їх застосування - це поворот робочого устаткування, між іншим рухомим елементом у даному випадку виступає сам корпус гідроциліндра. Як при прямому, так і при зворотному ході поршня, зусилля на штоку гідроциліндра створюється за рахунок створення тиску, відповідно, у поршневій або штоковій порожнині. Слід мати на увазі, що при прямому ході поршня зусилля на штоку дещо більше, а швидкість руху штока менша, ніж при зворотному ході - за рахунок різниці в площі, до якої прикладений тиск

робочої рідини (ефективна площа). Такі гідроциліндри здійснюють, наприклад, підйом-опускання робочих органів бульдозера.

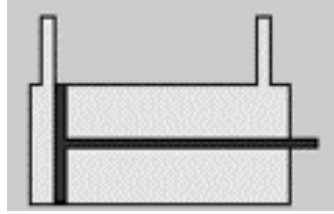


Рис.1.5. Схема гідроциліндра двосторонньої дії.

Телескопічні гідроциліндри. Перший телескопічний гідроциліндр винайшов і запатентував ще в 19 столітті Джозеф Брама, а в даний час працюють на цьому принципі автомобільні домкрати, які знає практично кожен водій. Називаються так завдяки конструктивній схожості з телескопом або підзорної трубою. Такі гідроциліндри застосовуються у тому випадку, якщо при невеликих розмірах самого гідроциліндра необхідно забезпечити великий хід штока. Конструктивно являють собою кілька циліндрів, вставлених один в одного таким чином, що корпус одного циліндра є штоком іншого. Вони здійснюють, наприклад, підйом-опускання кузовів в багатьох самоскидах.



Рис.1.6. Схема телескопічного гідроциліндра.

Мембранні гідроциліндри як правило, мають такі основні конструктивні елементи (рис.1.7): 1 - диск мембрани; 2 - робоча камера; 3 - корпус; 4 - шток; 5 - пружина. Мембранні пневмоциліндри також належать до пневмодвигунів дискретної дії з лінійним зворотно-поступальним рухом вихідної ланки - штока. У порівнянні з поршневыми пневмоциліндрами вони простіші у виготовленні через відсутність точних контактних поверхонь, мають високу герметичність робочої камери, не потребують змащення і якісного очищення

стиснутого повітря. Проте їм притаманні недоліки: обмеженість довжини ходу, змінне вихідне зусилля, що залежить від прогину мембрани. Найпоширеніші мембранні пневмоциліндри односторонньої дії із зворотною пружиною. Використовуються в обладнанні, де вимагаються значні зусилля при відносно малих переміщеннях (затискування, фіксація, перемикання, гальмування тощо). У мембранному пневмоциліндрі односторонньої дії плоска мембрана 1 защемлена по контуру між корпусом і кришкою 3.

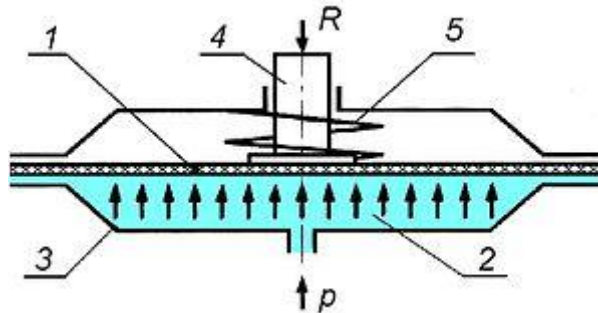


Рис.1.7. Мембранний гідроциліндр.

Внутрішній діаметр защемлення D називають діаметром заправлення мембрани. Оскільки не все зусилля від тиску повітря у робочій камері передається штоку, так як частина мембрани контактує з корпусом, то його розраховують за ефективною площею F_e , яка є меншою від геометричної. При малих прогинах мембрани, ефективна площа знаходиться за формулою:

$$F_e = \frac{\pi}{12} (D^2 + Dd + d^2),$$

де d - діаметр опорного диска мембрани на штоці.

Диференціальні гідроциліндри з однобічним штоком. У більшості випадків гідроциліндри мають односторонній шток. У диференціальних гідроциліндрах поршень жорстко з'єднаний зі штоком, що має менший діаметр. Визначення «диференціальний» відбулося від різної (диференціальної) площі поршня з боку робочих камер. Відношення площ поршневої і штокової камер позначається як коефіцієнт. Максимальне зусилля, що розвивається, визначається максимально припустимим робочим тиском і площею поршня в поршневій (при висуванні штока) або штоковій (при втягуванні) камері. Отже, при однаковому робочому тиску зусилля

висування в раз більше, ніж зусилля втягування. Оскільки заповнювані порожнини при ході в обидва боки рівні по довжині, але відрізняються за об'ємом, отримуємо співвідношення швидкостей руху, зворотно пропорційним площам поршневої і штокової камер. Це означає, що чим більша площа, тим меншою є швидкість і, навпаки, чим менша площа, тим більша швидкість.

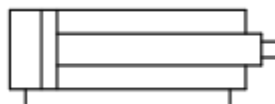


Рис.1.8. Умовне графічне позначення диференціального гідроциліндра по ISO 1219

Диференціальні гідроциліндри із двостороннім штоком. Гідроциліндри мають один поршень, пов'язаний із двома штоками меншого діаметра. Зусилля, що розвивається максимально в обидва боки, залежить від однакових за розміром площ кільцевих поверхонь поршня і максимально припустимого робочого тиску. Це означає, що при однаковому робочому тиску зусилля в обох напрямках руху однакові. Оскільки поверхні і довжини ходу рівні з обох боків, що дійсно, також, і для заповнюваних об'ємів, то швидкості руху однакові за величиною.

1.4. Сфери застосування гідроциліндрів

Якщо розрізняти їх за областями застосування, то фактично їх можна розділити на основні групи:

- приводять в дію будь-які важільні механізми робочого обладнання (екскаватори, навантажувачі, лісонавантажувачі);
- переміщення робочих органів, які в процесі руху здійснюють корисну роботу (автогрейдери, бульдозери);
- установки всієї машини чи якихось окремих органів цієї машини.

Гідроциліндри широко застосовують у всіх галузях техніки, де використовують об'ємний гідропривід. Наприклад, в будівельно-дорожніх, землерийних, підйомно-транспортних машинах, в авіації і космонавтиці, а також в технологічному обладнанні - металорізальних верстатах, ковальсько-пресових машинах.

Враховуючи той факт, що в даний час пред'являються все більш жорсткі якісні вимоги до різного пневмо-обладнання, варто відзначити ті особливості, які притаманні якісним гідроциліндрам: в першу чергу, це висока герметичність деталей і ККД, прагнучий до 100%. Важливою якістю вважається плавність ходу штока гідроциліндра, а також невисокий рівень шуму. І звичайно, дійсно якісний гідроциліндр має тривалий термін експлуатації і характеризується високою експлуатаційною надійністю.

1.5. Вимоги до гідроциліндрів

Ущільнення гідроциліндрів повинні бути дуже герметичними і зручними у випадках монтажу, а також вони повинні мати низький коефіцієнт тертя, бути маленького розміру і повністю сумісні з робочою рідиною. Як у будь-якого механізму, у них є і нерухомі частини, як правило, це невеликі кільця з гуми у яких круглий перетин. Наприклад, в рухомому з'єднанні між поршнем і штоком використовують гумові та гумовотканинні манжети, їх встановлюють разом з кільцями, зробленими з фторопласту. Фторопластові кільця не дають видавлюватися манжетам з посадочних канавок, коли на них впливає тиску робочої рідини. Для звичайних умов роботи поршневе ущільнення облаштовано фігурним гумовотканинним кільцем, у якого з боків встановлюються фасонні кільця, що заважають процесу видавлювання, а також до них примикають опорно-направляючі кільця, які виготовляються з полімеру (зазвичай береться скло-наповнений полімер). Щоб ущільнити шток використовується спеціальна система з компенсаційного кільця, і

спеціального гумовотканинного кільця. Остаточного рішення стосовно оптимального матеріалу для ущільнення гідроциліндрів на сьогодні не існує.

1.6. Основні несправності гідроциліндрів

До основних причин несправностей гідроциліндрів, можна віднести:

- порушення періодичності технічного обслуговування;
- використання низькосортних олив;
- наявність механічних домішок, внаслідок чого відбувається засмічення фільтрів, жиклерів, «зависання» клапанів, золотників, порушення цілісності ущільнень;
- порушення правил експлуатації (перевищення вантажопідйомності, механічні пошкодження тощо).

Наслідки вищенаведених причин несправностей:

- порушення герметичності через інтенсивний знос ущільнення (16 %);
- механічне пошкодження штоків, гільз, поршнів (23 %);
- порушення цілісності ущільнюючих елементів (34 %);
- інше (27 %).

Як бачимо з вищенаведеного, ущільнення є найбільш вразливим до пошкоджень елементом гідроциліндрів. Одним із ефективних конструктивних заходів, що підвищують надійність ущільнень є застосування фторопластів (рис. 1.9). Однак, маючи високу пластичність і низький коефіцієнт тертя, інертність до масляного середовища, у



фторопластів є один значний недолік – це низькі механічні властивості. Тобто вони легко пошкоджуються механічними частинками. Саме тому, для більш ефективного використання, їх можуть

Рис.1.9. Гумово-фторопластове ущільнення гідроциліндрів.

виготовляти, як ущільнення типу «сендвіч». Таке поєднання дозволяє вирішити проблеми жорсткості та пластичності, а також щільного прилягання до робочої поверхні. Для виготовлення таких ущільнень застосовуються складні технології.

1.7. Обґрунтування теми дипломної роботи

Таким чином, для підвищення надійності гідроциліндрів пропонуємо в якості ущільнень розробити новий полімерний композиційний матеріал (ПКМ) на основі фторопласті Ф-4ПН, армованим вуглецевим волокном. Вуглецеві волокна повинні забезпечити підвищення механічних властивостей зі збереженням трибо логічних (тертя і зношування). Однак, для цього необхідно провести додаткові дослідження властивостей.

1.7.1. Короткий аналіз властивостей ПКМ на основі Ф-4ПН.

Накопичений досвід наукової школи «Полімерні композити в АПК», що працює на кафедрі експлуатації МТП ДДАЕУ показує, що використання складних композитів на основі фторопластів є можливим. Так, проведені випробування таких композитів показало (табл 1.2), що із збільшенням вмісту вуглецевих волокон, границя міцності пропорційно зростає.

Таблиця 1.2

Вплив кількості волокна на границю міцності G і коефіцієнт тертя f композиту на основі Ф-4ПН

Параметр	Концентрація волокна, %				
	5	10	15	20	25
G , МПа	22	48	72	96	97
f	0,03...0,05	0,03...0,06	0,04...0,06	0,05...0,07	0,06...0,09

Як бачимо з даних, наведених в табл. 1.2 при досягненні концентарції волокна 20 %, параметр G майже не змінюється. Тобто, можна вважати, що досягнута границя оптимізації даного показника. Коефіцієнт тертя хоч і зріс

у 3 рази, проте абсолютні значення його дуже малі, тим більше, що тертя відбувалося без додавання оливи.

Таким чином, у якості *об'єкту дослідження* обираємо полімерно-композитні ущільнення гідроциліндрів на основі фторопласту.

Предметом дослідження роботи процеси тертя і зношування та механічні властивості експериментальних ущільнень гідроциліндрів.

Метою роботи є підвищення довговічності силових агрегатів, а саме – гідроциліндрів, укомплектованих полімерно-композитними ущільненнями на основі фторопласта-4.

Для досягнення мети необхідно вирішити такі задачі:

- провести теоретичні розрахунки з визначення діючих навантажень і тисків, що діють на ущільнення з боку робочої рідини;
- провести лабораторні випробування запропонованого полімерно-композитного матеріалу;
- навести заходи з безпеки праці та заходів в надзвичайних ситуаціях;
- надати економічне обґрунтування роботи.

2. РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

2.1. Вузли тертя та герметизації силових агрегатів техніки John Deere

Режими роботи гідроциліндра, оснащеного полімерно-композитним ущільнювачем повинні бути уточнені, так як існує небезпека роботи за підвищених температур, що призведе до катастрофічного зношування ущільнення. Так, наприклад, до основних характеристик гідроциліндра Ц100×200-3, відноситься величина тиску – до 20 МПа; швидкість прямого ходу – до 0,15 м/с; гідромеханічний ККД – 0,94. Визначивши теоретично основні експлуатаційні параметри гідроциліндра, що проектується, проведемо дослідження фізико-механічних та трибологічних характеристик полімерно-композитного ущільнення та обґрунтуємо його працездатність.

Одним із важливих властивостей ущільнення має бути інертність до середовища оливи гідроциліндра (відсутність гігроскопічності та адсорбції, що призводить до зміни геометричних розмірів).

При обґрунтуванні параметрів вихідних даних для визначення режиму роботи гідроциліндрів, приймаємо до уваги, що енергетичний засіб працює з сільськогосподарськими машинами малогабаритними (наприклад, плуг ПЛН-3-35), які мають малу вагу.

Тому, в якості характеристик енергетичного засобу оберемо трактор типу МТЗ-82.1. Трактори такого типу оснащені роздільно-агрегатною гідравлічною системою та мають основний циліндр, що керує задньою навісною Ц-100 із діаметром циліндра 100 мм. Також може комплектуватися двома виносними циліндрами меншого діаметру Ц-75 із сповільнюючими клапанами.

Вихідні дані для розрахунку режимів роботи силового гідроциліндра

№ п/п	Найменування параметра	Позначення	Ромірність	Значення
1	Зусилля на штоці ГЦ	$P_{ГЦ}$	кН	10
2	Хід штока	S	мм	400
3	Швидкість прямого ходу	v_p	м/с	0,05
4	Швидкість зворотного ходу	v_o	м/с	0,06
5	Коефіцієнт зменшення навантаження при зворотному ході	$\Psi_{ГЦ}$	-	0,90
6	Довжина нагнітальної лінії	l_1	м	1,5
7	Довжина виконавчої лінії гідродвигуна	l_2	м	1,5
8	Довжина зливної лінії	l_3	м	2,0
9	Робоча температура масла припустима	T_m	$^{\circ}C$	50
10	Кінематична в'язкість масла при робочій температурі	ν	mm^2/c	38
11	Температура навколишнього повітря	T_0	$^{\circ}C$	30
12	Температура охолоджуючої води на вході в охолоджувач (початкова)	$T_{вн}$	$^{\circ}C$	15
13	Температура охолоджуючої води на виході з охолоджувача (кінцева)	$T_{вк}$	$^{\circ}C$	45

2.2. Розрахунок основних параметрів гідроциліндра

Основними конструктивними параметрами гідроциліндра (ГЦ) є (рис.2.1): діаметр поршня – D , мм; діаметр штока – d , мм; хід поршня (штока) – S , мм; робочий тиск – P , МПа. Для нас одним із важливих показників є робочий тиск P .

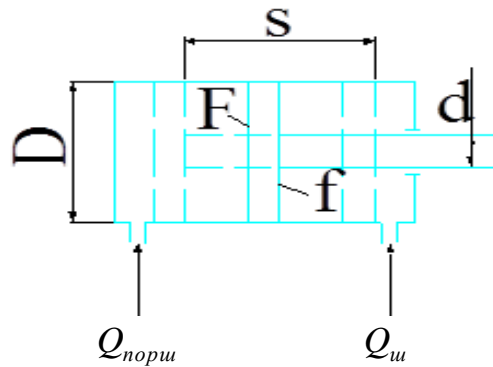


Рис. 2.1 Конструктивні параметри гідроциліндра

З рис.2.1 видно, що на робочий тиск p впливатиме площа поперечного перерізу та зусилля. Користуючись вихідними даними, наведеними в табл. 2.1, проведемо розрахунки.

Розраховуємо час прямого ходу:

$$T_1 = \frac{s}{v_p} = \frac{0,4}{0,05} = 8c \quad (2.1)$$

де S – хід штока,

v_p - швидкість прямого ходу.

Час зворотного ходу:

$$T_2 = \frac{s}{v_0} = \frac{0,4}{0,06} = 7c \quad (2.2)$$

Площа поршня:

$$F = \frac{P_{зц}}{P_{расч}} = \frac{10000}{5,04 \cdot 10^6} = 0,00198m^2 = 1980mm^2, \quad (2.3)$$

де $P_{зц}$ – зусилля на штоку, Н;

$P_{расч}$ – розрахунковий тиск, МПа.

Величину розрахункового тиску знаходимо так:

$$P_{расч} = (0,8 \div 0,9) \cdot P_{ном} = 0,8 \cdot 6,3 = 5,04 \text{ МПа}, \quad (2.4)$$

де $P_{\text{ном}} = 6,3$ МПа – тиск насоса.

Діаметр поршня знаходимо за формулою:

$$F = \frac{\pi D^2}{4}; D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1980}{3,14}} = 50,2 \text{ мм} \quad (2.5)$$

Отримане значення округляємо до найближчого за ДСТ 12447-80
 $D_{\text{ГОСТ}} = 50$ мм.

Тоді фактична площа поршня дорівнює:

$$F_{\text{фак}} = \frac{\pi D_{\text{ГОСТ}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 50^2}{4} = 1963 \text{ мм}^2 = 0,001963 \text{ м}^2, \quad (2.6)$$

де $D_{\text{ГОСТ}}$ – прийнятий округлений діаметр ГЦ.

Діаметр штока розраховуємо за наступними формулами:

$$d = k \cdot D = 0,4 \cdot 50 = 20 \text{ мм}. \quad (2.7)$$

Приймаємо $d_{\text{ГОСТ}} = 0,02$ м. При цьому $D_{\text{ГОСТ}} \geq 0,1 \cdot s$ і $s / D_{\text{ГОСТ}} = 6 \div 8$:
(2.8)

$$50 > 40, \quad 400 / 50 = 8.$$

Площу штокової порожнини знаходимо за виразом:

$$f = \frac{\pi(D_{\text{ГОСТ}}^2 - d_{\text{ГОСТ}}^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (50^2 - 20^2)}{4} = 1649 \text{ мм}^2 = 0,001649 \text{ м}^2. \quad (2.9)$$

Маючи розрахункові дані, розраховуємо необхідну подачу насоса для прямого та зворотнього ходу.

Для прямого ходу вона складе:

$$Q_{\text{порш}} = F_{\text{фак}} \cdot v_p = 1963 \cdot 0,05 \cdot 10^{-6} = 98,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с} = 5,89 \text{ л/хв}. \quad (2.10)$$

Для зворотнього ходу:

$$Q_{\text{шток}} = f \cdot v_0 = 1649 \cdot 0,06 \cdot 10^{-6} = 98,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с} = 5,93 \text{ л/хв}. \quad (2.11)$$

Оскільки в гідросистемі може використовуватись два однакових гідроциліндра, то результат збільшуємо вдвічі:

$$Q_{\text{порш}} = 11,78 \text{ л/хв}, \quad Q_{\text{шток}} = 11,86 \text{ л/хв}.$$

Для нормального функціонування гідроцилінда, необхідно вибрати насос з оптимальними характеристиками.

При виборі насоса, задаємося такими вихідними даними:

1. Індекс насоса.....	Г12 - 32АМ
2. Номінальна подача.....	12,0 л/хв
3. Номінальний тиск.....	6,3 МПа
4. Об'ємний ККД.....	0,8
5. Загальний ККД.....	0,7
6. Частота обертання вала насоса.....	1450 хв ⁻¹

2.3. Вибір гідроапаратури

Для нормального функціонування гідросистеми, крім насоса та робочих органів (ГЦ, ГМ і ПГД), вона повинна містити наступні елементи:

1. Запобіжні клапани (їх кількість дорівнює числу насосів).

Вони охороняють систему від непередбачених випадків збільшення тиску.

2. Фільтри (як мінімум один).

Можуть бути встановлені на напірній чи зливальній лінії, останнє переважніше, тому що в цьому випадку вони можуть прийматися в розрахунку на міні тиск - 6,3 МПа. Служать для уловлювання механічних часток у робочій рідині.

3. Розподільники потоку.

Спрямовують рідину, по чергово, до порожнин робочого і холостого ходу виконавчих органів.

4. Зворотній клапан.

Запобігає витoku робочої рідини через непрацюючий насос, або зливному магістраль у маслобак.

Для розподільника на гідросистеми визначаються :

1. Тип.....Р 102;
2. Умовний прохід..... $D_y = 10$ мм;
3. Тиск номінальний..... $p = 20$ Мпа;
4. Min і max значення Q магістралі..... $Q = 40$ л/хв;
5. Падіння тиску на розподільнику..... $\Delta p = 73230$ Па.

Втрати тиску визначаються за формулою

$$\Delta p = \frac{Q^2 \rho}{2\mu^2 S^2}, S = \frac{\pi D_y^2}{4}, \rho = 890 \text{ кг/м}^3, \mu = 0,66. \quad (2.12)$$

$$\Delta p_1 = \frac{40^2 \cdot 890 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0,66^2 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4}\right)^2 \cdot 3600} = 73230 \text{ Па} \quad (2.13)$$

Для запобіжного клапана визначають:

1. Тип.....М-КП-10;
2. Умовний прохід $D_y = 10$ мм;
3. Min, ном., max тиск..... 0,3; 10; 12,5 МПа;
4. Min, ном., max подача..... 3; 12; 40 л/хв.

Для фільтра визначають:

1. Тип..... $\Phi 10 \frac{16-10}{6,3}$;
2. Умовний прохід $D_y = 16$ мм;
3. Розмір щілини (тонкість очищення).....10 мкм;
4. Номінальна подача..... $Q = 25$ л/хв.;
5. Падіння тиску (втрати)..... $\Delta p = 4390$ Па.

Для зворотного клапана на ГЦ на подачу визначають:

1. Тип..... Г51-32;
2. Умовний прохід $D_y = 10$ мм;
3. Номінальний і мінімальний тиск..... 6.3, 20 МПа;
4. Подача..... $Q = 20$ л/хв;
5. Падіння тиску $\Delta p = 18310$ Па.

2.4. Розрахунок трубопроводів системи

За заданим значенням в'язкості вибираємо оливу індустріальну И-45 з щільністю $\rho = 890$ кг/м³.

2.4.1. Визначення діаметрів трубопроводів.

Розрахунок робочої рідини через поршневу магістраль при прямому ході:

$$Q_{\text{порш.п}} = Q_{\text{порш}} = 11,78 \text{ л/хв.}$$

Через штокову магістраль при зворотному ході:

$$Q_{\text{шт. зв.}} = Q_{\text{шт}} = 11,86 \text{ л/хв.}$$

Для поршневої магістралі при зворотному ході:

$$Q_{\text{порш.зв.}} = Q_{\text{шт. зв.}} \cdot (F_{\text{фак}} / f) = 11,86 \cdot (1963 / 1649) = 14,1 \text{ л/хв.} \quad (2.14)$$

Для штокової магістралі при прямому ході:

$$Q_{\text{шт. п.}} = Q_{\text{порш.п.}} \cdot (f / F_{\text{фак}}) = 11,78 \cdot (1649 / 1963) = 9,9 \text{ л/хв.} \quad (2.15)$$

Середню швидкість робочої рідини v для кожної лінії визначаємо по рекомендаціях табл. Д.1.19:

- напірний.....4,0 м/с;
- виконавчий.....2,5 м/с;
- зливний.....2,0 м/с.

Внутрішні діаметри трубопроводів для зворотного ходу:

$$d_{\text{нап.зв.}} = \sqrt{\frac{4Q_{\text{порш.зв.}}}{\pi v_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 14,1}{3,14 \cdot 4 \cdot 60 \cdot 10^3}} = 0,0087 \text{ м} = 8,7 \text{ мм}; \quad (2.16)$$

$$d_{исп.1зв.} = \sqrt{\frac{4Q_{норм.зв.}}{\pi v_2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 14,1}{3,14 \cdot 2,5 \cdot 60 \cdot 10^3}} = 0,0109 м = 10,9 мм; \quad (2.17)$$

$$d_{исп.2зв.} = \sqrt{\frac{4Q_{умт.зв.}}{\pi v_2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,86}{3,14 \cdot 2,5 \cdot 60 \cdot 10^3}} = 0,010 м = 10 мм; \quad (2.18)$$

$$d_{слив.зв.} = \sqrt{\frac{4Q_{умт.зв.}}{\pi v_3}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,86}{3,14 \cdot 2 \cdot 60 \cdot 10^3}} = 0,0112 м = 11,2 мм. \quad (2.19)$$

Отриманні значення округляємо до найближчих з нормального ряду умовних проходів, відповідно $D_{у\ нап.зв.} = 10$ мм, $D_{у\ исп.1зв.} = 12$ мм, $D_{у\ исп.2зв.} = 10$ мм, $D_{у\ слив.зв.} = 12$ мм.

Для прямого ходу відповідно:

$$d_{нап.п.} = \sqrt{\frac{4Q_{норм.п.}}{\pi v_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,78}{3,14 \cdot 4 \cdot 60 \cdot 10^3}} = 0,0079 м = 7,9 мм; \quad (2.20)$$

$$d_{исп.1п.} = \sqrt{\frac{4Q_{норм.п.}}{\pi v_2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,78}{3,14 \cdot 2,5 \cdot 60 \cdot 10^3}} = 0,0010 м = 10 мм; \quad (2.21)$$

$$d_{исп.2п.} = \sqrt{\frac{4Q_{умт.п.}}{\pi v_2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,9}{3,14 \cdot 2,5 \cdot 60 \cdot 10^3}} = 0,0092 м = 9,2 мм; \quad (2.22)$$

$$d_{слив.п.} = \sqrt{\frac{4Q_{умт.п.}}{\pi v_3}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,9}{3,14 \cdot 2 \cdot 60 \cdot 10^3}} = 0,0103 м = 10,3 мм. \quad (2.23)$$

Аналогічно визначаємо $D_{у\ нап.п.} = 8$ мм, $D_{у\ исп\ 1п.} = 10$ мм, $D_{у\ исп.2п.} = 10$ мм, $D_{у\ слив.п.} = 12$ мм.

З отриманих пар значень $D_{у\ нап.зв.}$ і $D_{у\ нап.п.}$, $D_{у\ исп1зв.}$ і $D_{у\ исп.1п.}$, $D_{у\ исп.2зв.}$ і $D_{у\ исп.2п.}$, $D_{у\ слив.зв.}$ і $D_{у\ слив.п.}$

Вибираємо найбільші значення й одержуємо відповідно:

$D_{yH} = 10 \text{ мм}, D_{yH1} = 12 \text{ мм}, D_{yH2} = 10 \text{ мм}, D_{yC} = 12 \text{ мм}.$

2.4.2. Визначення режимів плин (течії) і коефіцієнтів опору:

Визначаємо числа Рейнольдса для робочого ходу за формулами:

$$Re_{н.н.} = \frac{4Q_{норш.н.}}{\pi D_{yH} \nu} = \frac{4 \cdot 11,78 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 38 \cdot 10^{-6} \cdot 60} = 658; \quad (2.24)$$

$$Re_{u1.н.} = \frac{4Q_{норш.н.}}{\pi D_{yH1} \nu} = \frac{4 \cdot 11,78 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 38 \cdot 10^{-6} \cdot 60} = 549; \quad (2.25)$$

$$Re_{u2.н.} = \frac{4Q_{ум.н.}}{\pi D_{yH2} \nu} = \frac{4 \cdot 9,9 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 38 \cdot 10^{-6} \cdot 60} = 553; \quad (2.26)$$

$$Re_{с.н.} = \frac{4Q_{ум.н.}}{\pi D_{yC} \nu} = \frac{4 \cdot 9,9 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 38 \cdot 10^{-6} \cdot 60} = 461; \quad (2.27)$$

і для холостого ходу

$$Re_{н.зв.} = \frac{4Q_{норш.зв.}}{\pi D_{yH} \nu} = \frac{4 \cdot 14,1 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 38 \cdot 10^{-6} \cdot 60} = 778; \quad (2.28)$$

$$Re_{u1.зв.} = \frac{4Q_{норш.зв.}}{\pi D_{yH1} \nu} = \frac{4 \cdot 14,1 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 38 \cdot 10^{-6} \cdot 60} = 657; \quad (2.29)$$

$$Re_{u2.зв.} = \frac{4Q_{ум.зв.}}{\pi D_{yH2} \nu} = \frac{4 \cdot 11,86 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 38 \cdot 10^{-6} \cdot 60} = 663; \quad (2.30)$$

$$Re_{c.36.} = \frac{4Q_{um.36.}}{\pi D_{yc} V} = \frac{4 \cdot 11,86 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 38 \cdot 10^{-6} \cdot 60} = 552. \quad (2.31)$$

Для ламінарного режиму, тобто $Re < 2300$, коефіцієнт опору для олив $\lambda = 75 / Re$ і для водомістких робочих рідин $\lambda = 64 / Re$; де Re – число Рейнольдса для відповідного ходу лінії.

Для турбулентного режиму експлуатації труби вважаємо гідравлічно гладкими. Тоді, результати розрахунків матимуть наступний вигляд:
 $\lambda = (100 \cdot Re)^{-0,25}$

$$\lambda = 75 / Re, \quad (2.32)$$

$$\lambda_{н.п.} = 75 / 658 = 0,1140;$$

$$\lambda_{н1.п.} = 75 / 549 = 0,1366;$$

$$\lambda_{н2.п.} = 75 / 553 = 0,1356;$$

$$\lambda_{с.п.} = 75 / 461 = 0,1627.$$

$$\lambda_{н.3в.} = 75 / 778 = 0,0964; \quad (2.33)$$

$$\lambda_{н1.3в.} = 75 / 657 = 0,1142;$$

$$\lambda_{н2.3в.} = 75 / 663 = 0,1131;$$

$$\lambda_{с.3в.} = 75 / 552 = 0,1359.$$

Визначення втрат тиску.

Втрати тиску визначаються за II-ою водопровідною формулою:

$$\Delta p = \lambda \frac{8 \rho l Q^2}{\pi^2 D_V^5} = 0,8114 \lambda \frac{\rho l Q^2}{D_V^5}$$

Тоді, для прямого ходу за умови щільності оливи $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$ маємо:

$$\Delta p_{н.п.} = 0,8114 \lambda_{н.п.} \frac{\rho l Q_{н.п.}^2}{D_{Vн}^5} = 0,8114 \cdot 0,1140 \cdot \frac{890 \cdot 1,5 \cdot 11,78^2 \cdot 10^{-6}}{10^{-10} \cdot 3600} = 0,048 \text{ МПа}; \quad (2.34)$$

$$\Delta p_{u1.n.} = 0,8114 \lambda_{u1.n.} \frac{\rho l_2 Q_{n.n.}^2}{D_{Yu1}^5} = 0,8114 \cdot 0,1366 \cdot \frac{890 \cdot 1,5 \cdot 11,78^2 \cdot 10^{-6}}{12^5 \cdot 10^{-15} \cdot 3600} = 0,023 \text{ МПа}; \quad (2.35)$$

$$\Delta p_{u2.n.} = 0,8114 \lambda_{u2.n.} \frac{\rho l_2 Q_{um.n.}^2}{D_{Yu2}^5} = 0,8114 \cdot 0,1356 \cdot \frac{890 \cdot 1,5 \cdot 9,9^2 \cdot 10^{-6}}{0,012^5 \cdot 3600} = 0,016 \text{ МПа}; \quad (2.36)$$

$$\Delta p_{c.n.} = 0,8114 \lambda_{c.n.} \frac{\rho l_3 Q_{um.n.}^2}{D_{Yc}^5} = 0,8114 \cdot 0,1627 \cdot \frac{890 \cdot 2,0 \cdot 9,9^2 \cdot 10^{-6}}{0,012^5 \cdot 3600} = 0,026 \text{ МПа} \quad (2.37)$$

Тоді, для холостого ходу маємо такі дані:

$$\Delta p_{н.зв.} = 0,8114 \lambda_{н.зв.} \frac{\rho l_1 Q_{н.зв.}^2}{D_{Yн}^5} = 0,8114 \cdot 0,0964 \cdot \frac{890 \cdot 1,5 \cdot 14,1^2 \cdot 10^{-6}}{0,010^5 \cdot 3600} = 0,058 \text{ МПа}; \quad (2.38)$$

$$\Delta p_{u1.зв.} = 0,8114 \lambda_{u1.зв.} \frac{\rho l_2 Q_{н.зв.}^2}{D_{Yu1}^5} = 0,8114 \cdot 0,1142 \cdot \frac{890 \cdot 1,5 \cdot 14,1^2 \cdot 10^{-6}}{0,012^5 \cdot 3600} = 0,028 \text{ МПа}; \quad (2.39)$$

$$\Delta p_{u2.зв.} = 0,8114 \lambda_{u2.зв.} \frac{\rho l_2 Q_{um.зв.}^2}{D_{Yu2}^5} = 0,8114 \cdot 0,1131 \cdot \frac{890 \cdot 1,5 \cdot 11,86^2 \cdot 10^{-6}}{0,010^5 \cdot 3600} = 0,048 \text{ МПа}; \quad (2.40)$$

$$\Delta p_{c.зв.} = 0,8114 \lambda_{c.зв.} \frac{\rho l_3 Q_{um.зв.}^2}{D_{Yc}^5} = 0,8114 \cdot 0,1359 \cdot \frac{890 \cdot 2,0 \cdot 11,86^2 \cdot 10^{-6}}{0,012^5 \cdot 3600} = 0,031 \text{ МПа}. \quad (2.41)$$

2.5. Визначення фактичного тиску в гідросистемі

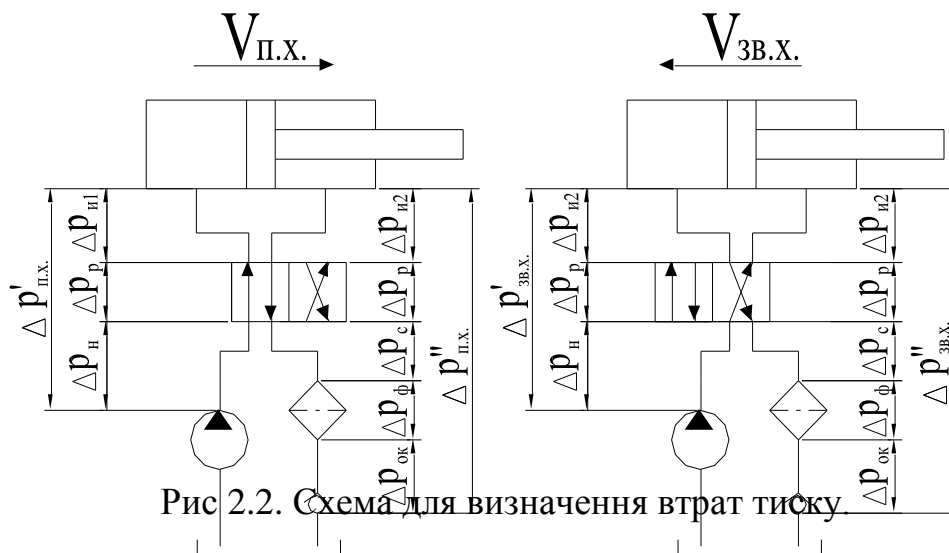


Рис 2.2. Схема для визначення втрат тиску

Визначення сумарних втрат тиску.

Втрати в поршневій лінії при прямому ході:

$$\Delta p'_{п.х.} = \Delta p_{н.} + \Delta p_{р} + \Delta p_{п1} = 48000 + 73230 + 23000 = 144230 \text{ Па} = 0,144 \text{ МПа}. \quad (2.42)$$

Втрати в штоковій лінії при прямому ході:

$$\begin{aligned} \Delta p''_{п.х.} &= \Delta p_{и2} + \Delta p_p + \Delta p_c + \Delta p_\phi + \Delta p_{ок} = \\ &= 16000 + 73230 + 26000 + 4390 + 18310 = 137930 \text{ Па} = 0,138 \text{ МПа} \end{aligned} \quad (2.43)$$

Втрати в поршневій лінії при зворотному ході:

$$\begin{aligned} \Delta p'_{зв.х.} &= \Delta p_{и1} + \Delta p_p + \Delta p_c + \Delta p_\phi + \Delta p_{ок} = \\ &= 28000 + 73230 + 31000 + 4390 + 18310 = 154930 \text{ Па} = 0,155 \text{ МПа} \end{aligned} \quad (2.44)$$

Втрати в штоковій лінії при зворотному ході:

$$\begin{aligned} \Delta p''_{зв.х.} &= \Delta p_{и2} + \Delta p_p + \Delta p_n = 48000 + 73230 + 31000 = 152230 \text{ Па} = \\ &= 0,152 \text{ МПа} \end{aligned} \quad (2.45)$$

Визначення фактичного тиску насоса при прямому ході

Рівновага всіх сил:

$$P_{порш} \cdot \eta_{мех \text{ ГЦ}} - P_{шт} - P_{ГЦ} = 0$$

де $P_{порш} = (P_{нас. \text{ раб.}} - \Delta P'_{р.х.}) \cdot F$ – зусилля, що створюється з боку поршневої порожнини;

$P_{шт} = \Delta P''_{р.х.} \cdot f$ – зусилля з боку штокової порожнини;

$P_{ГЦ}$ – зусилля на штоку гідроциліндра.

На основі проведених вище розрахунків, остаточно отримуємо:

$$P_{нас.п.х.} = \Delta P'_{п.х.} + \frac{P_{зи} + \Delta P''_{п.х.} \cdot f}{F \eta_{мех.зц}} = 144000 + \frac{20000 + 138000 \cdot 0,0033}{0,0039 \cdot 0,96} = 5,6 \text{ МПа}, \quad (2.46)$$

де $\eta_{мех.ГЦ} = 0,96$.

Визначення фактичного тиску насоса при зворотному ході поршня.

Рівновага всіх сил:

$$P_{шт} \cdot \eta_{мех \text{ ГЦ}} - P_{порш} - \psi_{ГЦ} \cdot P_{ГЦ} = 0$$

де $P_{шт} = (P_{нас. \text{ зв.х.}} - \Delta P''_{п.х.}) \cdot f$ – зусилля з боку штокової порожнини;

$P_{порш} = \Delta P'_{п.х.} \cdot F$ – зусилля з боку поршневої порожнини;

$\psi_{ГЦ}$ – коефіцієнт зменшення зусилля в гідроциліндрі за зворотнього ходу.

Таким чином, можемо визначити величину тиску, яку буде сприймати

$$P_{нас.зв.х.} = \Delta P''_{зв.х.} + \frac{\psi_{зц} P_{зц} + \Delta P'_{зв.х.} F}{f \eta_{мех.зц}} = 152000 + \frac{0,9 \cdot 20000 + 155000 \cdot 0,0039}{0,0033 \cdot 0,96} = 6,0 \text{ МПа.}$$

Висновки по розділу. Таким чином, на основі проведених розрахунків встановлено, що максимальний тиск, яке буде сприймати ущільнення складає до 6,0 МПа.

У подальшому, необхідно обґрунтувати полімерний композиційний матеріал, що задовольняє умовам експлуатації, має низький коефіцієнт лінійного зносу при тертя в середовищі оливо та провести експериментальні дослідження.

3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

3.1 Об'єкти досліджень

В якості змащувальних середовищ використовували мастила наступних марок: Castrol, Valvoline, Idemitsu, Shell, Motul, John Deere (Break in Plus), John Deere (Torg Gard). В таблиці 3.1 приведені їх характеристики.

Таблиця 3.1 – Характеристики досліджених мастил [1]

№ з/п	Назва	Характеристика	
		маркування	Відносна в'язкість, мм ² /с
1	Castrol	5W40	12,2 - 16,3
2	Valvoline	5W40	12,2 - 16,3
3	Idemitsu	0W20	8,3-11
4	Shell	5W30	9,3 - 12,5
5	Motul	5W40	12,2 - 16,3
7	John Deere Break in Plus (обкаточне)	-	12,2 - 16,3
8	John Deere Torg Gard (постійне)	-	12,2 - 16,3

3.2 Методи досліджень

Антифрикційні властивості композицій досліджували на машині тертя СМЦ – 2 за схемою диск – колодка. Визначали зношування, коефіцієнт тертя та температуру робочого середовища при проведенні досліджень.

Конструкція та принцип роботи машини тертя СМЦ-2 [2]

Загальний вигляд машини для дослідження на тертя та зношування зображений на рисунку 3.1

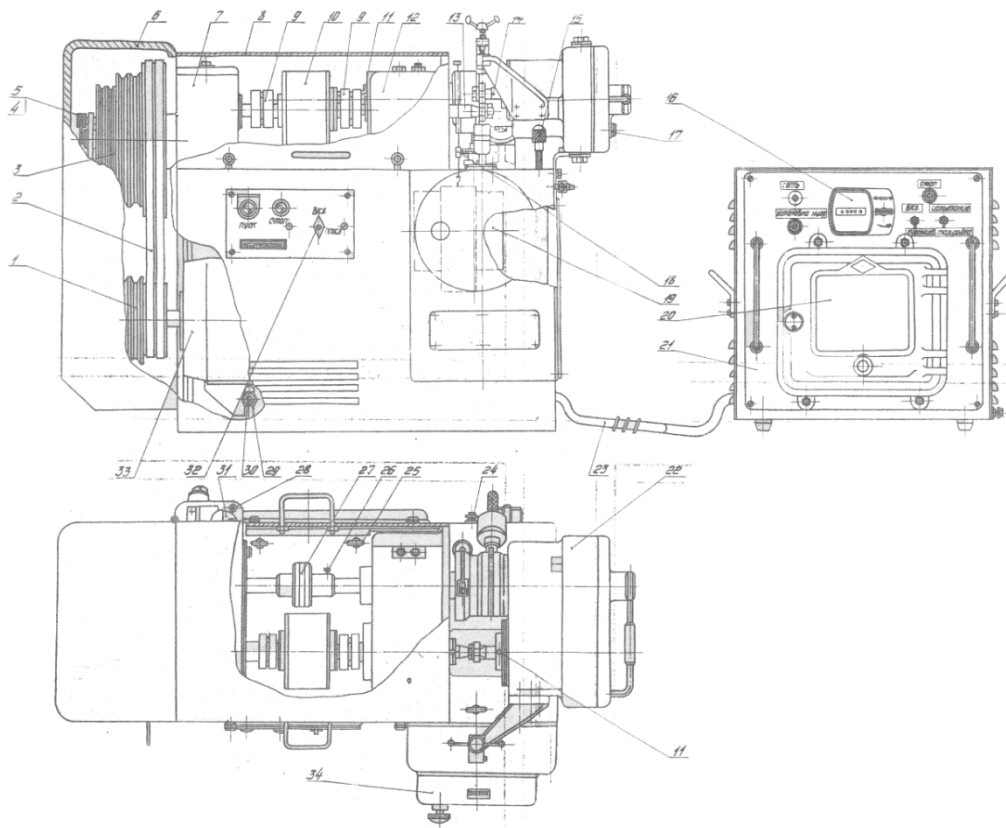


Рисунок 3.1 – Загальний вигляд машини тертя СМЦ – 2

1 – шків; 2 – паски клинові; 3 – шків; 4 – штифт спеціальний; 5 – ковпачок; 6 – кожух; 7 – редуктор; 8 – кожух; 9 – полумуфта; 10 – датчик індуктивний; 11 – штифт спеціальний; 12 – бабка нижнього зразка; 13 – оправка $\varnothing 160$; 14 – вал; 15 – упор; 16 – лічильник імпульсний; 17 – маслоказівник круглий; 18 – трос; 19 – противага; 20 – потенціометр; 21 – електрошкаф; 22 – каретка; 23 – шланг з'єднувальний; 24 – болт заземлення; 25 – гвинт вантажний; 26 – болт $M8 \times 14$; 27 – муфта; 28 – маслоказівник; 29 – гайка $M12$; 30 – болт відкидний; 31 – намічений вимикач КВД-3; 32 – пакетний вимикач ПВМЗ-10; 33 – електродвигун А02-032/6; 34 – механізм навантажування.

Машина СМЦ – 2 може працювати за двома схемами:

- із замкненим кінематичним контуром при фіксованому значенні коефіцієнта проковзування зразків у парі тертя диск по диску (ця схема

відповідає широко поширеною в промисловості схема машини МІ (МІ-ІМ), яку машина СМЦ-2 повністю замінює);

- із відкритим кінематичним контуром, коли один із зразків нерухомий, зокрема, по схема вал – втулка.

Принцип роботи в обох випадках полягає в тому, що зразки отримують відносний рух при заданому навантаженні. При цьому вони зношуються, а момент тертя на валу нижнього (обертового) зразка вимірюється і записується. Машина не забезпечує безпосереднє вимірювання зносу в процесі випробування.

Методика випробувань на машині не стандартизована і визначається споживачем в межах технічного завдання, яке виконується.

Машина СМЦ – 2 дозволяє проводити випробування наступних пар-тертя:

- диск по диску (при гойданні і при коченні з проковзуванням);
- диск-колодка (при терті ковзання);
- втулка-вал (при терті ковзання).

Машина включає наступні основні вузли (рисунок 3.1): каретка 22; механізм навантажування 34; бабка нижнього зразка 12; датчик індуктивний 10; редуктор 7; електрошафа 2.

На машині тертя СМЦ-2 числа обертів нижнього зразка забезпечується кінематикою машини наступними ступенями: 300, 500 та 1000 об/хв.

Швидкості нижнього зразка встановлюються за допомогою перестановкою ременя клино-пасової передачі, яка проводиться від електродвигуна 14, який має потужність 2,2 кВт; і максимальну швидкість до 950 об/хв. На валу електродвигуна посаджений триступеневий шків ведучий:

- перша ступінь (діаметр 90 мм; 2 струмка);.
- друга ступінь (діаметр 133 мм; 2 струмка);.
- третя ступінь (діаметр 200 мм; 2 струмка).

За допомогою клинових ременів типу А, передається обертання шківів 4 веденого, який такі має три ступені:

- перша ступінь (діаметр 276 мм; 2 струмка);
- друга ступінь (діаметр 245 мм; 2 струмка);
- третя ступінь (діаметр 184 мм; 2 струмка).

Від валу зі шківом 4 і прямозубого колеса 5 обертання передається на два прямозубих колеса 2, одне з яких передає обертання на вал нижнього зразка 12, а інше через прямозубого колеса 9 і шестерню 11 - на вал верхнього зразка 10.

Швидкість обертання вала верхнього зразка щодо нижнього може бути змінена за рахунок змінних коліс 9 і шестерень 11.

При випробуванні на тертя кочення встановлюються: Колесо прямозубе ($Z=54$) встановлюються на машині; Шестерня 11 ($Z= 54$) при поставці замовнику

При випробуванні на тертя кочення з проковзуванням встановлюються:

- при 10% проковзуванні: Колесо прямозубе 9 – ($Z=64$), шестерня 11 – $Z=71$

- при 15% проковзуванні: Колесо прямозубе 9 – ($Z=62$), шестерня 11 – $Z=73$

- при 20% проковзуванні: Колесо прямозубе 9 – ($Z=60$), шестерня 11 – $Z=75$

- при 100% прослизанні муфта 8 розчіплюється, а вал верхнього зразка стопориться від провертання. У цьому випадку обертається тільки нижній зразок 12.

Кінцевий вимикач 6, типу КВД-3, є датчиком до лічильника сумарного числа обертів нижнього зразка 12, отримує обертання через черв'ячну пару 7 з передавальним відношенням 1:100.

Тому для отримання дійсного сумарного числа обертів нижнього зразка показання лічильника необхідно помножити на 100.

З валом нижнього зразка 12 жорстко пов'язаний індуктивний датчик 3, який вимірює момент тертя і видає пропорційний йому електричний сигнал на що показує і записує потенціометр.

Каретка призначена для проведення випробувань без мастила і з мастилом із зразками:

- диск по диску (при коченні і коченні з проковзуванням);
- диск по колодці (при терті ковзання).

Каретка трубою 2 консольно закріплюється в бабі нижнього зразка 12. На трубі 2 в шарикопідшипниках 3, встановлений силуминовий корпус каретки 5, чим забезпечується поворот відкидання каретки щодо осі труби. Конструкцією каретки передбачається і осьове переміщення каретки уздовж осі труби 2. Від осьового переміщення в процесі випробування каретки фіксується за допомогою фіксатора 12.

Відкидання каретки й осьове її переміщення використовується при установці камери для випробування круглих зразків і “диск-колодка”. Каретка може бути знята з машини для установки і роботи з камерою для зразків “вал-втулка”.

В корпусі каретки в шарикових підшипниках 17 монтується вал 20 на якому за допомогою спеціальної гайки 21 кріпиться верхній зразок. Вал 20 отримує кручення через змінні прямозубі колеса 14 і шестерні 15 від вала 1, встановленого в шарико-підшипниках 4. Підбором відповідних пар змінних колес і шестерень можна змінити число обертів верхнього зразка з метою отримання необхідного відповідного відсотка проковзування верхнього зразка відповідно нижнього, швидкість кручення якого забезпечується клино-пасовою передачею і є величиною постійною.

В корпус каретки заливається мастило за рівнем якого можна слідкувати за маслом вказівником 13.

При зміні коліс 14 і шестерень 15 масло із корпусу каретки необхідно злити і зняти кришку 6.

Підшипники шарикові 17 вала 20 охолоджуються водою, що циркулює по лабіринту сорочки охолодження 18, приєднання шлангів водопровідною водою до корпусу каретки здійснюється відповідно до схеми підводу води. Для виключення навантаження на зразок невірноважених мас консольно закріпленої каретки, на машині є противага 16, який розміщується всередині станини машини.

Противага з'єднується с кареткою за допомогою троса 9, який закріплено на гвинті 7, вкрученому в корпус каретки.

Прикладення навантаження до зразків здійснюється через кронштейн 19.

Для фіксації вала 20 від прокручування при випробуванні на тертя, ковзання призначено спеціальний штифт 8.

При роботі з камерою для випробування круглих зразків і “диск-колодка” у процесі встановлення зразків в корпус камери необхідно відімкнути і заново приєднати противагу 16 до корпусу каретки 5. При роботі з камерою для випробування зразків “вал-втулка”, коли каретка повинна зніматись з машини необхідно від’єднати противагу 16 від корпусу каретки 5.

Для зручності від’єднання і приєднання до корпусу каретки противага 16 піднімається і опускається гвинтом 10 при прокручування гайки 11.

Механізм навантаження призначений для прикладення навантаження до зразків що випробуються.

При прокручуванні гвинта навантаження 2, у скобі 1 пружина навантаження стискається. При цьому, рух тяги 3 через прямозубу рейку 6 і вал-шестерню 8 буде передаватися на шкалу-шестерню 9. Шкала від градуйована в умовних одиницях ділення.

Налаштування шкали на “0” здійснюється крученням ручки 7, на яку попередньо слід натиснути. Попереднє натягнення пружини навантаження здійснюється гайками 5. Установка величини навантаження здійсненого на

зразки відбувається у відповідності з тарувальним графіком (який заздалегідь отримують перед експериментами на машині СМЦ-2).

Бабка нижнього зразка призначена для установки зразка, закріпленого на оправі 9 спеціальною гайкою 10 і каретки 22.

Вал 7 змонтовано в радіальних підшипниках шарикових 6 і встановлено в корпусі 5. Ущільнення (що захищають підшипник шариковий від пилу) лабиринтні, щоб виключити в них тертя яке може внести додаткову похибку при вимірюванні моменту тертя на зразках.

Змащення підшипників шарикових 6 здійснюється прес-маслянками 3. Підшипники шарикові охолоджуються водою, що циркулює по лабіринту корпусу 5. Під'єднання шлангів до корпусу бабки здійснюється відповідно схемі підвода води.

Оправка 9 призначена для випробувань з круглими зразками і зразками “диск-колодка”.

Для проведення випробувань оправка вкручується різьбовою частиною у вал 7 стопориться круглою гайкою 11, яка в свою чергу стопориться гвинтом 8.

При проведенні випробувань із зразками вал-втулка оправка 9 замінюється іншими оправками 11: оправкою для випробування із зразками – вал \varnothing 24-30 і оправкою для випробування із зразками – вал діаметром 30-40 мм.

Каретка кріпиться до бабки нижнього зразка за допомогою шпильки 1; яка контреться гайкою 2. Для полегшення вилучення каретки із корпусу бабки передбачається віджимний спеціальний болт 4.

Бабка нижнього зразка кріпиться на верхній площині станини машини болтами і фіксується штифтами.

Для вимірювання крутячого моменту (моменту тертя) на шині використовується безконтактний індуктивний датчик. Датчик складається з двох частин: обертаючого ротора і нерухомого статора.

Основною частиною ротора є торсион 5 який за допомогою полу муфт 9 включається в силовий ланцюг машини де вимірюється крутячий момент, що виникає при випробуванні зразків.

На робочій довжині торсіона є три обода, на які запресовуються проставні кільця 6 із немагнітного матеріалу.

На проставних кільцях 6 закріплені кільця 7 із м'якої магнітної сталі. Бокові поверхні кільця 7 виготовлені по всій окружності по всій поверхні зразків.

Нерухомий статор виконано у вигляді полого циліндра, що складається з двох полу циліндрів – магнітопроводу верхнього 2 і магнітопроводу нижнього 8.

Від прокручування статор фіксується гвинтом 1 в пазах магнітопроводів статора розміщується живлення 3 і вимірювальна котушка 4. Магнітопроводи статора виготовлені із м'якої магнітної сталі.

Первинна величина магнітного зазору встановлюється рівною 0,8 мм.

Величина радіального повітряного зазору дуже мала, цим зазором статор відділяється від ротора по всій периферії і його опір магнітному потоку представляє величину другого порядку у порівнянні опором робочих зазорів.

Тому величиною вимірювання магнітного зазору, що виникає внаслідок невідворотного биття ротора по відношенню до статора, можна знехтувати. Магнітний потік статора, що утворюється живлючими катушками розгалужується в роторі на дві частини і проходить по ділянкам (статор – радіальний зазор – середнє кільце 7 – робочі зазори правої і лівої половини ротора – крайні кільця 7 – радіальний зазор – статор).

При відсутності крутячого моменту робочі зазори, з правої і лівої половини ротора рівні між собою і магнітний потік розгалужується в роторі на дві рівні половини. Оскільки вимірювальні котушки 4 охоплюються однаковими за величиною потоками, то в них наводяться рівні по величині електрорухома сила.

Під час випробувань виникає момент тертя який скручує вал нижнього зразка 13. Другий кінець вала з'єднаний з торсіоном 5 індуктивного датчика, який сприймає цей же момент під дією моменту торси он 5 скручується, а крайні кільця 7 ротора зміщуються «покручуються» відносно середнього кільця 7 в рівні боки на рівні кути. Завдяки цьому змінюються робочі зазори S_2 в лівій і правій половині ротора (з одного боку ротора зазори збільшуються, а з другої - зменшуються).

Складові магнітного потоку в роторі перерозподіляються, причому більша частина проходить через половину де робочі зазори зменшилися. Тому електрорушаюча сила в одній вимірювальній катушці збільшується так як збільшується потік, яким вона охоплюється, а в другій – зменшується (так як зменшується потік).

Таким чином зміна електрорушаюча сила у вимірювальних котушках 4 відбувається пропорційно зміні робочих зазорів (потоків) або пропорційно вимірюваному крутячому моменту.

Електричні сигнали з вимірювальних котушок подаються в електричну схему порівняння і далі на електронний потенціометр КСВ-20, який показує і записує величину вимірюваного моменту тертя у процесі випробування зразків.

Привод призначається для передачі кручиння від електродвигуна на випробовувані зразки.

До приводу належать:

- електродвигун 33 зі шківом 1;
- редуктор 7 зі шківом 3.

Від електродвигуна через клино-пасову передачу кручення передається на вал редуктора.

Редуктор має два вихідних вали. Від одного вала через полу муфти 9, індуктивний датчик 10 і бабку нижнього зразка 12 кручення передається оправці нижнього зразка 13. Від другого вала через муфту 27, бабку

нижнього зразка 12 і каретку 22 кручення передається валу верхнього зразка 14.

Кількість обертів випробуваних зразків можуть змінюватись ступінчато, шляхом перекодування клинових пасків 2, на певні струмені шківів 1 і 3, і складати: 300, 500 і 1000 об/хв..

При випробуванні зразків на тертя ковзання, тобто в тому випадку коли не вимагається передача кручення вала верхнього зразка, необхідно муфту 27 розчепити і вал верхнього зразка 14 застопорити спеціальним штифтом 11.

При послабленні пасків клино-пасової передачі, підтяжку пасків здійснювати гайками 29, що пересуваються по відкидному болту 38.

Після підтяжки пасків, за допомогою часового тахометра перевірити коефіцієнти проковзування за інструкцією з експлуатації.

Для запобігання перевантаженню при зростанні величини моменту тертя більше ніж передбачено конструкцією передбачається механічний захист.

В шківі 3 встановлюється запобіжний спеціальний штифт 4, закритий ковпачком 5.

Для встановлення на машині зразка – “колодка” є пристосування – державка колодки.

Зразок “колодка” встановлюється в кільце 2 і піджимається корпусом 3 шляхом укручування гвинтів 1, корпус 3 направляючими пальцями 4 переміщується по пазу кільця. Державка колодки разом з зразком «колодка» кріпиться на валу верхнього зразка 14, так як і круглий зразок.

В цьому випадку, коли круглі зразки туго сидять на посадочних шийках валів, використовуються засоби для зняття круглих зразків. При крученні спеціального гвинта 1 воротком 4 захватами 2 зразок легко знімається з шийки вала.

Штифт спеціальний 11 служить для фіксації вала верхнього зразка при випробуванні на тертя ковзання і для фіксації вала нижнього зразка при тарировці машини по моменту.

Набір змінних коліс 14 і шестерень 15 використовується для зміни числа обертів верхнього зразка. Колеса встановлюються в каретці.

Упор 15 служить для підтримування каретки при тарировці по моменту і при транспортуванні машини.

Ключ торців використовується для знімання зразків, що знаходяться в камері і при установці камер на машину.

Електрообладнання машини живиться від мережі трьохфазного змінного струму напруженням 220/380В, 50 Гц. Електричною схемою машини передбачається:

- нульовий захист (за допомогою засоба використання контактної апаратури);
- захист від коротких замикань (за допомогою запобіжників 11);
- захист від перевантажень електродвигуна (за допомогою датчиків, які спрацьовують при досягненні величини моменту тертя більше 150 кгс/см).

Машина дозволяє проводити декілька видів випробувань з різними зразками. Для кожного випробування необхідна підготовка машини. При наладці машини на певний режим роботи.

Підготовка машини до роботи [2]

Для підготовки машини до роботи необхідно встановити зразки на валу таким чином щоб радіальне биття їх при прокручуванні валів від руки не перевищувало 0,10 мм. Контроль вести індикатором з ціною ділення 0,01 мм.

Перемикач роду роботи на електрошафі 21 поставити в положення “випробовування”.

Тумблер лічильника 16 поставити в положення “ввімкнено”.

За допомогою шлангів підвести воду до штуцерів водяного охолодження на каретці 22 і бабці нижнього зразка 12.

Підбір швидкостей вала верхнього зразка 14 проводити у відповідності з інструкцією з наладки машини шляхом установки відповідних змінних прямозубих коліс 14 і змінних шестерень 15.

Для установки змінних коліс і шестерень необхідно зняти кришку 6, попередньо злити масло із каретки

Випробовування із зразками “диск-колодочка” із змащуванням

Для випробування із зразками “диск-колодочка” із змащуванням зразок колодка закріплюється у пристосуванні. Зразок колодка разом з пристосуванням закріплюється на валу 14 каретки так, як кріпляться круглі зразки. Вал 14 верхнього зразка зафіксується від провертання штифтом спеціальним 9. Муфту 27 розчеплювали, послабивши болт 26.

Після установки зразків каретку опускали до стикання зразків (забороняється опускати каретку с ударом одного зразка об інший, невиконання цієї умови приведе до биття валів). Встановлювали навантажувальну скобу 1 на кронштейн 19 і, накручуючий гвинт навантаження 2 приводячи його в зіткнення з опорною п'ятою кронштейна.

Після проведення підготовчих операцій вмикали всі показуючі шкали (навантаження, моментів, лічильника) виставляли в нульове положення.

Перевіряли чи вільно обертається оправка нижнього зразка 13.

Перевіряли чи розчеплена муфта 27 і чи застопорено вал верхнього зразка 14 за допомогою спеціального штифта 11.

Вмикали машину в мережу поворотом рукоятки пакетного вимикача 32, розташованого на панелі керування машиною, в положення “ввімкнути”. При цьому на панелі керування загоралася сигнальна лампочка “мережа”.

Запускали машину, натиснувши на кнопку “Пуск” розташовану на панелі керування машини і корегували нульове положення шкали моменту тертя.

Навантажували зразки, повільно й плавно прокручуючи гвинт навантаження 2 і спостерігаючи за положенням індексу на шкалі потенціометра 20 який показує величину моменту тертя.

У випадку миттєвого збільшення моменту тертя більше 150 кгс/см машина автоматично вимикалася.

По закінченні випробувань натискали на кнопку «стоп», розташовану на панелі керування машини і від'єднати машину від електромережі поворотом рукоятки пакетного вимикача 32.

3.3 Обробка результатів експерименту

Для отримання достовірних результатів дослідження (з заданою ступеню ймовірності) проводили статистичну обробку результатів. Для визначення кількості необхідних паралельних дослідів (розраховували за критерієм Кохрена) [3].

Для кожної серії паралельних дослідів обчислювали:

– середнє арифметичне значення функції відгуку:

$$\bar{y}_j = \frac{1}{k} \cdot \sum_{i=1}^k y_{ji}$$

k – число паралельних досліджень, які проведені при однакових умовах;

y_{ji} – результати окремих експериментів

– оцінку дисперсії

$$s_j^2 = \frac{1}{k-1} \sum_{i=1}^k (y_{ji} - \bar{y}_j)^2$$

– для перевірки відтворюваності дослідів знаходили відношення найбільшої з оцінок дисперсій до суми всіх оцінок дисперсії (розрахунковий критерій Кохрена)

$$G_p = \frac{\max(s_j^2)}{\sum_{j=1}^N s_j^2}$$

– порівнювали розрахункові значення критерію Кохрена з табличним значенням.

Розрахункові значення критерію Кохрена менші ніж табличні, то експеримент вважали відтворюваним.

3.4. Експериментальна частина

Більшість вузлів тертя працює зі змащуванням, тому мастильні матеріали повинні мати строго задані властивості. Ці властивості визначаються величинами питомого та повного навантажень у зоні тертя, максимальною, середньою та об'ємною температурами в зоні контакту, кінематикою руху в зоні тертя (качання, ковзання, змішане), видом матеріалів обох деталей тертя, характеристикою хвилястості та шорсткості поверхонь у зоні тертя, властивостями навколишнього середовища та ін [4].

Метою змащування зон тертя є отримання переважно рідинного тертя, у якому втрати тертя малі, а знос деталей практично відсутня.

За агрегатним станом масла можуть бути рідкими, пластичними, твердими та газоподібними. Найбільшого поширення у техніці отримали рідкі мастильні матеріали (масла) і пластичні мастильні матеріали (мастила). Мастильні мастила (як і мастила) є конструкційним елементом вузла тертя, що багато в чому визначає довговічність, надійність і втрати на тертя в трибосполученнях [5].

Ефективність використання мастила у вузлі тертя залежить від багатьох факторів: умов його застосування (температури, навантажень, швидкостей переміщення, характеристик навколишнього середовища тощо), режиму експлуатації машини або механізму (постійних або змінних зовнішніх впливів, зупинок тощо), конструктивних особливостей вузла тертя (типу, розміру, характеру руху поверхонь, що труться, та ін.), складу та властивостей матеріалів, з якими воно контактує в процесі роботи [4].

Масла виконують такі функції:

- зменшують тертя, що виникає між сполученими деталями;
- знижують зношування і запобігають задирам поверхонь, що труться;
- відводять тепло від поверхонь, що труться;
- захищають поверхні деталей, що труться, та інших неізолюваних частин від корозійного впливу зовнішнього середовища;
- ущільнюють зазори між сполученими деталями;
- видаляють із зони тертя продукти зносу, корозії та інших забруднень.

Кожен вид мастильного матеріалу характеризується основними параметрами:

- моторні олії (в'язкістю, індексом в'язкості, температурами застигання та спалаху, лужним числом та зольністю);
- трансмісійні масла (в'язкістю, індексом в'язкості, температурою застигання та мастильною здатністю);
- пластичні мастила (реологічними властивостями та їх стабільністю в умовах експлуатації).

3.5. Класифікація мастил

Найчастіше використовується класифікація мастил за їх призначенням. Виділяють такі основні групи масел: моторні, індустріальні, трансмісійні, турбінні, компресорні, приладові та деякі інші олії більш вузького спеціального призначення. Найбільш значною за обсягом виробництва асортименту є група моторних масел: для бензинових (карбюраторних) двигунів, для дизелів. До цієї групи відносяться універсальні масла, що застосовуються в двигунах різної конструкції [4].

Виходячи з обраної теми роботи: Обґрунтування параметрів вузлів тренування та герметизації силових агрегатів техніки John Deere та літератури можна зробити висновок, що у вузлах тертя та герметизації

силових агрегатів техніки John Deere використовується саме моторні та універсальні мастильні матеріали.

Мастильні олії незалежно від умов застосування та призначення повинні володіти такими основними властивостями:

- надійно виконувати свої функції у широкому діапазоні температур, навантажень, швидкостей переміщення;
- мінімально змінювати властивості при зовнішніх впливах в умовах зберігання та застосування;
- не впливати на контактуючі з ними матеріали;
- мати хороші екологічні властивості (відсутність впливу на навколишнє середовище, мінімальні пожежо- та вибухонебезпечність, здатність до багаторазової регенерації або повної утилізації та ін.);
- бути отриманими з легко доступної сировини та мати невисоку вартість.

Товарні олії (ті, які можна придбати у вільному продажу) складаються з базових масел (основ) нафтового або синтетичного походження (іноді їх суміші), в які вводяться спеціальні присадки, що покращують ті чи інші властивості основи. Для цих цілей використовують і тверді порошкоподібні, антифрикційні добавки, що покращують насамперед мастильну здатність масел. Деякі індустріальні, компресорні та інші мастила не містять присадок.

Мастила для двигунів внутрішнього згорання прийнято називати моторними маслами для поршневих двигунів. Іноді їх називають картерними маслами. До цієї групи відносяться масла, призначені для змащування карбюраторних, дизельних та авіаційних поршневих двигунів. До них відносяться також оливи для двотактних бензинових двигунів.

Моторні олії використовуються для зменшення тертя, зниження зносу і запобігання задиранню контактованих поверхонь. Масло відводить теплоту від деталей, що труться, і ущільнює зазори, в першу чергу в зоні циліндро-поршневої групи двигуна.

Умови роботи масла визначаються різними робочими температурними навантаженнями вузлів і деталей двигуна, що змащуються моторним маслом (наприклад, циліндро-поршнева група, підшипники, механізм розподілу тощо). Для забезпечення надійної подачі моторного масла до різних трисполучень двигуни внутрішнього згоряння забезпечені спеціальними пристроями (мастильною системою): ємністю для зберігання масла, засобами очищення, масляною магістраллю, насосами і т. п. (на відміну від цього двотактні бензинові двигуни не мають спеціальної мастильної системи.) Змащування в них здійснюється сумішшю олії з бензином (у співвідношенні 50 до 50), що надходить безпосередньо в камеру згоряння разом з паливом.

Моторні мастила поділяються на ряд груп залежно від особливостей конструкції та специфіки експлуатації двигунів, для змащування яких вони призначаються. Так, наприклад, для забезпечення надійної роботи дизелів застосовуються різні моторні олії в залежності від конструкції та особливостей функціонування дизелів на автомобілях, тракторах, тепловозах, судах та інших машинах та транспортних засобах.

На практиці широкого поширення набули універсальні олії, що використовуються для змащування як карбюраторних двигунів, так і дизелів.

Крім розподілу залежно від конструкції двигуна, особливостей його робочого процесу та специфіки експлуатації моторні олії поділяються на групи, що конкретизують умови їх застосування. Так, наприклад, з урахуванням температури навколишнього повітря та кліматичних умов вони діляться на сезонні (літні, зимові) та всесезонні. Окрему групу складають північні, або арктичні, олії.

За своїм функціональним призначенням моторні олії діляться на робочі, консерваційні, консерваційно-робочі та робітничо-консерваційні. До них відносяться моторні масла, які використовуються при експлуатації перелічених вище двигунів. До консерваційних відносяться масла, що застосовуються тільки при тривалому зберіганні двигунів у неробочому стані. Робочо-консерваційні олії призначаються як тривалого зберігання

двигунів, так роботи останніх. При цьому вони забезпечують надійність двигуна при експлуатації не меншу, ніж на звичайних робочих маслах. Консерваційно-робочі масла застосовуються переважно для забезпечення тривалого зберігання та для короткочасної роботи двигуна, знятого зі зберігання. Тривала експлуатація двигунів на консерваційно-робочих оліях не рекомендується.

Для полегшення підбору моторних масел вони класифікуються за в'язкістю та за рівнем експлуатаційних властивостей. Існують класифікації моторних масел з в'язкості, прийняті в СРСР (і які існують і по цей день у старнах, що входили до СРСР), країнах членів РЕВ, а також у США та країнах Західної Європи.

Вітчизняна класифікація (країни СРСР) відповідно до стандарту підрозділяє моторні олії на 21 класу в'язкості [6].

Поряд із розподілом моторних масел по в'язкості існує також їх поділ за рівнем експлуатаційних властивостей. Наприклад, у колишньому СРСР моторні олії діляться на шість груп, три з яких у свою чергу поділяються на дві підгрупи. В одній з підгруп регламентуються вимоги н маслам для карбюраторних (бензинових) двигунів, в іншій для дизелів.

У країнах Західної Європи широко використовується класифікація моторних масел по API. Вона передбачає розподіл моторних масел на дві категорії – для карбюраторних (бензинових) двигунів та дизелів. У межах кожної категорії олії діляться за рівнем якості.

З урахуванням діючих класифікацій на моторні мастила здійснюється і їх маркування (позначення). Для моторних масел, що випускаються в країнах бувшого СРСР, вона складається із поєднань певних знаків. Перший з них позначається буквою «М» (моторне) і не залежить від складу та властивостей олії. Другий знак виражається цифрою (або групою цифр) та характеризує клас в'язкості; третій літерою, що регламентує рівень експлуатаційних властивостей (М-8-В₁; М-10-Г₂; М-6₂/10-В). Після зазначених знаків допускаються уточнюючі позначення [6].

У США та країнах Західної Європи маркування моторних масел здійснюється відповідно до класифікації SAE (SAE 10 W; SAE 40) [7].

Відповідно до того, що компанія John Deere є іноземною. То мастила, які вона використовує для роботи вузлів машин і механізмів має манкіровку SAE [8].

Для досліджень було обрано мастила наступних марок: Castrol, Valvoline, Idemitsu, Shell, Motul, John Deere Break in Plus (обкаточне), John Deere Torg Gard (постійне). Для визначення основних трибо логічних характеристик було проведено дослідження впливу різних матильних середовищ на коефіцієнт тертя пари тертя сталь-сталь. Результати досліджень приведені на рисунку 4.1.

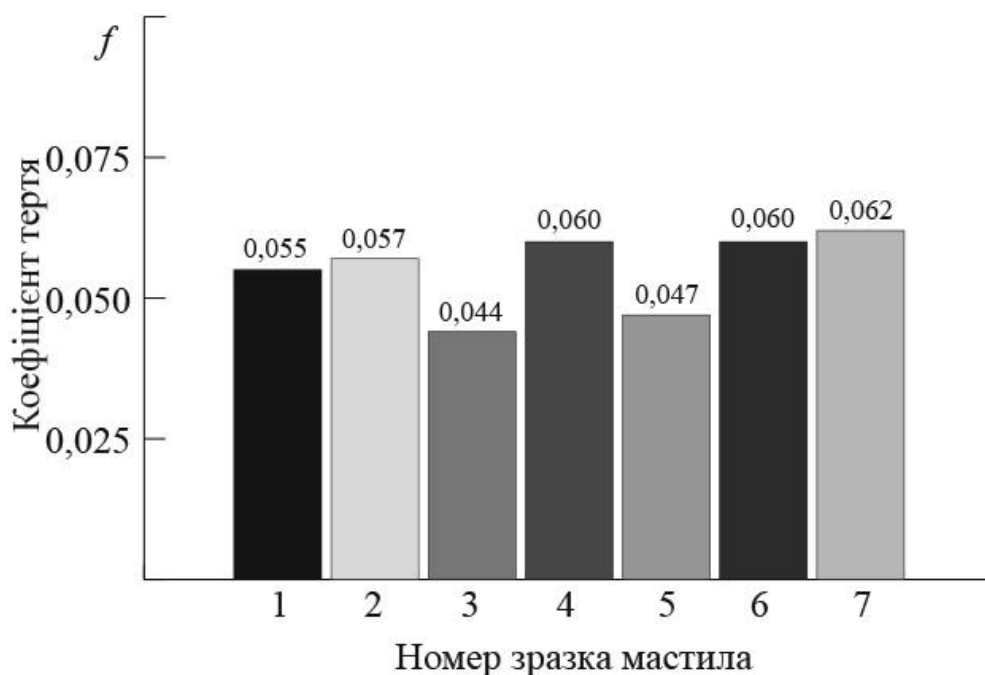


Рисунок 4.1 – Значення коефіцієнту тертя (f) пари тертя сталь-сталь при фрикційній взаємодії у мастилах: 1 – Castrol, 2 – Valvoline, 3 – Idemitsu, 4 – Shell, 5 – Motul, 6 - John Deere Break in Plus, 7 - John Deere Torg Gard ($P = 10$ МПа, $V = 0,785$ м/с; $t = 2$ ч.)

Відповідно до проведених результатів встановлено, що найменший коефіцієнт тертя мають пари тертя, які працюють у мастилах Idemitsu та Motul. Їх значення на 25-40% кращі ніж у всіх інших досліджених мастил. При терті у мастилах марок Castrol, Valvoline, Shell та John Deere значення

коефіцієнту тертя подібні і змінюються від 0,055 до 0,062. Відомо [9], що пари тертя з невисокими значеннями коефіцієнту тертя є менш енерговитратними (потребують менші витрати енергії на подолання тертя), та у більшості випадків є більш надійними в роботі.

При терті матеріалів відбувається їх фрикційний розігрів, який при досить великих значеннях діє на матеріали вузла тертя та змащувальне середовище. При цьому збільшення температури у вузлі тертя призводить до температурного розширення матеріалів вузла тертя, і при високих значеннях розігріву це може призвести до заклинювання вузла тертя [10]. Також високі температури при фрикційному розігріві можуть призвести до втрати мастильними матеріалами своїх змащувальних характеристик. Тому були проведені дослідження по встановленню температури фрикційного розігріву пари тертя сталь-сталь при фрикційній взаємодії у досліджених мастилах. Результати експериментів представлені на рисунку 4.2.

Відповідно до проведених результатів встановлено, що найменшу температуру на поверхні тертя має вузол тертя при фрикційній взаємодії у мастилі марки Idemitsu. Її значення досягають 54°C. Також невеликий фрикційний розігрів має вузол тертя при фрикційній взаємодії у мастилі Motul (до 63°C). Найбільші значення фрикційного розігріву спостерігаються при терті мастилах Castrol, Valvoline та Shell. Причому ця температура досягає 174°C, що є температурою близькою до температури термічної деструкції мастила, коли воно інтенсивно втрачає свої змащувальні властивості. Інші досліджені мастила (John Deere Break in Plus, John Deere Torg Gard) працюють при допустимих експлуатаційних температурах і не перевищують 130°C. Відповідно до проведених досліджень можна зробити висновок, що мастила марок Castrol, Valvoline та Shell при досліджених навантаженнях та швидкостях ковзання вже не забезпечують необхідних температурних характеристик (температура нормальної роботи) при фрикційній взаємодії сталь-сталь.

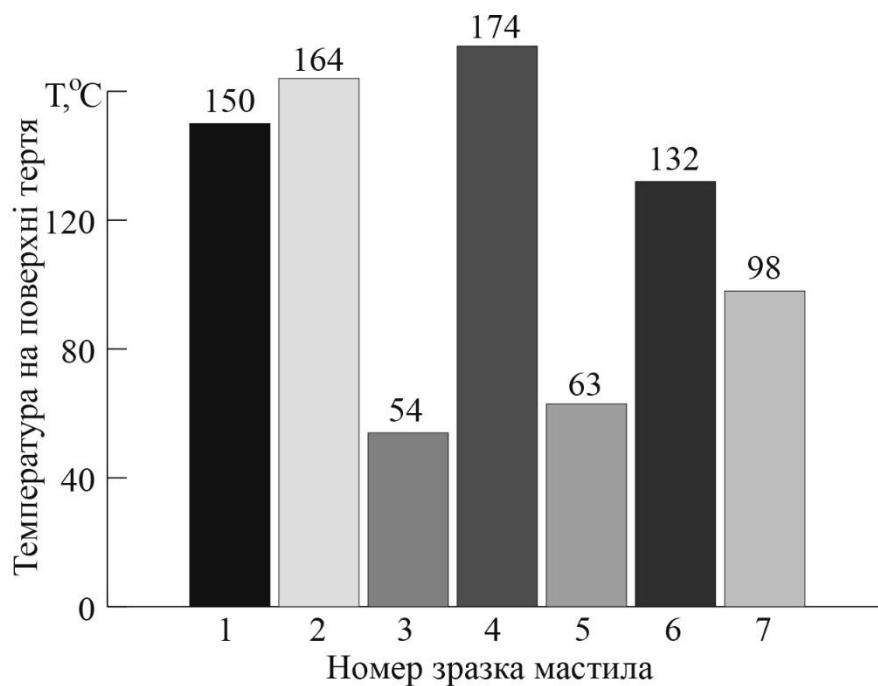


Рисунок 4.2 – Залежність температури фрикційного розігріву (Т) пари тертя сталь-сталь при фрикційній взаємодії у мастилах: 1 – Castrol, 2 – Valvoline, 3 – Idemitsu, 4 – Shell, 5 – Motul, 6 - John Deere Break in Plus, 7 - John Deere Torg Gard (P = 10 МПа, V = 0,785 м/с; t = 2 ч.)

Найважливішою трибологічною характеристикою при терті матеріалів є їх зношування [11]. Воно визначається по втраті ваги чи лінійних розмірів деталей, що знаходяться у фрикційному контакті. Відповідно до значень зношування можна спрогнозувати довговічність роботи вузла тертя при умові, що він працює у нормальному режимі роботи. На рисунку 4.3 зображені результати досліджень зношування пари тертя сталь-сталь при фрикційній взаємодії у середовищі досліджуваних мастил.

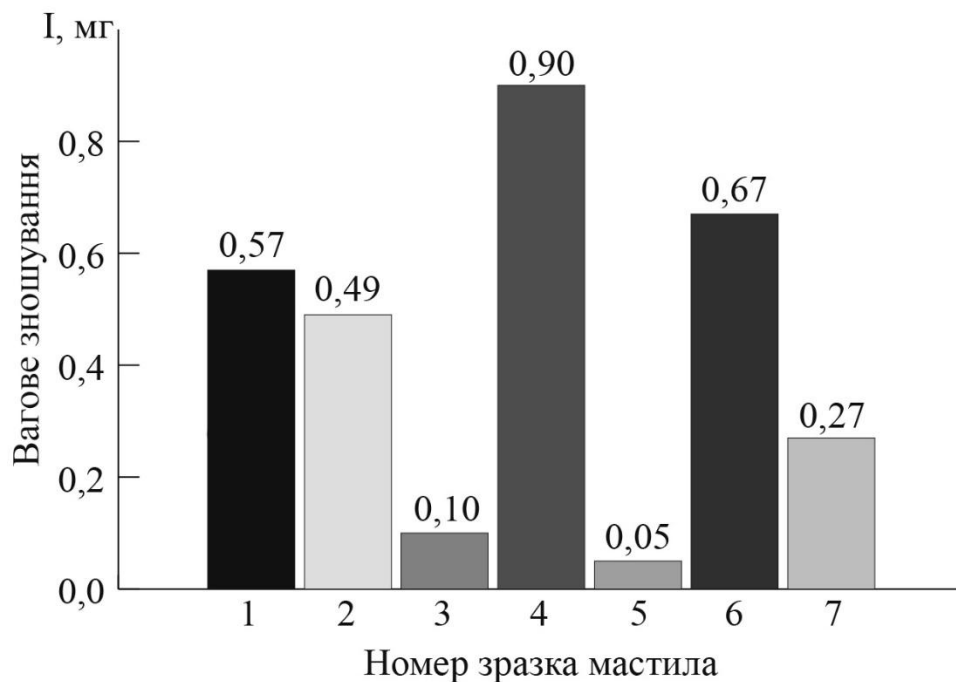


Рисунок 4.3 – Залежність вагового зношування (I) пари тертя сталь-сталь при фрикційній взаємодії у мастилах: 1 – Castrol, 2 – Valvoline, 3 – Idemitsu, 4 – Shell, 5 – Motul, 6 - John Deere Break in Plus, 7 - John Deere Torg Gard (P = 10 МПа, V = 0,785 м/с; t = 2 ч.)

Відповідно до проведених досліджень встановлено, що найменше зношування мають вузли тертя при змащуванні наступними мастилами: Idemitsu, Motul. При цьому зношування вузла тертя у цих мастилах у 3-10 разів менше ніж у інших досліджених мастил. На досить високому рівні знаходиться зносостійкість пари тертя при фрикційній взаємодії у мастилах марок: Castrol, Valvoline, John Deere. Найбільші значення вагового зношування має пара тертя, яка працювала у мастилі марки Shell. Слід відмітити різницю у ваговому зношуванні вузлів тертя при роботі у мастилах фірми John Deere марок Break in Plus і Torg Gard. Що пояснюється тим, що мастило John Deere Break in Plus використовується в якості притирального мастила на початковому періоді роботи трактора. А мастило John Deere Torg Gard є мастилом, яке використовується для подальшої роботи тракторів в період їх життєвого циклу.

Причому слід відмітити, що значення зношування пари тертя сталь-сталь у мастилі John Deere Torg Gard має досить близькі значення до мастил марок Idemitsu та Motul, які є, відповідно до досліджень вагового зношування, найкращими з поміж досліджених.

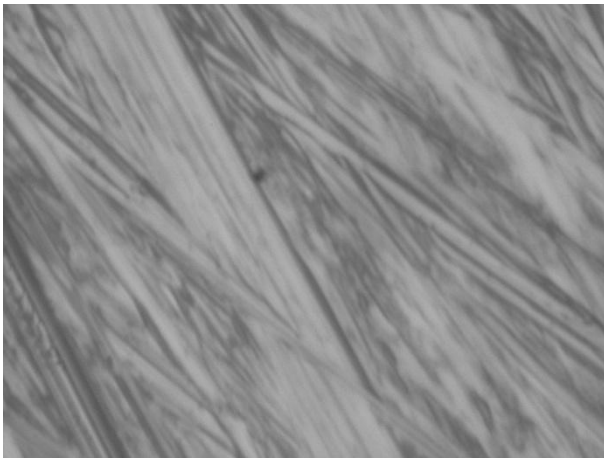
Відповідно до проведених досліджень слід відмітити досить помітну кореляцію значень коефіцієнту тертя, температури на поверхні тертя та вагового зношування вузла тертя при використанні досліджених мастил. Причому найкращим рівнем властивостей при досліджених навантаженнях та швидкостях ковзання у вузлі тертя сталь-сталь відрізняються мастила марок Idemitsu та Motul. Досить близько до них по рівню властивостей наближається мастило марки John Deere Torg Gard. Мастила інших марок мають гірші властивості і використання їх при досліджених навантаженнях та швидкостях ковзання у вузлах тертя тракторів не є доцільним. Слід відмітити, що всі ці мастила, окрім John Deere Break in Plus використовуються при нормальній роботі вузлів тертя впродовж їх життєвого циклу. Мастило John Deere Break in Plus використовується на тракторах, як змащувальний матеріал при притиранні нових вузлів в початковий період роботи і після проходження 100 мотогодин замінюється на постійне мастило John Deere Torg Gard. Тому трибологічні властивості цього мастила можуть відрізнятися від інших досліджених внаслідок того, що воно має інше призначення і виконує функції які відрізняються від звичайних масел, що використовуються впродовж життєвого циклу виробу.

Являє зацікавленість дослідити як впливає мастило на поверхні тертя дослідженої пари тертя. Відомо, що у склад моторних мастил входить не тільки мастильна основа, а і велика кількість додаткових компонентів, які покращують їх змащувальні властивості. Дуже часто ці компоненти при терті створюють на поверхнях тертя антифрикційні плівки, які сприяють зменшенню сили тертя та зношування у парі тертя. Для їх знаходження та дослідження буди отримані мікрофотографії поверхонь до та після тертя у мастилах з найкращим рівнем трибо технічних властивостей марок: Idemitsu,

Motul, John Deere Torg Gard. Отримані мікрофотографії зображені на рисунку 4.4.

На мікрофотографії сталюї поверхні до тертя можна побачити морфологію поверхні, а саме виступи і впадини шорсткості металевї поверхні, які були зроблені в процесі виготовлення деталі. Мікрофотографії поверхонь тертя після фрикційної взаємодії у всіх досліджених мастилах мають значні відмінності від поверхні до тертя. Так вони мають значно меншу кількість та інтенсивність впадин та виступів. Це обумовлено тим, що поверхні досліджувалися після фрикційної взаємодії, коли вони пройшли період притирання і великі впадини та виступи вже зруйнувалися. Також ці знімки мають суттєві відмінності з знімком поверхні до тертя, які пов'язані із створенням антифрикційного покриття, яке у вигляді островків перенесення заповнює впадини нерівностей шорсткості. Причому морфологія поверхонь тертя після фрикційної взаємодії у мастилах марок Idemitsu, Motul та John Deere Torg Gard також має певні відмінності. Що є наслідком впливу різних модифікаторів у зазначених мастилах на поверхню тертя.

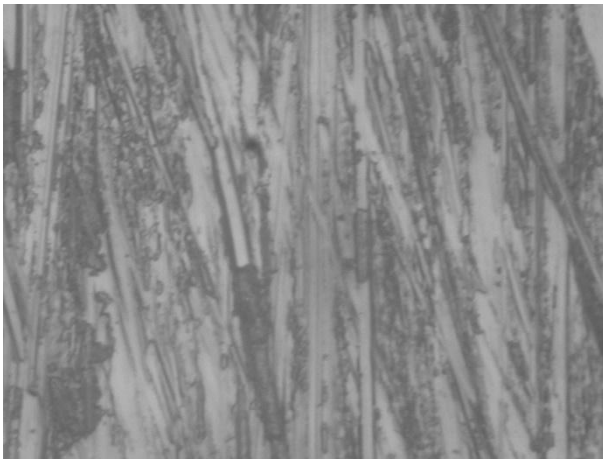
Відповідно до мікрофотографій можна зробити висновок, що всі досліджені мастила створюють антифрикційну плівку різної морфології на сталевих поверхнях тертя після їх фрикційної взаємодії. Що корелює із значеннями основних трибологічних характеристик дослідженої пари тертя рпи фрикційній взаємодії у мастилах марок Castrol, Valvoline, Idemitsu, Shell, Motul та John Deere.



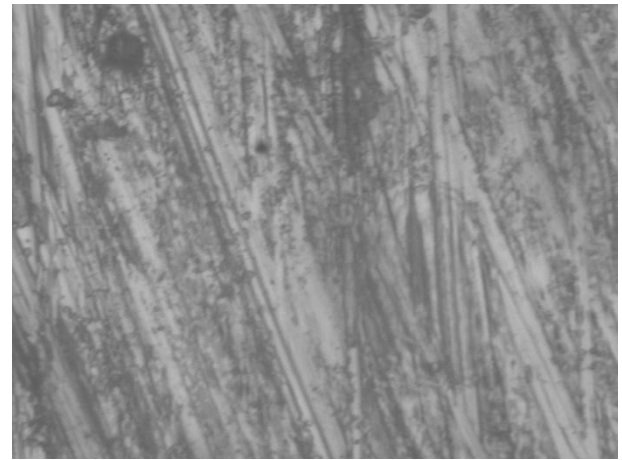
а



б



в



г

Рисунок 4.4 – Мікрофотографії поверхонь тертя після (а) до та (б,в,г) після фрикційної взаємодії пари тертя сталь-сталь у досліджених мастилах: б – Idemitsu, в – Motul, г - John Deere Torg Gard

Являє зацікавленість визначити оптимальні мастила для техніки John Deere у відповідності не тільки до їх змащувальних властивостей, а і собівартості. Провівши літературний пошук за допомогою електронних джерел були знайдені орієнтовні значення собівартості досліджених мастил. В таблиці 4.2 приведені ці результати.

Таблиця 4.2 – Собівартість досліджених мастил

№ з/п	Назва	Маркування	Собівартість за 1 л (грн.)
1	Castrol	5W40	275
2	Valvoline	5W40	222
3	Idemitsu	0W20	307
4	Shell	5W30	211
5	Motul	5W40	300
7	John Deere Break in Plus (обкаточне)	-	120
8	John Deere Torg Gard (постійне)	-	180

Відповідно до даних з таблиці найбільшу собівартість мають мастила марок Idemitsu та Motul, а найменшу - John Deere Break in Plus (обкаточне). Причому слід відмітити, що мастила з найбільшою собівартістю мають найкращий рівень трибологічних властивостей. Так це саме мастила марок Idemitsu та Motul. Також досить високий рівень змащувальних властивостей має мастило марки John Deere Torg Gard. Це мастило за своїм рівнем властивостей поступається маслам Idemitsu та Motul, однак коштує воно на 60% менше. Відповідно до цього можна зробити висновок, що найбільш оптимальним для техніки John Deere є саме мастило John Deere Torg Gard, яке і використовуються в цій техніці.

Висновок до розділу. Проведені оптимізаційні трибологічні дослідження моторних масел марок Castrol, Valvoline, Idemitsu, Shell, Motul, John Deere (Break in Plus), John Deere (Torg Gard) з метою вибору найкращого для тракторної техніки John Deere. Встановлено, що найкращий рівень змащувальних властивостей мають масла марок Idemitsu, Motul та John Deere (Torg Gard). Однак масла марок Idemitsu, Motul мають найбільшу собівартість і їх використання не є оптимальним. При цьому мастило John Deere (Torg Gard) на 60% дешевше ніж мастила марок Idemitsu та Motul. Тому найбільш оптимальним мастилом для тракторної техніки John Deere є саме мастило John Deere (Torg Gard).

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Система управління охороною праці

Так як реалізація результатів роботи буде здійснена на виробничих ділянках ТОВ «Агротек-Інвест», розглянемо систему управління охороною праці даного підприємства та проаналізуємо її актуальність.

Отже, в цілому, система управління охороною праці в ТОВ «Агротек-Інвест» створена для організації, координації та контролю робіт з охорони праці в галузі; визначення обов'язків, прав, відповідальності та порядку взаємодії осіб, які беруть участь у процесі управління, а також прийняття та виконання відповідних рішень.

До основних функцій управління охороною праці належать: прогнозування і планування робіт, їх фінансування; організація і координація робіт; облік показників, аналіз та оцінка стану умов безпеки праці; контроль за станом охорони праці та функціонування СУОП; стимулювання діяльності з охорони праці.

В цілому система управління охороною праці підприємства ТОВ «Агротек-Інвест» (рис.4.1) має досить складну та розгалужену структуру. Це пов'язано з тим, що дане підприємство має власне виробництво.

Управління охороною праці здійснюється: на підприємстві у цілому — директором підприємства безпосередньо та через заступника - фахівця з охорони праці.

Директор координує і контролює станом роботи відділків підприємства за допомогою керівників відділів. У підрозділах та відділах управління лежить на керівниках підрозділів.

В свою чергу, керівники відділів відповідають за усунення наявних недоліків і отримання зворотної інформації, їх заступники відповідають за проведення паспортизації і атестації робочих місць, організацію контролю проходження медоглядів працівниками. Контроль за дотриманням вимог із

питань охорони праці та навколишнього середовища, підготовка звітності, рішень та пропозицій щодо покращення умов праці виконує інженер із охорони праці. Перед початком робіт працівники підприємства проходять первинний, вторинний та планові інструктажі, які проводить інженер з охорони праці або безпосередній керівник відділу. Підйомні та збирально-розбиральні роботи в цеху збирання машин та ремонтному цеху виконуються лише за наглядом керівника відділу.

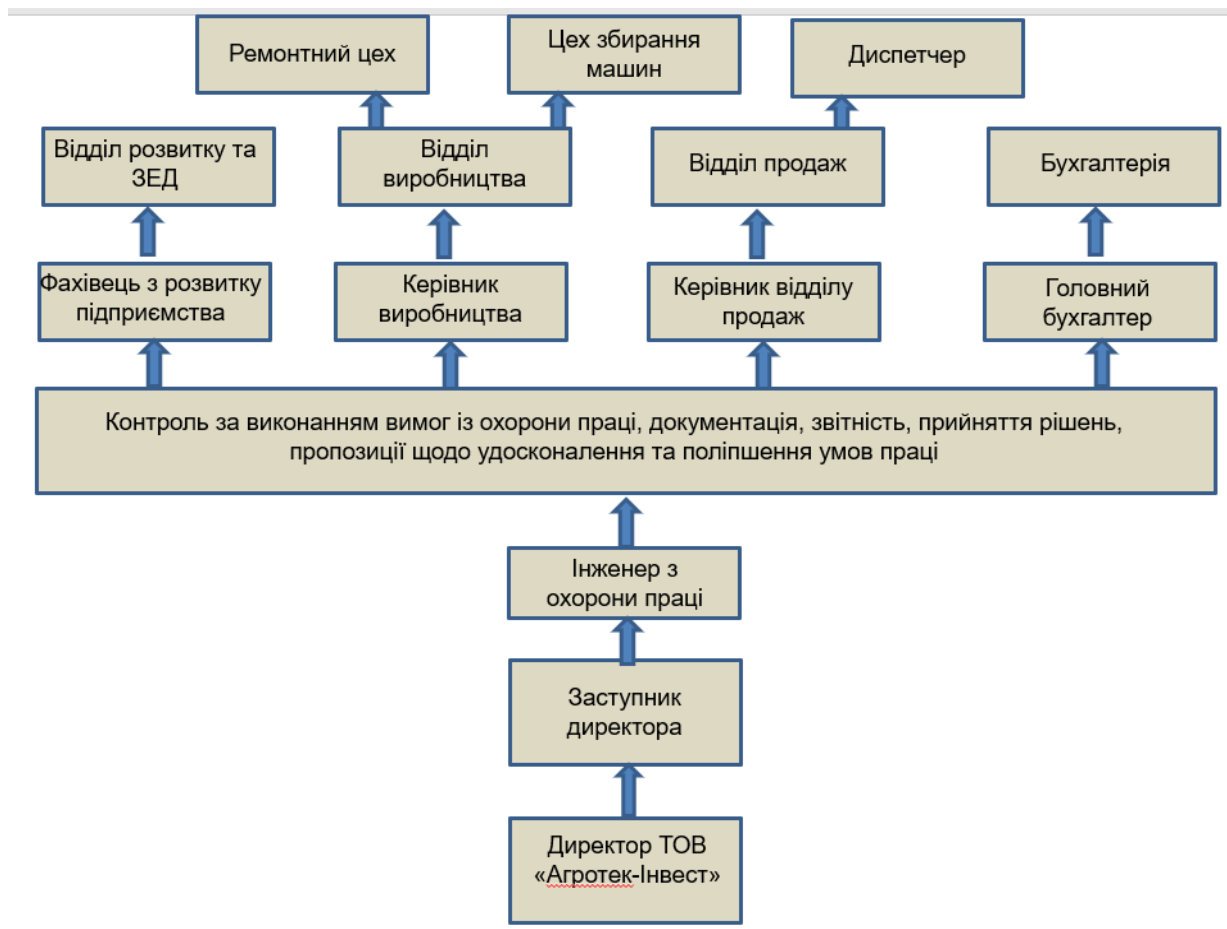


Рис. 4.1 Структура СУОП на виробничому підприємстві ТОВ «Агротек-Інвест».

Стимулювання діяльності з охорони праці спрямовано на створення зацікавленості працівників у забезпеченні здорових та безпечних умов праці. Стимулювання в ТОВ «Агротек-Інвест» передбачає як моральні, та матеріальні заохочення, так і покарання за невиконання покладених на конкретну особу зобов'язань стосовно безпеки праці або порушення вимог

щодо охорони праці. До числа заохочувальних заходів належать премії, винагороди за вчасно і якісно виконану конкретну роботу.

4.2. Охорона праці під час обслуговування с.-г. техніки на виробничій ділянці ТОВ «Агротек-Інвест»

Ремонтний цех (відділ) підприємства ТОВ «Агротек-Інвест» створений для ремонту, збирання і розбирання машин, агрегатів і вузлів.

В процесі ремонту посівних машин на працівників можуть діяти або діють такі небезпечні та шкідливі виробничі фактори згідно з ГОСТ 12.0.003-74:

- 1) рухомі машини і механізми;
- 2) підвищена чи знижена температура поверхонь сільсько-господарської техніки;
- 3) гаряча вода і пара;
- 4) незакриті оглядові ями;
- 5) машини, інструмент, інвентар і пристрої, що використовуються не за призначенням або в несправному стані;
- 6) піднятий над місцем роботи або над місцем знаходження працівників вантаж, що переміщується кран-балкою;
- 7) підвищений вміст шкідливих речовин (наявність часток пестицидів та агрохімікатів, відпрацьованих газів, тощо), які залишились в робочих органах машин;
- 8) підвищений рівень вібрації робочих машин;
- 9) патогенні мікроорганізми і продукти їх життєдіяльності на робочих місцях;
- 10) падаючі предмети і інструмент (при роботі в оглядових ямах, приміщеннях, під піднятим технологічним обладнанням, тощо).
- 11) несправність або відсутність блокуючого пристрою запуску пускового двигуна при включеній передачі;

Дипломною роботою передбачено, що роботи виконуються працівниками, що мають відповідну освіту і кваліфікацію. Під керівництвом керівника відділу здійснюється постанова машин на оглядову яму або підймальну платформу. Під час ремонтних робіт машин на підйомнику (гідравлічному, електромеханічному), на механізмі або пульті його управління повинна бути вивішена табличка з написом «Не чіпати – під машиною працюють люди». Оскільки особливу небезпеку становить перевантаження підймальних машин, стійкість яких проти повертання забезпечується тільки їх власною вагою. Для безпечного користування кран-балкою на підприємстві ТОВ «Агротек-Інвест» використовують захисне заземлення електрообладнання та обмежувачі на випадок підймання вантажу, маса якого перевищує допустиму вантажопідйомність.

Спуск в оглядову яму повинен бути безпечним і обладнаний поручнями, мати вхід з двох сторін, вона не повинна бути обладнана розетками. Також необхідно передбачити кришку, щоб у той час, коли оглядова яма не використовуються, вона перебувала в закритому стані. С.-г. техніка на оглядовій канаві повинна бути встановлена так, щоб був вільний прохід до основного і запасного виходів.

Для забезпечення безпечних умов праці під час технічного обслуговування передбачені наступні заходи для захисту персоналу: індивідуальні та колективні засоби захисту. В системі профілактичних заходів спрямованих на забезпечення безпечних умов праці і зменшення професійних захворювань важливу роль відіграють індивідуальні засоби захисту. Згідно з Положенням про порядок забезпечення працівників спеціальним одягом, спеціальним взуттям та іншими засобами індивідуального захисту – вони видаються безоплатно. На підприємстві, що досліджується у дипломній роботі, використовують наступні засоби індивідуального захисту: ізолюючі костюми (гідро ізолюючі костюми), захисту органів дихання (протигази, респіратори), спеціальний одяг (комбінезони, куртки, штани, костюми з логотипами підприємства),

спеціальне взуття (чоботи, черевики), захисту рук (рукавиці), захисту голови та обличчя (капелюхи, захисні щитки), для захисту органів слуху (вкладиші), для захисту очей окуляри та дерматологічні засоби (мило, креми). Спецодяг повинен забезпечувати необхідні гігієнічні умови під час роботи, нормальну терморегуляцію організму, бути зручним, легким та не обмежувати рухи, добре очищатись від забруднення і пратися.

Дипломною роботою рекомендується, застосовувати наступні колективні засоби захисту: пристрої для герметизації, вентиляції та очищення повітря від дії шкідливих хімічних речовин, що залишились на робочих органах машин; заземлення електрообладнання; термоізолюючі пристрої, огорожі від низьких та високих температур поверхонь с.-г. техніки; знаки безпеки на обладнанні, транспортних засобах та стендах.

В процесі ремонту техніки повинні відновлюватися вузли і деталі, що впливають на безпеку праці: каркаси і панелі кабін, їх ущільнювачі, шумо- та віброзахист; контрольно-вимірювальні і освітлювальні прилади; система гальм; захисні огороження, захисні кожухи карданних валів.

У обох виробничих ділянках (цехах) є засоби первинного пожежогасіння: вуглекислотні вогнегасники, пожежний інвентар та інструменти (сокири, пожежні відра, резервуар з водою, лопати).

На робочих місцях мають бути аптечки з йодом, ватою, марлею та 10% розчином соди або нашатирного спирту призначених для першої допомоги.

Для запобігання виникнення запиленості повітря застосовують наступні заходи: заміна сухих технологічних процесів мокрими, герметизація обладнання, транспортування, виведення агрегатів, що забруднюють пилом робочу зону, попередні і періодичні медичні огляди працюючих, запобіжний й поточний санітарно-гігієнічний нагляд.

Приміщення, де виконуються роботи з ремонтних робіт використовують лише за призначенням. Підлога у приміщенні має бути рівною, міцною і не слизькою. Підлога має світло-сірий колір. У таких приміщеннях заборонено

залишати ПММ, після закінчення роботи слід покласти ганчірки у спеціальну тару.

Відповідно до санітарно-побутових норм будівля, де знаходиться виробнича ділянка, обладнана додатковими приміщеннями для санітарно-побутового обслуговування. Будівлі побутового призначення розташовані на відстані менше 300 м. Структура підприємства ТОВ «Агротек-Інвест» включає побутові приміщення загального (вбиральні, гардеробна) та спеціального призначення (приміщення для прийняття їжі, духова): Душова розміщена поряд з гардеробними згідно вимог.

4.3. Розрахунок захисного заземлення електрообладнання

У виробничому цеху активно використовується такий елемент механізації, як кран-балка. У дипломній роботі пропонуємо влаштування захисного заземлення кран-балки для запобігання ураження напругою. Визначимо основні параметри захисного заземлення обладнання – кількість, розміри і відстань між вертикальними елементами, а також довжину горизонтальної сполучної шини. Вихідні дані наведені в табл. 4.1

Таблиця 4.1. - Вихідні дані

Параметри						
t_0 , м	L, м	d, м	a, м	$\rho_{гр}$, Ом·м	b, м	Кліматична зона
0,85	4	0,012	3	40	0,6	II

1. Визначаємо розрахунковий опір ґрунту з урахуванням сезонних змін:

$$\rho_b = \rho_{гр} \cdot k_c^b, \quad (4.1)$$

де $\rho_{гр}$ – питомий опір ґрунту;

k_c^b - коефіцієнт сезону і дорівнює $k_c^b = 1,8$

$$\rho_b = 40 \cdot 1,8 = 72 \text{ Ом} \cdot \text{м}$$

2. Визначаємо опір одиничного вертикального електрода, Ом:

$$R_b = 0,366 \cdot \rho_b / L \cdot [\lg(2L/d) + 0,5 \lg((4S + L)/(4S - L))], \quad (4.2)$$

де S – відстань від денної поверхні до середини вертикально розташованого електрода, м:

$$S = t_0 + 0,5L, \quad (4.3)$$

$$S = 0,012 + 0,5 \cdot 3 = 1,512 \text{ м,}$$

Тоді R_b згідно (формули 4.2) дорівнює:

$$\begin{aligned} R_b &= 0,366 \cdot \frac{72}{3} \cdot \left[\lg \left(2 \cdot \frac{3}{0,012} \right) + 0,5 \lg((4 \cdot 1,512 + 3)/(4 \cdot 1,512 - 3)) \right] \\ &= 25,69 \text{ Ом} \end{aligned}$$

Визначаємо орієнтовну кількість електродів n_0 , приймаючи коефіцієнт використання вертикальних електродів $\eta_B = 1$, і допустимий опір заземлюючого обладнання $R_d = 4$ Ом:

$$n_0 = R_b / \eta_B \cdot R_d, \quad (4.4)$$

$$n_0 = \frac{25,74}{1} \cdot 4 = 6,4 \approx 7 \text{ шт.}$$

По n_0 уточнюємо по n_B^1 і визначаємо n_1 :

$$n_1 = R_b / n_B^1 \cdot R_d, \quad (4.5)$$

$$n_1 = \frac{25,74}{0,59} \cdot 4 = 11 \text{ шт.,}$$

$$n_i = \frac{25,74}{0,56} \cdot 4 = 12 \text{ шт.}$$

Уточнення кількості електродів та коефіцієнтів їх використання проводиться до тих пір, поки $(n_i - n_{i-1})$ буде менше або дорівнювати 1. Тоді n_i приймається за кінцеве і позначається $n_{B \text{ ост.}}$, уточнюється коефіцієнт використання вертикальних електродів, визначається довжина з'єднувальної горизонтальної смуги L_Γ .

Довжина горизонтальної з'єднувальної смуги при розташуванні електродів в ряд визначається за формулою:

$$L_\Gamma = 1,05 \cdot a \cdot (n_B^{\text{ост}} - 1) \quad (4.6)$$

$$L_\Gamma = 1,05 \cdot 3 \cdot (12 - 1) = 34,65 \text{ м}$$

Визначаємо опір горизонтальної смуги :

$$R_{\Gamma} = (0,366 \cdot \rho_{\Gamma} / L_{\Gamma}) \cdot 0,5 \lg(2 \cdot L_{\Gamma}^2 / b \cdot t_0), \quad (4.7)$$

де ρ_{Γ} – розрахунковий опір для горизонтальної смуги:

$$\rho_{\Gamma} = \rho_{\Gamma p} \cdot k_c^{\Gamma}, \quad (4.8)$$

де k_c^{Γ} - коефіцієнт клімату для горизонтальної смуги, $k_c^{\Gamma} = 4,5$.

$$\rho_{\Gamma} = 40 \cdot 4,5 = 180 \text{ Ом} \cdot \text{м}, \text{ тоді } R_{\Gamma} \text{ дорівнює:}$$

$$R_{\Gamma} = \left(0,366 \cdot \frac{180}{34,65} \right) \cdot 0,5 \lg(2 \cdot 34,65^2 / 0,6 \cdot 0,012) = 7,07 \text{ Ом}$$

Визначаємо сумарний опір контуру заземлення:

$$R_{\text{сум}} = (R_B \cdot R_{\Gamma}) / (R_B \cdot \eta_{\Gamma} \cdot n_B^{\text{ост}} + R_{\Gamma} \cdot n_{\Gamma}^{\text{ост}}), \quad (4.9)$$

де η_{Γ} – коефіцієнт використання горизонтальної смуги, $\eta_{\Gamma} = 0,6$.

$$R_{\text{сум}} = (25,69 \cdot 7,07) / (25,69 \cdot 0,6 + 12 \cdot 7,07 \cdot 0,59) = 2,77 \text{ Ом},$$

Оскільки, сумарний опір відрізняється від допустимого на 44,5%, в такому випадку економічно доцільним буде встановити меншу кількість електродів.

Отже, наведемо параметри запропонованого контуру заземлення (рис. 4.2): кількість електродів – 11 шт., відстань між ними – 0,6 м; ширина горизонтальної смуги – 34,65 м; сумарний опір ґрунту – 2,77 Ом.

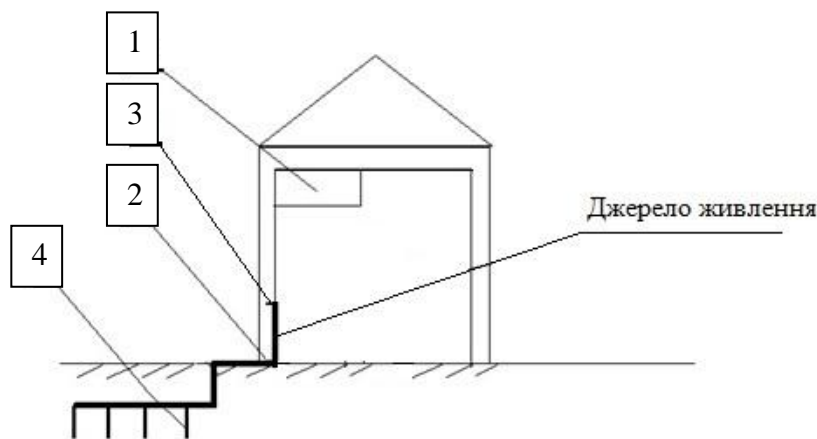


Рис. 4.2 Схема захисного заземлення електричної підвісної балки ВЗІ в/п 3,2 т: 1 – кран-балка, 2 – горизонтальний заземлювач; 3 – напруга; 4 – вертикальні заземлювачі; 11 електродів.

Висновки до розділу. Причиною виникнення надзвичайних ситуацій є відсутність чи недостатність організаційних, інженерно-технічних рішень з питань безпеки праці. Тому, із урахуванням реального стану виробничих потужностей для підприємства ТОВ «Агротек-Інвест» була розроблена СУОП. На підприємстві функцію контролю і координації з ОП виконує директор. Фахівець з охорони праці проводить відповідні інструктажі і слідкує за безпекою виконання робіт.

В даному розділі запропоновано такі заходи безпеки під час виробничої діяльності: первинні засоби пожежогасіння, використання засобів індивідуального та колективного захисту, для підіймальних машин рекомендовано використовувати обмежувачі вантажопідйомності, встановлення перил в оглядовій ямі. Встановлено, що в підприємстві ТОВ «Агротек-Інвест» приміщення загального та спеціального призначення розташовані на відстані до 300 м, що відповідає санітарно-побутовим нормам.

З метою зниження травматизму на підприємстві під час виконання робіт з технічного обслуговування в сервісному боксі пропонуються наступні параметри захисного заземлення для електричної кран-балки, а саме: кількість електродів – 11 шт., відстань між ними – 0,6 м; ширина горизонтальної смуги – 34,65 м; сумарний опір ґрунту – 2,77 Ом.

5. ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РОБОТИ

Економічну ефективність від використання посівних комплексів типу John Deere 1890, з модернізованими гідроциліндрами, необхідно розраховувати на одну одиницю (машину).

Також, економічну ефективність розраховуватимемо на прикладі застосування модернізованих машин у системі енергоощадних технологій вирощування с.-г. культур на прикладі експлуатації

В середньому приймаємо річне навантаження на один посівний комплекс 5000 га.

Розрахунки проводимо у порівнянні із базовим (не модернізованим) варіантом за методиками [17, 18].

Проведемо економічні розрахунки для посівних агрегатів:

- агрегат з модернізованим посівним комплексом: John Deere 8310R + John Deere 1890 Composite

- серійний агрегат: John Deere 8310R + John Deere 1890;

Вихідні дані для агрегатів приймаємо згідно табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Вихідні дані посівних агрегатів для базового та модернізованого

Показник	Розмірність	Базовий	Модернізований
Змінна продуктивність	га	38	38
Періодичність ТО системи КПП	годин	48	48
Кількість ТО при фіксованому наробітку	Од.	11	-
Витрата пального	кг/га	6,5	6,5
Витрати пластичних матеріалів	кг	22	0
Річні планові витрати на ТО	грн.	7450	5858

Питомі експлуатаційні витрати посівного агрегату розраховують за рівнянням:

$$C_{\text{ит}} = C_m + C_{\text{м}} + C_{\text{пмм}} + C_{\text{зн}} \quad (5.1)$$

де $C_m, C_{\text{м}}$ - сума витрат на реновацію, капітальний і поточний ремонт, технічне обслуговування, зберігання, заміну шин трактора та посівного комплексу (ці дані беремо з таблиць [17] та [19]), грн./га;

$C_{\text{пмм}}$ - вартість паливно-мастильних матеріалів, грн./га;

$C_{\text{зн}}$ - оплата праці персоналу, який обслуговує агрегат, грн./га.

Суму витрат на реновацію, капітальний і поточний ремонт, технічне обслуговування, зберігання трактора John Deere 8310R знайдемо за формулою:

$$C_m = \left[\frac{B_m \cdot \alpha_{\text{рм}} \cdot g_{\text{за}}}{100 \cdot G_n^{\text{рік}}} + \frac{\sum C_m^n \cdot g_{\text{за}}}{1000} \right] \cdot K_i, \quad (5.2)$$

де $B_m \cdot \alpha_{\text{рм}}$ - балансова вартість трактора (грн.) та норма відрахувань, %.

Визначаємо балансову вартість трактора John Deere 8310R (4 480 000 грн.) та норму відрахувань – 10%;

$\sum C_m^n$ - питомі нормативні витрати на капітальний, поточний ремонт, технічне обслуговування, зберігання, заміну шин і гусениць, грн./т палива, з урахуванням сучасних цін складе близько 6849 грн. $G_n^{\text{рік}}, g_{\text{год}}$ - нормативне річне завантаження палива (кг). Норму річного завантаження трактора John Deere 8310R приймаємо 45 000 кг;

K_i - коефіцієнт індексації цін, який враховує інфляцію. Так як ціни приймаємо реальні, то K_i приймаємо 1.

Суму витрат на реновацію, поточний ремонт, технічне обслуговування, зберігання посівного комплексу John Deere 1890 знайдемо за формулою:

$$C_{СГМ} = \left[\frac{B_M \cdot \alpha_p}{100 \cdot n_{з.м}^m \cdot W_{з.м}} + \frac{\sum C_{ТО}}{W_{з.м}} \right], \text{грн/га} \quad (5.3)$$

Для трактора John Deere 8310R у разі використання з базовим посівним комплексом витрати на реновацію, ремонт та технічне обслуговування для даного виду робіт складуть:

$$C_m = \left[\frac{4480000 \cdot 10 \cdot 6,5}{100 \cdot 45000} + \frac{6849 \cdot 6,5}{1000} \right] \cdot 1 = 109,22 \text{грн/га}$$

Для посівного комплексу John Deere 1890 витрати на реновацію, ремонт та технічне обслуговування для даного виду робіт складуть:

$$C_{СГМ} = \left[\frac{B_M \cdot \alpha_p}{100 \cdot n_{з.м}^m \cdot W_{з.м}} + \frac{\sum C_{ТО}}{W_{з.м}} \right] = \left[\frac{4000000 \cdot 12,5}{100 \cdot 123 \cdot 38} + \frac{21,7}{38} \right] = 107,53 \text{грн/га}$$

Вартість паливо-мастильних матеріалів знайдемо за формулою – вартість пального вже змінилась:

$$C_{проект\ п.м.м} = C_k \cdot G_{год} = 27,5 \cdot 6,5 = 178,75 \text{грн/га} \quad (5.4)$$

де C_k - комплексна ціна дизельного пального, грн. Вартість пального буде однаковою для обох варіантів агрегатів, що порівнюються.

Оплату праці обслуговуючого персоналу розраховуємо за формулою:

$$C_{зн} = \frac{1,49(K_{нк} \cdot m_{мех} \cdot f_{мех} + m_{доп} \cdot f_{доп}) \cdot 1,02 \cdot K_з}{W_{з.м}}, \quad (5.5)$$

де 1,49 і 1,02 - коефіцієнти, які беруть до уваги при нарахуванні оплати праці механізатора;

$K_{нк}$ - коефіцієнт, який передбачає класність механізаторів. Приймаємо коефіцієнт 1,2 для трактористів-машиністів першого класу;

$m_{мех}$ і $m_{доп}$ - кількість трактористів-машиністів і допоміжних працівників, які обслуговують агрегат;

$f_{мех}$ і $f_{доп}$ - оплата праці за змінну норму (тарифні ставки) виробітку відповідно трактористам-машиністам і допоміжним працівникам, грн./зм.

Приймаємо з табл.7.2 [14];

K_3 - коефіцієнт збільшення оплати праці за рахунок інфляції, приймаємо $K_3 = 10$.

Оплата праці механізаторів:

$$C_{\text{проект}}^{\text{зпс}} = \frac{1,49 \cdot (1,2 \cdot 1 \cdot 25,16 + 1 \cdot 21,66) \cdot 1,02 \cdot 10}{38} = 20,73 \text{ грн/га}$$

Розраховуємо загальні експлуатаційні витрати за формулою (5.1):

$$C_{\text{нум}}^1 = 109,22 + 107,53 + 178,75 + 20,73 = 416,23 \text{ грн/га}$$

Величину капітальних вкладень при експлуатації посівного агрегату, розраховуємо за формулою:

$$K_p = \frac{B_m \cdot \alpha_{pm} \cdot g_{za}}{100 \cdot G_{\text{рік}}} + \frac{B_z}{n_{zm}^3 \cdot W_{zm}} = \frac{4480000 \cdot 10 \cdot 6.5}{100 \cdot 45000} + \frac{4000000}{123 \cdot 38} = 920,51 \text{ грн/га} \quad (5.6)$$

Приведені витрати:

$$P_n^p = C_n^p + E \cdot K = 416,23 + 0,15 \cdot 920,51 = 554,23 \text{ грн/га}$$

де $E = 0,15$ – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень.

Аналогічно проведемо розрахунки для модернізованого посівного агрегату John Deere 8310R + John Deere 1890 Composite.

Для трактора John Deere 8310R витрати на реновацію, ремонт та технічне обслуговування для даного виду робіт будуть такі ж, як за використання у базовому агрегаті – 109,22 грн/га.

Для посівного комплексу John Deere 1890 Composite витрати на реновацію, ремонт та технічне обслуговування для даного виду робіт складуть:

$$C_{\text{СГМ}} = \left[\frac{B_M \cdot \alpha_p}{100 \cdot n_{zm}^M \cdot W_{zm}} + \frac{\sum C_{\text{ТО}}}{W_{zm}} \right] = \left[\frac{4480000 \cdot 12,5}{100 \cdot 123 \cdot 38} + \frac{15,7}{38} \right] = 107,38 \text{ грн/га}$$

Вартість паливо-мастильних матеріалів знайдемо за формулою:

$$C_{\text{проект}}^{\text{пмм}} = C_k \cdot G_{\text{год}} = 27,5 \cdot 6.5 = 178,75 \text{ грн/га}$$

де C_k - комплексна ціна дизельного пального, грн.

Розраховуємо оплату праці механізаторів:

$$C_{\text{проект}}^{\text{знс}} = \frac{1,49 \cdot (1,2 \cdot 1 \cdot 25,16 + 1 \cdot 21,66) \cdot 1,02 \cdot 10}{38} = 20,73 \text{ грн/га}$$

Розраховуємо загальні експлуатаційні витрати за формулою (5.1):

$$C_{\text{ит}}^1 = 109,22 + 107,38 + 178,75 + 20,73 = 415,08 \text{ грн/га}$$

Величину капітальних вкладень при експлуатації посівного агрегату, розраховуємо за формулою:

$$K_p = \frac{B_m \cdot \alpha_{pm} \cdot g_{za}}{100 \cdot G_{\text{рік}}} + \frac{B_z}{n_{zm}^3 \cdot W_{zm}} = \frac{3480000 \cdot 10 \cdot 6.5}{100 \cdot 45000} + \frac{4000000}{123 \cdot 38} = 920,51 \text{ грн/га} \quad (5.6)$$

Приведені витрати:

$$P_e^p = C_n^p + E \cdot K = 415,08 + 0,15 \cdot 920,51 = 553,15 \text{ грн/га}$$

де $E = 0,15$ – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень.

Отримані результати формуємо у в табл. 5.1.

Таким чином встановлено, що за однакових капітальних вкладеннях за використання агрегату John Deere 8310R + John Deere 1890 Composite, експлуатаційні та приведені витрати на цей агрегат є меншими на 1,08 грн./га). З урахуванням річного завантаження 5000 га, річний економічний ефект тільки від експлуатації одного удосконаленого посівного комплексу John Deere 1890 Composite складе $9000 \times 1,08 = 9720$ грн. Із урахуванням, що плановий річний випуск посівних комплексів складає 36 одиниць, то економічний ефект складе 349920 грн.

Таблиця 5.1.

Економічна оцінка роботи посівних агрегатів

Показник	Одиниця виміру	Варіант	
		John Deere 8310R + John Deere 1890 (базовий)	John Deere 8310R + John Deere 1890 Composite
Балансова вартість трактора	грн.	4 480 000	4 480 000
Балансова вартість посівного	грн.	4 000 000	4 000 00

комплексу			
Продуктивність агрегату	га/зм	38	38
Витрата пального	кг/га	6,5	6,5
Витрати на реновацію, ремонт та ТО	грн. / га	216,75	216,60
Вартість ПММ	грн. / га	178,75	178,75
Оплата праці	грн. / га	20,73	20,73
Експлуатаційні витрати	грн. / га	416,23	415,08
Величина капітальних вкладень	грн. / га	920,51	820,51
Приведені витрати	грн. / га	554,23	553,15
Річний економічний ефект	грн.	-	9720

Висновки до розділу. На основі отриманих результатів можна зробити висновок, що застосування полімерно-композитної групи у гідроциліндрах посівних комплексів дозволяє підвищити ефективність їх використання економічним ефектом від 9720 грн. / рік. на один посівний комплекс.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Таким чином, для підвищення надійності гідроциліндрів пропонуємо в якості ущільнень розробити новий полімерний композиційний матеріал (ПКМ) на основі фторопласті Ф-4ПН, армованим вуглецевим волокном. Вуглецеві волокна повинні забезпечити підвищення механічних властивостей зі збереженням трибо логічних (тертя і зношування). Однак, для цього необхідно провести додаткові дослідження властивостей

Встановлено, що максимальний тиск, яке буде сприймати ущільнення складає до 6,0 МПа.

Проведені оптимізаційні трибологічні дослідження моторних масил марок Castrol, Valvoline, Idemitsu, Shell, Motul, John Deere (Break in Plus), John Deere (Torg Gard) з метою вибору найкращого для тракторної техніки John Deere. Встановлено, що найкращий рівень змащувальних властивостей мають масла марок Idemitsu, Motul та John Deere (Torg Gard). Однак масла марок Idemitsu, Motul мають найбільшу собівартість і їх використання не є оптимальним. При цьому мастило John Deere (Torg Gard) на 60% дешевше ніж мастила марок Idemitsu та Motul. Тому найбільш оптимальним мастилом для тракторної техніки John Deere є саме мастило John Deere (Torg Gard).

Отже, виявлено, що фірмове мастило не тільки вигідне з економічної точки зору, а й з експлуатаційної воно не чим не поступається брендовим виробникам.

З метою зниження травматизму на підприємстві під час виконання робіт з технічного обслуговування в сервісному боксі пропонуються наступні параметри захисного заземлення для електричної кран-балки, а саме: кількість електродів – 11 шт., відстань між ними – 0,6 м; ширина горизонтальної смуги – 34,65 м; сумарний опір ґрунту – 2,77 Ом.

застосування полімерно-композитної групи у гідроциліндрах посівних комплексів дозволяє підвищити ефективність їх використання економічним ефектом від 9720 грн. / рік. на один посівний комплекс.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Балтенас Р., Сафонов А.С., Ушаков А.И, Шергаліс В. Моторные масла. Производство. Свойства. Классификация. Применение. – М.: Альфа-Лаб, 2000. – 272 с.
2. Машина испытательная СМЦ–2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. 1975. – 47 с.
3. Сатин С.Н. Планирование эксперимента в химии и химической технологии. – Л., Химия, 1975. – 48 с.
4. Хебда М., Чичинадзе А.В. Справочник по триботехнике в 3-х томах. Том 2: Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения — М.: Машиностроение, 1990. — 416 с.
5. Джерихов В.Б. Автомобильные эксплуатационные материалы. Часть II. Масла и смазки Учебное пособие. — СПб.: СПбГАСУ, 2009. — 256 с. — ISBN 978-5-9227-0135-8.
6. ГОСТ 17479.1 — 2015 Масла моторные. Классификация и обозначение. – Москва.: Стандартинформ, 2019. – 8 с.
7. Новое в зарубежных классификациях моторных масел/ Резников В.Д. Сборник трудов. — М.: Нефть и газ 2008. – 12 с
8. Моторные масла для автотракторных двигателей. Свойства. Классификация. Ассортиментные группы / Цветков О.Н. 2009. – 23 с.
9. Польцер Г., Майсснер Ф. Основы трения и изнашивания: Пер. с нем. – М.: Машиностроение, 1984. – 264 с.
10. Богданович П.Н., Белов В.М. Тепловые процессы в зоне контакта трущихся тел // Трение и износ. – 1992. – Т.13. – №4. – С.624-632.
11. Хрущов М.М. Трение, износ и микротвердость материалов: Избранные работы. - М.: КРАСАНД. 2012. – 512 с.