

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно–технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
“ ” 2025 р.
Зав. кафедри професор
(науковий ступінь, вчене звання)
В.В.Дідур
(підпис) (ініціали, прізвище)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до дипломної роботи
магістр
(освітній рівень)

тема роботи: «Підвищення показників надійності дизельних двигунів шляхом удосконалення методів діагностування системи мащення»

Виконав: студент 2 курсу, групи 21м–ім
освітньої програми магістр
спеціальності Н7
«Агроінженерія»
Близнюк Владислав Васильович
(прізвище та ініціали)

Керівник: доцент, Петриченко Є.А.
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

м. Умань – 2025 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно–технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Освітня програма _____ магістр _____
Спеціальність _____ Н7 «Агроінженерія» _____
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

В.В. Дідур
“ ” _____ 2025 р.

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ

студенту _____ **Близнюку Владиславу Васильовичу** _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Підвищення показників надійності дизельних двигунів шляхом удосконалення методів діагностування системи мащення»

керівник роботи _____ доцент Петриченко Є.А. _____
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від
“14” листопада 2025 р. № 01–06/261 _____

2. Строк подання студентом роботи _____ 25.11.2025 р. _____

3. Вихідні дані до роботи: способи зниження коливань машинно–тракторних агрегатів; літературні джерела; шляхи підвищення тягово–зчіпних показників колісних тракторів.

4. Перелік питань, які потрібно розробити:

1.Виконати контроль структурних параметрів технічного стану деталей вузлів системи мащення дизельних двигунів.

2.Розробити математичні моделі роботи масляного насоса та фільтрувальних елементів.

3.Обґрунтувати діагностичні параметри для передремонтного контролю технічного стану насоса і фільтра.

4.Провести експериментальні дослідження для підтвердження запропонованих способів діагностування вузлів системи мащення під час передремонтних робіт.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 20 слайдів) як додаток до доповіді за темою дипломної роботи: мета і завдання дослідження; конструктивне рішення встановлення здвоєних коліс на тракторі ХТЗ–242К; показники економічної ефективності;

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е.В., доцент		
Техніко–економічне обґрунтування	Петриченко Є.А., доцент		

7. Дата видачі завдання 23 квітня 2025 року**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	При–мітка
1.	Підбір та вивчення літературних джерел, підготовка вступу	30.04.2025 р.	
2.	Розділ 1.	14.05.2025 р.	
3.	Розділ 2.	28.05.2025 р.	
4.	Розділ 3.	11.06.2025 р.	
5.	Розділ 4.	25.06.2025 р.	
6.	Розділ 5.	24.09.2025 р.	
7.	Виконання ілюстративної частини роботи	23.10.2025 р.	
8.	Представлення роботи керівнику на перевірку	25.11.2025 р.	

Студент _____
(підпис)Близнюк В.В.
(прізвище та ініціали)Керівник роботи _____
(підпис)Петриченко Є.А.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Проведений конструктивний аналіз агрегатів системи мащення дизельних двигунів і огляд чинних підходів до контролю їхнього технічного стану засвідчили потребу у запровадженні нових, більш інформативних методів діагностування. На підставі теоретичного вивчення зв'язку між параметрами технічного стану елементів системи мащення та діагностичними ознаками обґрунтовано, що роботу масляного насоса доцільно оцінювати за часом виходу тиску оливи на стаціонарне значення від моменту пуску, а стан відцентрового фільтра – за величиною перепаду тиску, при якій починає обертатися його ротор.

Для практичної реалізації запропонованих підходів розроблено методики, що передбачають дефектацію основних деталей вузлів системи мащення та проведення експериментальних досліджень з обґрунтуванням діагностичних параметрів контролю масляного насоса і фільтра. Отримані результати підтвердили ефективність запропонованих способів оцінювання працездатності масляного насоса та центробіжного фільтра і їх придатність для передремонтного діагностування.

Ключові слова: дизельний двигун, масляний насос, відцентровий (центробіжний) фільтр, структурний параметр, діагностичний параметр, передремонтне діагностування.

ЗМІСТ

1. ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	8
1.1. Конструкції систем мащення і очищення двигунів внутрішнього згоряння.....	8
1.2. Технічні характеристики масляних насосів	12
1.3. Технічні характеристики масляних центрифуг.....	13
1.4. Методи та засоби контролю технічного стану агрегатів системи мащення двигуна	15
2. ТЕОРИТИЧНА ЧАСТИНА.....	17
2.1. Аналітичний розгляд взаємозв'язку між структурними і функціональними параметрами технічного стану масляного насоса.....	17
2.2. Вихідні передумови діагностування відцентрових фільтрів очищення оливи	
3. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА	26
3.1. Програма та загальна методика досліджень.....	26
3.2. Контроль деталей масляного насоса	27
3.3. Методика дефектації деталей фільтруючого елементу системи мащення двигуна	29
3.4. Експериментальна установка для досліджень вузлів системи мащення дизеля	
3.5. Результати контролю деталей вузлів системи мащення	34
3.6. Результати контролю працездатного стану масляного насоса.....	39
3.7. Результати визначення технічного стану центробіжного фільтру за перепадом тиску	42
4. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	45
4.1. Організація охорони праці в лабораторії з ремонту агрегатів системи мащення двигунів.....	45
4.2. Пожежна безпека в лабораторії з ремонту агрегатів системи мащення двигунів	46
4.3. Покращення умов праці при випробовуванні агрегатів системи мащення двигуна	46
4.4. Охорони праці при ремонті агрегатів системи мащення двигуна	48
4.5. Дії у надзвичайних ситуаціях при ремонті агрегатів системи мащення двигуна	49
5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	50
ВИСНОВОК	55
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	57

ВСТУП

Працездатність мобільних машин АПК значною мірою визначається технічним станом двигунів внутрішнього згоряння. Це зумовлено як умовами їх експлуатації, так і конструктивними особливостями, що охоплюють різні механізми (кривошипно-шатунний, газорозподільний), системи (мащення, охолодження тощо) та групи (циліндро-поршнева). Їхні елементи працюють у стато-динамічних режимах і мають різні ресурси до капітального ремонту.

Експлуатаційний аналіз надійності ДВЗ засвідчив, що ресурс у першу чергу лімітується зміною структурних параметрів деталей трибосполучень, що проявляється порушенням посадок у спряженнях і, як наслідок, втратою працездатності. Поглиблене вивчення відмов показало: до 80 % змін структурних параметрів спричинені абразивним і гідроабразивним зношуванням робочих поверхонь. Наявність абразивних домішок у мастилi не лише прискорює знос пар тертя, а й провокує задири, передчасний вихід деталей із ладу та скорочує строк служби оливи до її заміни.

На підґрунті безперервного вдосконалення конструкцій двигунів у напрямі підвищення питомої потужності й зниження маси істотно зростає навантаженість трибопар і їх чутливість до абразивних забруднень. Це вимагає додаткових заходів протидії абразивному зносу як резерву підвищення зносостійкості деталей і ресурсу ДВЗ. До таких заходів належать: забезпечення стабільної (довговічної) роботи насосів системи мащення; ефективний захист пар тертя від абразивних частинок забруднень; підвищення абразивної зносостійкості робочих поверхонь. Зазначені напрямки залишаються актуальними та необхідними.

Очевидно, що зменшення абразивного та гідроабразивного зношування істотно залежить від надійності ключових агрегатів системи мащення—масляних насосів і відцентрових фільтрів, які, відповідно, подають робочу рідину до трибопар і очищують її від домішок. В експлуатації ці агрегати також зазнають структурних змін деталей, що погіршує їхні вихідні параметри. Оцінювання технічного стану можливе за допомогою наявних методів і засобів діагностування, однак застосування функціонального контролю під час виведення на робочий режим часто є трудомістким і супроводжується значними похибками кількісної

оцінки. Постійні конструкторські зміни, які не завжди ведуть до підвищення довговічності, а також недостатня забезпеченість ефективними приладами знижують інтерес до їх широкого впровадження [1–3].

У зв'язку з цим постає завдання розробити ефективні методи контролю технічного стану агрегатів системи мащення двигуна, які за точністю забезпечують потрібну якість і мають мінімальну трудомісткість.

Мета роботи: Підвищити ефективність діагностування агрегатів системи мащення ДВЗ шляхом упровадження нових методів їх контролю.

Завдання дослідження:

1. Виконати контроль структурних параметрів технічного стану деталей вузлів системи мащення дизельних двигунів.
2. Розробити математичні моделі роботи масляного насоса та фільтрувальних елементів.
3. Обґрунтувати діагностичні параметри для передремонтного контролю технічного стану насоса і фільтра.
4. Провести експериментальні дослідження для підтвердження запропонованих способів діагностування вузлів системи мащення під час передремонтних робіт.

Об'єкт дослідження: закономірності зміни структурних параметрів технічного стану деталей агрегатів системи мащення дизельних двигунів.

Предмет дослідження: процеси діагностування технічного стану агрегатів системи мащення дизельних двигунів у стато-динамічних режимах їх функціонування.

Практичне значення результатів:

- Розроблено методику контролю технічного стану масляного насоса за часом стабілізації тиску оливи—від моменту пуску до виходу на заданий режим—що може слугувати основою методу передремонтного діагностування насосів.
- Запропоновано методику оцінки стану відцентрових фільтрів за величиною перепаду тиску, при якій розпочинається обертання ротора; її можна застосовувати під час передремонтного діагностування фільтрувальних елементів.

1. ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Конструкції систем мащення і очищення двигунів внутрішнього згоряння

Мастильна система — одна з ключових систем дизельного двигуна, що визначає його надійність і економічність. Вона зменшує тертя та знос деталей, ущільнює зазор між поршневим кільцем і циліндром, відводить тепло від пар тертя й поршнів, видаляє продукти зношування, захищає поверхні від корозії та сприяє раціональній витраті мастила [4].

У сучасних ДВЗ застосовують високоефективні оливи з пакетами присадок, що забезпечують тривалий ресурс. Конструктивно реалізовано: примусову подачу оливи під тиском до більшості трибовузлів кривошипно-шатунного механізму та ГРМ; відносно невеликі об'єми системи з заходами проти аерації; примусове охолодження (зокрема радіаторами, увімкненими в основну магістраль охолодження); повнопоточне або комбіноване тонке очищення; замкнену вентиляцію картера в карбюраторних двигунах; а також спеціальні рішення для підсиленого змащування найбільш навантажених вузлів у період пуску.

Під тиском змащуються майже всі підшипники ковзання: корінні й шатунні колінчастого та розподільного валів, коромисел клапанів, приводу масляного насоса, зубчастих передач або валів приводу паливного насоса високого тиску, регулятора, турбонагнітача тощо. В окремих конструкціях під тиском додатково змащуються напрямні штовхачів, поршневі пальці у верхній головці шатуна, підшипники валів приводу розподільника запалювання та водяного насоса, плунжерні пари паливного насоса високого тиску. Інші поверхні (циліндри, поршні, шестерні ГРМ тощо) зазвичай отримують оливу розбризкуванням [5].

У головній магістралі біля підшипників колінчастого вала тиск оливи зазвичай становить 0,2–0,7 МПа. Частка подачі насоса, що споживається підшипниками колінчастого вала, сягає приблизно 82 % у нових двигунах і до 96 % у зношених. Сумарна витрата через корінні підшипники у 15–73 разів перевищує витрату через шатунні. Для підшипників розподільного вала та клапанного механізму у нових двигунах ці показники становлять орієнтовно 2,1–14,2 % і 0,2–2,7 % відповідно [6].

Масильні системи різних двигунів можуть класифікуватися за характерними ознаками (рис. 1).

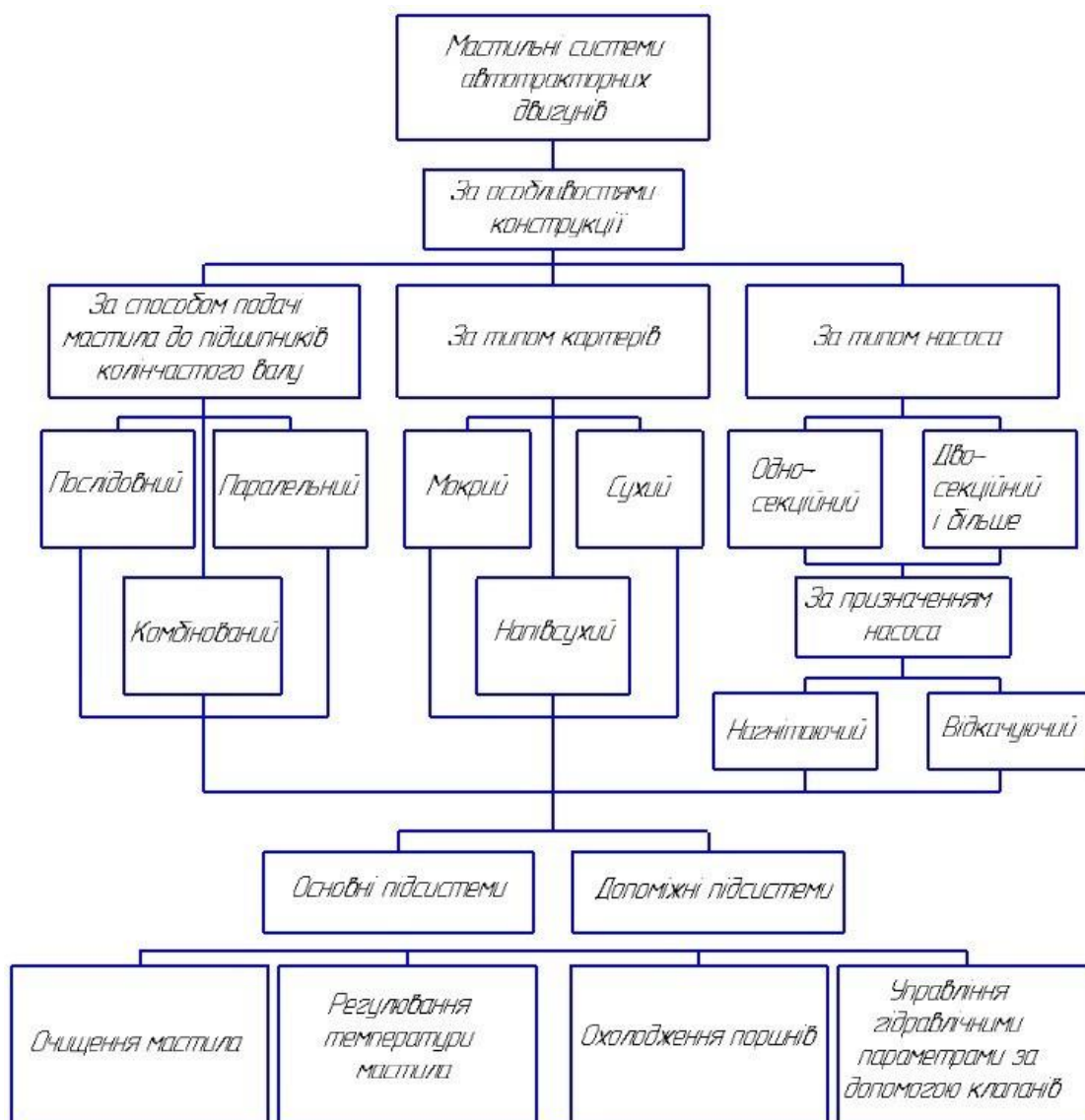


Рисунок 1.1 – Класифікація масильних систем автотракторних двигунів

За конструктивними ознаками в ДВЗ мобільних машин АПК переважають схеми з «мокрим» картером, оснащені шестеренними масляними насосами (одно-, дво- або трисекційними) та системою очищення, що містить фільтри грубого й тонкого очищення.

Критичною складовою масильної системи автотракторних двигунів є підсистема очищення оливи. Її робота забезпечує вилучення механічних домішок, продовжує ресурс оливи, оскільки забруднення прискорюють деградацію пакета присадок і тим самим погіршують її експлуатаційні властивості. Крім того, якісна фільтрація зменшує гідроабразивне спрацювання у спряженнях, що безпосередньо підвищує довговічність вузлів і загальний ресурс двигуна. Класифікацію підсистем

очищення мастила подано на рис. 1.2.

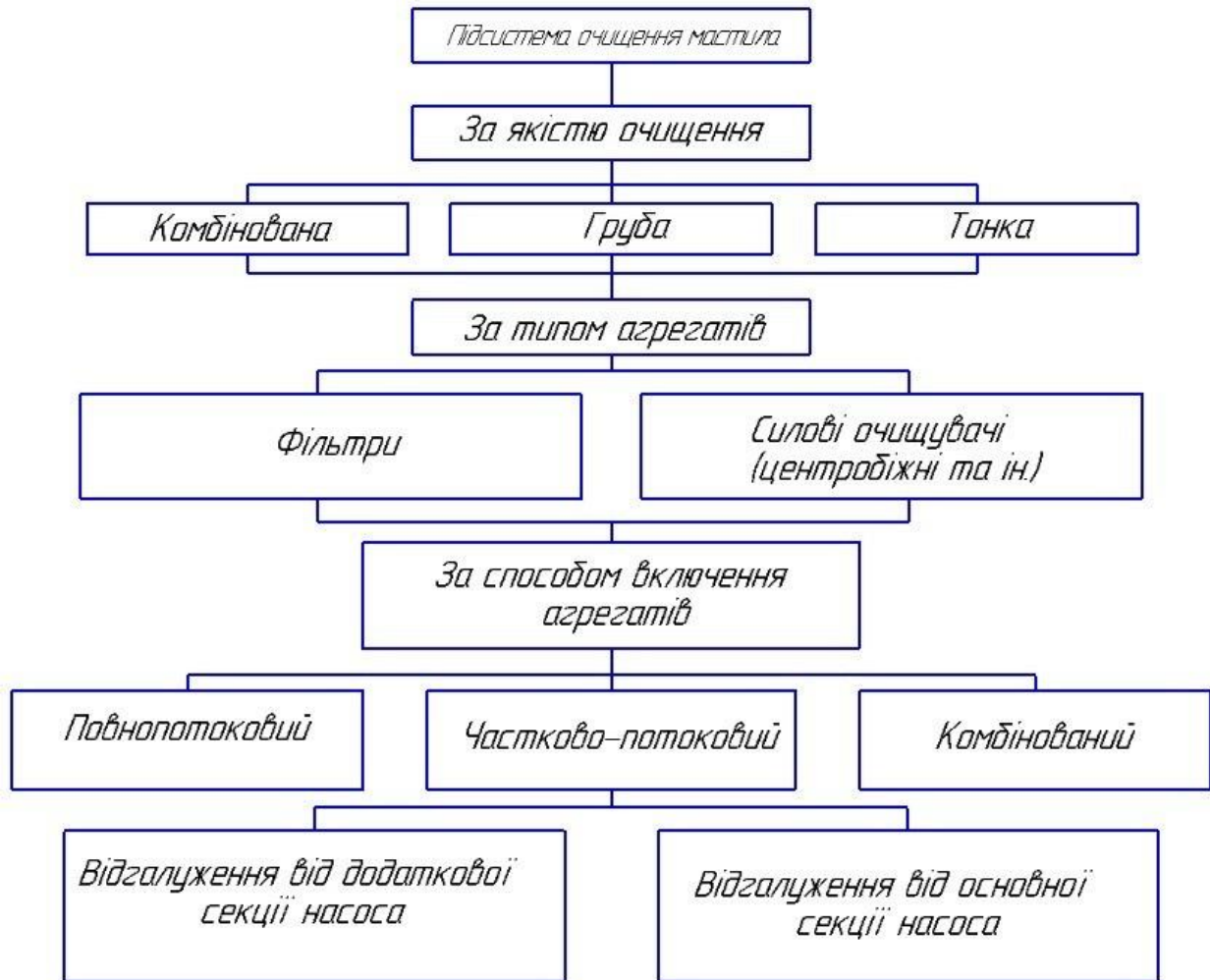


Рисунок 1.2 – Класифікація підсистем очищення мастила

Різновиди систем очищення оливи зумовлені конструктивними відмінностями двигунів, їх потужністю, частотними режимами та умовами роботи.

Як приклад, мастильна система дизеля КамАЗ-740 (рис. 1.3) є комбінованою з «мокрим» картером. До її складу входять шестеренний масляний насос, два фільтри – повнопоточний і відцентровий, масляний піддон (основна ємність), масляний радіатор, мережа масляних магістралей із перепускними та запобіжними клапанами, а також манометр для контролю тиску.

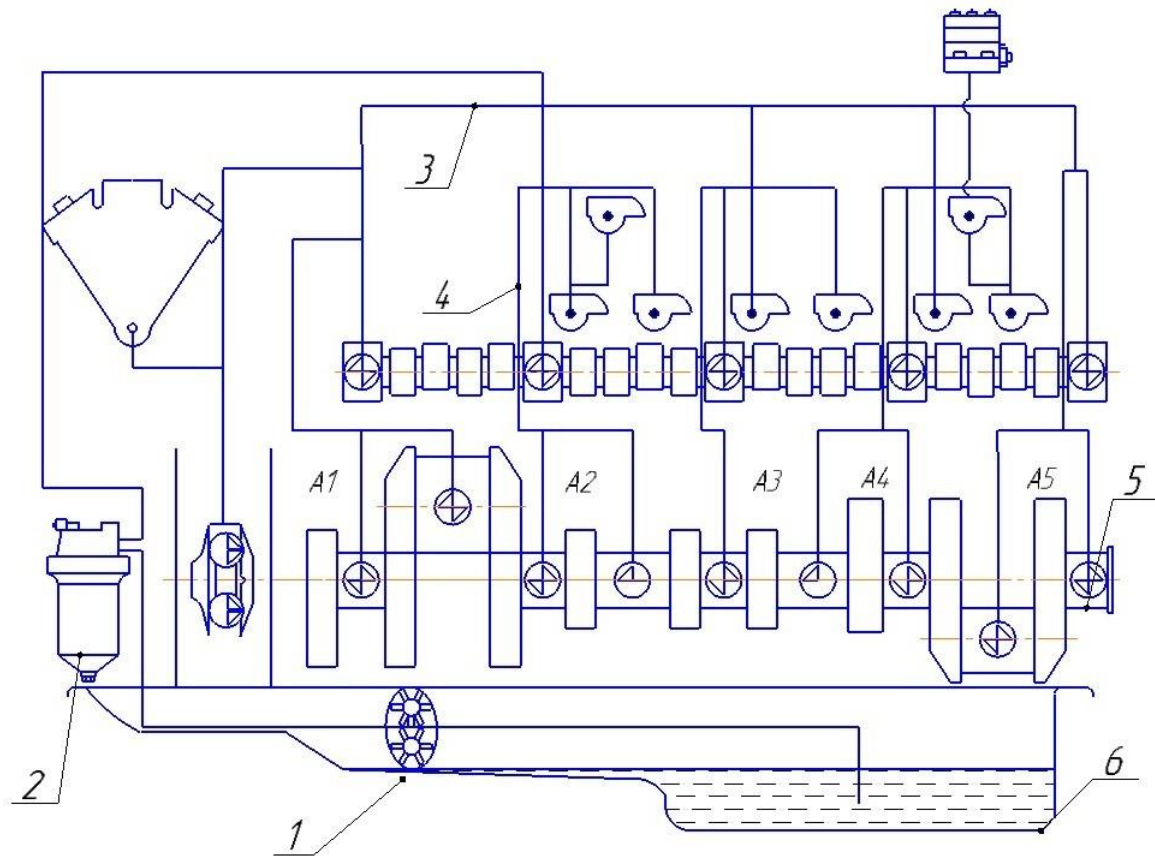


Рисунок 1.3 – Принципова схема системи мащення дизеля КамАЗ-740:

1 – шестеренний масляний насос; 2 – масляний фільтр; 3 – головна масляна магістраль; 4 – канал підведення оливи до корінної шийки; 5 – корінні шийки колінчастого вала; 6 – масляний картер (піддон).

Із піддона олива через маслоприймач засмоктується секціями шестеренного насоса й подається спочатку на відцентровий фільтр, де відбувається її очищення; після цього очищена олива надходить у масляні магістралі двигуна.

Масляний насос – шестеренний, двосекційний: продуктивність основної секції становить 85 л/хв, а «радіаторної» – 16 л/хв. Основна секція живить систему мащення двигуна, тоді як додаткова забезпечує контур очищення (відцентровий фільтр і радіатор).

Повнопоточний фільтр змонтовано на правій стінці блока циліндрів. Коли опір фільтру зростає, потік оливи обходить фільтрувальний елемент і через перепускний клапан спрямовується безпосередньо в головну магістраль.

Таким чином, конструктивний аналіз систем мащення засвідчив, що її ключовими елементами є масляні насоси, фільтрувальні пристрої та клапанна апаратура; зміна їх технічного стану безпосередньо впливає на довговічність і надійність роботи двигуна.

1.2. Технічні характеристики масляних насосів

Масляний насос є ключовим агрегатом мастильної системи ДВЗ, головне призначення якого – забезпечувати подачу оливи до трибосполучень. У дизельних двигунах машинно-тракторного парку АПК переважно застосовують шестеренні насоси.

За конструктивним виконанням найпоширеніші одно- та двосекційні варіанти. В односекційній схемі одна секція одночасно подає оливу в магістралі змащення та на радіатор для її охолодження. Такий насос встановлюють, зокрема, на двигунах сімейства Д-240 та їх модифікаціях. До характерних ознак цих насосів належать: кріплення на кришці першого корінного підшипника; обертання валика у бронзових втулках; стягування корпусу з кришкою болтами без прокладки завдяки високій якості обробки привалювальних площин; відсутність вбудованого редукційного клапана (він розміщений у корпусі масляної центрифуги).

У двигунах СМД-64 і споріднених модифікаціях використовують двосекційні насоси – головну та «радіаторну». Головна секція живить системи та механізми двигуна, тоді як радіаторна прокачує оливу через масляний радіатор для відведення тепла. Конструктивні особливості: вали виконані як єдині деталі разом із ведучою та веденою шестернями головної секції; у корпусі головної секції, навпроти нагнітальної порожнини, встановлено редукційний клапан, а в корпусі радіаторної – запобіжний.

Основні параметри шестеренних насосів, що застосовуються на тракторних і комбайнових двигунах, зведено в таблицю 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики масляних насосів тракторних і комбайнових двигунів

№ з/п	Двигун	Потужність двигуна, кВт	Частота обертання валу насоса, хв. ¹	Подача, л/хв.	Тиск, МПа	Число зубів шестерні, (z)	Ширина шестерні, мм
1	Д-240	58,8	2350	36	0,7...0,75	11	28
2	СМД-31А	162	1410	120	0,65	12	16
3	СМД-62	121,3	1870	70*/18**	0,8/0,2	10	40/10
4	ЯМЗ-236НБ	147,2	3100	140/25	0,6/0,05	8	55/10
5	ЯМЗ-240Б	220,8	3000	130/39	0,6/0,2	9	55/10
6	Д-130	117,7	1700	70/25x2	0,7	10	50/19,2

*Для нагнітаючої секції, **Для радіаторної секції.

Аналіз параметрів масляних насосів із табл. 1.1 показує: подача насоса безпосередньо залежить від геометрії шестерень (модуль, ширина вінця, діаметри, міжосьова відстань) та від структурних параметрів їх технічного стану (зазори, знос торців/бокових поверхонь, герметичність).

Сумарна продуктивність насоса може бути подана у вигляді формули 1.1[7–9]:

де: Q_1 – витрата оливи, потрібна для змащення пар тертя та відведення від них теплоти;

Q_2 – витрата, необхідна для живлення додаткових контурів/агрегатів (напр., радіатор, відцентровий фільтр тощо).

Необхідну витрату на систему мащення двигуна доцільно визначати за формулою 1.2 або 1.3:

де: q_M – кількість теплоти, що відводиться мастилом;

c_M – питома теплоємність оливи;

γ_v – густина оливи;

Δt – перепад температури між входом у картер і виходом із нього;

N_e – ефективна потужність двигуна, кВт.

Очевидно, що основний потік оливи спрямовується до трибопар кривошипно-шатунного механізму. Тому зі збільшенням діаметральних зазорів у корінних підшипниках доцільно підвищувати подачу (продуктивність) насоса.

Показово, що на номінальному режимі нових двигунів частка подачі, яку скидає редуційний клапан, становить: ЯМЗ-238 – 48,3 %, ЗІЛ-130 – 62,5 %, ЗМЗ-53 – 31,1 %. Для зношених двигунів ця частка зменшується до: ЗІЛ-130 – 15,2 %, ЗМЗ-53 – 5,4 % [7–9].

Отже, продуктивність масляного насоса критично визначає фактичну подачу оливи до підшипників колінчастого вала, особливо за умов зміни структурних параметрів їх технічного стану.

1.3. Технічні характеристики масляних центрифуг

У процесі експлуатації двигуна олива неминує забруднюється: до неї потрапляють незгорілі фракції пального, продукти окиснення, а також пил, що

проникає в систему. Тому потрібне безперервне очищення мастила від великих абразивних частинок і значної частки дрібнодисперсних домішок та осадів. Це завдання ефективно розв'язується застосуванням відцентрових фільтрів (масляних центрифуг).

Основні параметри та показники роботи масляних центрифуг для дизельних двигунів зведено в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Основні технічні характеристики масляних центрифуг дизельних двигунів

№ з/п	Двигун	Вмістимість ротора, см ³	Частота обертання ротора, хв ⁻¹ .	Витрати мастила, л/хв.		Тиск мастила, МПа	
				через ротор в магістраль	на привід ротора	на вході в центрифугу	на виході із центрифуги
1	Д-240	800	Більше 5000	26	0	0,7	0,25
2	СМД-31А	1060	5400	35	15	0,75	0,25
3	СМД-62	1320	5400	45	15	0,8	0,3
4	ЯМЗ-236НБ	1320	5400	45	15	0,8	0,3
5	Д-160	1320	5400	45	15	0,8	0,3

З аналізу технічних характеристик випливає, що базовими функціональними показниками масляної центрифуги є: обсяг оливи, що проходить крізь ротор і після очищення надходить у головну магістраль, а також витрата оливи на привід ротора – за умови, що тиск на вході й виході відповідає паспортним вимогам. Очевидно, ротор має обертатися із заданою частотою, оскільки ефективність сепарації значною мірою визначається величиною відцентрових сил, які виникають під час його обертання.

Так само зрозуміло, що зміна технічного стану ключових деталей центрифуги – насамперед осі ротора та самого ротора – безпосередньо впливатиме на її продуктивність. Для кількісної оцінки функціонального зв'язку між станом цих елементів і вихідними параметрами центрифуги необхідно чітко встановити характер і вид зношування деталей, які першими лімітують працездатність та ресурс агрегата.

Проведений аналіз показників експлуатаційної надійності відцентрових

фільтрів засвідчує недостатню опрацьованість проблематики й підтверджує потребу у подальших цілеспрямованих дослідженнях.

1.4. Методи та засоби контролю технічного стану агрегатів системи мащення двигуна

Перспективним напрямом оцінювання стану КШМ і мастильної системи дизеля є динамічний моніторинг рівня оливи [10, 11]. Під час руху авто рівень контролюється датчиком рівня та температури; коли він знижується до мінімально допустного, бортова інформаційна система (FIS) подає попереджувальний сигнал. У такій системі мікропроцесор виконує статистичну обробку сигналів із урахуванням температури оливи, частоти обертання колінчастого вала та часу, формуючи команду на ввімкнення індикатора рівня.

Застосування статистичних методів дозволяє отримувати середнє динамічне значення рівня оливи. Через кожні 100 км пробігу це середнє порівнюють із заданим порогом, і за потреби активується сигналізатор низького рівня.

Узагальнюючи викладене, можна подати укрупнену структурну схему взаємодії систем ДВЗ автотракторних машин, де діагностичні засоби є невід'ємною частиною електронного оснащення. Вбудованим мікропроцесорним пристроєм відводиться роль контролю працездатності ключових підсистем мобільної машини [12–15]. Наявні розробки підтверджують доцільність бортового діагностування двигуна та вузлів за функціональними параметрами агрегатів і руху машини, а також за узагальненими показниками працездатності найважливіших компонентів.

Водночас на етапі надходження двигуна в ремонт технічний стан елементів системи мащення часто лишається невизначеним через брак повної інформації щодо причин відмови; у цих умовах використати бортові діагностичні засоби вже неможливо. Наявні ремонтні методики зводяться до застосування стаціонарних стендів для обкатування й випробування масляних насосів, відцентрових фільтрів і клапанів. Під час цих операцій використовують функціональні режими агрегатів, що суттєво підвищує трудомісткість вхідного контролю і не завжди є технічно здійсненним.

З огляду на це, завдання передремонтного діагностування вузлів мастильної системи ДВЗ–у частині створення ефективних, менш трудомістких методів контролю–є актуальним і потребує детального опрацювання.

Мета й завдання досліджень

Проведений аналіз конструктивних особливостей агрегатів системи мащення двигуна та існуючих методів контролю їх технічного стану показав, що основною метою роботи є підвищення ефективності процесу діагностування агрегатів системи мащення двигунів внутрішнього згорання на основі реалізації нових методів їх діагностування.

Для реалізації поставленої мети необхідно провести теоретичні та експериментальні дослідження, які забезпечать підвищення експлуатаційної надійності агрегатів системи мащення двигуна, по наступним напрямкам:

1. Провести контроль технічного стану геометричних і конструктивних параметрів деталей вузлів системи змащування дизельних двигунів.
2. Розробити математичні моделі функціонування масляного насоса та фільтрувальних елементів системи змащування.
3. Обґрунтувати інформативні діагностичні показники для оцінювання технічного стану масляного насоса і фільтра з метою передремонтного діагностування.
4. Виконати експериментальні дослідження, що підтверджують ефективність запропонованих способів діагностування вузлів системи змащування під час їх передремонтної перевірки.

2. ТЕОРИТИЧНА ЧАСТИНА

2.1. Аналітичний розгляд взаємозв'язку між структурними і функціональними параметрами технічного стану масляного насоса

Одним із ключових показників роботи системи змащування двигуна є податливість (продуктивність) масляного насоса – об'єм оливи, що прокачується через систему за одиницю часу. На етапі проєктування значення продуктивності зазвичай задають на основі напрацьованого досвіду залежно від потужності двигуна: для карбюраторних – у межах (8–20) Ne , л/год; для дизелів – (15–40) Ne , л/год [16, 17]. Щоб утримувати тиск оливи на стабільному рівні, не чутливому до зношування підшипників колінчастого вала, насос закладають із суттєвим резервом подачі – щонайменше двократним [17, 18].

Орієнтовний вибір геометрії шестерень за заданою продуктивністю можна виконати, прийнявши, що об'єм западин між зубами приблизно дорівнює об'єму самих зубів. За такого припущення об'єм оливи, який перекачують дві шестерні за один оберт, визначають за відомим співвідношенням 2.1 [17]:

де D – діаметр початкового кола;

h – висота зуба, мм;

b – довжина зуба, мм.

Приймаючи $h \approx 2m$, де m – модуль зачеплення, отримуємо вираз для теоретичної подачі (продуктивності) насоса за заданих геометричних розмірів і частоти обертання ведучої шестірні: теоретична продуктивність визначається добутком об'єму, що переміщується за один оберт, на частоту обертання (детальний аналітичний вигляд наводиться у формулі 2.2 [17]).

З урахуванням втрат фактична подача визначається за формулою 2.3 як добуток теоретичної подачі на зведений ККД подачі.

Коефіцієнт подачі насоса K_Q враховує об'ємні втрати робочої рідини та її стисливість; типовий діапазон значень – $K_Q = 0,6 - 0,8$ [17]. Із наведених співвідношень випливає, що під час експлуатації ключовими для насоса залишаються геометричні параметри шестерень (висота та довжина зуба): їх зміна безпосередньо впливає на K_Q через зростання торцевих і радіальних зазорів у качаючому вузлі.

Разом з тим у роботі [9] зазначено, що зменшення продуктивності, спричинене зміною структурних параметрів вузла внаслідок зносу, зазвичай не перевищує 2–5 % (залежно від швидкісного режиму). Тому за достатнього конструктивного резерву подачі масляного насоса має забезпечуватися стабільне змащування підшипників колінчастого вала – на них припадає близько 70–80 % загальної витрати оливи [9, 17], – а також інших деталей двигуна.

Звідси випливає вимога до діагностики: доцільно обрати параметр, що однозначно відображає зв'язок між структурними (геометричними) та вихідними характеристиками насоса. Проведений аналітичний огляд показує, що найбільш інформативним і оперативним показником є час стабілізації тиску оливи – інтервал від запуску насоса до виходу системи змащування на заданий робочий тиск.

2.2. Вихідні передумови діагностування відцентрових фільтрів очищення оливи

Масляна центрифуга – це відцентровий фільтр тонкого очищення оливи від механічних домішок. У автотракторних двигунах найпоширенішими є двосоплові масляні центрифуги з гідрореактивним приводом. Принцип їхньої роботи ґрунтується на використанні реакції струменів оливи, що виходять із сопел. Такі агрегати відзначаються простою конструкцією та зручністю обслуговування в експлуатації, забезпечують великі кутові швидкості ротора й, як наслідок, ефективне тонке очищення мастила.

У сучасних центрифугах подача оливи під тиском 0,25–0,70 МПа забезпечує сталі частоти обертання ротора на рівні близько 5000–8000 хв⁻¹. Реактивну силу струменя оливи (H), що витікає з одного сопла за усталеного режиму (при $n = const$), визначають з теореми імпульсу сил [6] за відповідним розрахунковим виразом 2.4.

де: ρ_M – густина мастила, кг/м³;

$V_{p.ц.}$ – загальна витрата мастила через сопла центрифуги, м³/с;

ε – коефіцієнт стискання (контракції) струменя при витіканні через сопло;

F_e – площа вихідного перерізу сопла, м²;

n – частота обертання ротора, хв⁻¹;

R – відстань від осі сопла до осі обертання ротора, м.

Коефіцієнт стискання ε зазвичай лежить у межах 0,9–1,1 і для найтипівіших конфігурацій сопел беруть $\varepsilon \approx 0,9$ [6].

Відтак обертальний момент, сформований парою сопел, розраховується за формулою 2.5.

За усталеного режиму обертання ротора обертальний момент $M_{кр}$ компенсується моментом опору за формулою 2.6.

Значення моменту опору M_0 визначається силами тертя в підшипниках ковзання та залежить від частоти обертання ротора за формулою 2.7:

де: a – момент опору на старті обертання ротора, Н·м;

b – коефіцієнт (швидкість) наростання моменту опору;

За даними [6] для типових конструкцій ці величини задаються довідково.

Підставивши a і b у (2.6) та прирівнявши $M_{кр} = M_0$, одержуємо залежність частоти обертання ротора від основних конструктивних і гідравлічних параметрів центрифуги за формулою 2.8.

Ефективне тонке очищення оливи забезпечується за частоти обертання ротора $n \approx 4500 - 6500 \text{ хв}^{-1}$.

Сумарна витрата через два сопла визначається з рівняння витікання 2.9:

де a – коефіцієнт витрати оливи через сопло;

p – тиск оливи перед соплом, Па (або МПа).

З формули (2.8) випливає, що на частоту обертання ротора впливають дві групи чинників:

1. конструктивні параметри, закладені на етапі проєктування фільтра й сталі в експлуатації;
2. гідравлічні параметри (насамперед тиск робочої рідини), які перебувають у функціональному зв'язку зі структурними ознаками технічного стану центрифуги. Останні можуть слугувати інформативними контрольними параметрами для оцінювання її працездатності.

2.1.1 Математична модель відцентрового фільтра очищення олії

Нехай у замкненому резервуарі міститься рідина густини ρ . Над її вільною поверхнею підтримується тиск p . На глибині h від цієї поверхні виконано отвір радіуса r , через який рідина витікає в середовище з тиском P . Тоді за рівнянням

Бернуллі швидкість витікання буде розраховуватись за формулою 2.10 та 2.11.

За умови, що надлишковий тиск p істотно перевищує P (атмосферний), а глибиною h можна знехтувати, з рівняння Бернуллі дістаємо спрощену оцінку швидкості витікання за формулою 2.12.

Тоді об'ємна витрата (кількість рідини за одиницю часу) розраховуватиметься за формулою 2.13:

де: $S = \pi r^2$ – площа перерізу отвору.

З урахуванням коефіцієнта стискання (контракції) струменя a , об'ємна витрата визначається за формулою 2.14.

Момент кількості руху (а отже й реактивний обертальний момент) від струменя на відстані R розраховується за формулою 2.15:

де n – частота обертання ротора центрифуги, хв^{-1} . В відповідності до виразу 2.15, можна записати диференціальне рівняння руху центрифуги за формулою 2.16:

де J – момент інерції ротора центрифуги відносно осі обертання.

У процесі роботи фільтрувальний елемент поступово забруднюється: на внутрішніх поверхнях ротора накопичуються відкладення домішок. Зі зростанням їхньої товщини змінюється розподіл маси, що призводить до помітної зміни (збільшення) моменту інерції J ротора, за формулою 2.17:

де: $J_{\text{рот}}$ – момент інерції ротора центрифуги, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$J_{\text{корп}}$ – момент інерції корпусу ротора, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$J_{\text{маст}}$ – момент інерції мастила в роторі, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$J_{\text{заб}}$ – момент інерції шару забруднень, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Момент інерції мастила (як кільцевого шару всередині ротора) визначають через формулу 2.18:

де: m_M – маса мастила в роторі, кг ;

r – радіус масляного шару, м ;

b – висота (довжина) ротора, м ;

δ – товщина шару відкладень, м .

Момент інерції шару забруднень визначаємо за формулою 2.19:

де: ρ_3 – густина відкладень.

Підставивши (2.18) та (2.19) у (2.17), одержимо розгорнутий вираз для

повного моменту інерції ротора центрифуги за формулою 2.20.

Момент інерції корпусу ротора $J_{\text{корп}}$ під час експлуатації залишається сталим. Результати обчислень впливу товщини шару відкладених забруднень на загальний момент інерції ротора для відцентрового фільтра двигуна Д-240 зведено в табл. 2.1 та проілюстровано на рис. 2.2.

Таблиця 2.1 – Показники функціональної залежності між товщиною відкладень забруднень та моментом інерції ротора центрифуги

№ з/п	Товщина слою відкладень, δ , мм.	Момент інерції ротора, $J_{\text{рот.}}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	№ з/п	Товщина слою відкладень, δ , мм.	Момент інерції ротора, $J_{\text{рот.}}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$
1	1,0	0,0094	6	6,0	0,0111
2	2,0	0,0098	7	7,0	0,0113
3	3,0	0,0101	8	8,0	0,0116
4	4,0	0,0104	9	9,0	0,0119
5	5,0	0,0107	10	10,0	0,0121

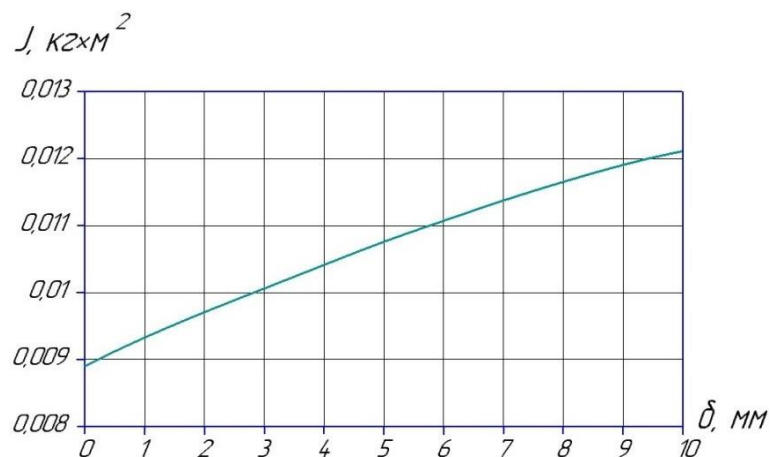


Рисунок 2.2 – Вплив товщини відкладень на момент інерції ротора.

Аналіз показує: зі зростанням товщини шару забруднень зростає й момент інерції ротора; характер залежності близький до лінійного. Підвищення J істотно подовжує час розгону ротора від стану спокою до номінальної частоти обертання.

За усталеного режиму обертання виконується рівновага моментів: $M_{\text{кр}} = M_0$. У загальному випадку, виходячи із закону збереження моменту кількості руху відносно осі, маємо формулу 2.21:

де $J_{\text{ч}}, J_{\text{з}}$ – відповідно момент інерції ротора без відкладень та ротора із забрудненнями;

$\omega_{\text{ч}}, \omega_{\text{з}}$ – відповідно кутові швидкості «чистого» та «забрудненого» ротора.

Звідси випливає формула 2.22. Тоді можна записати формулою 2.23:

де $\varepsilon = \frac{J_{\text{заб}}}{J_{\text{ч}}}$ – ступінь забрудненості ротора відцентрового (центробіжного) фільтра мастила.

Підсумки розрахунків щодо впливу товщини шару відкладень на кутову швидкість обертання ротора для фільтра двигуна Д-240 зведено в табл. 2.2 та візуалізовано на рис. 2.3.

Таблиця 2.2 – Параметри функціональної залежності між товщиною відкладень і частотою обертання ротора центрифуги.

№ з/п	Товщина слою відкладень, δ , мм.	Частота обертання ротора, n , хв^{-1}	№ з/п	Товщина слою відкладень, δ , мм.	Частота обертання ротора, n , хв^{-1}
1	1,0	5800	6	6,0	4950
2	2,0	5500	7	7,0	4850
3	3,0	5300	8	8,0	4600
4	4,0	5100	9	9,0	4500
5	5,0	5000	10	10,0	4450

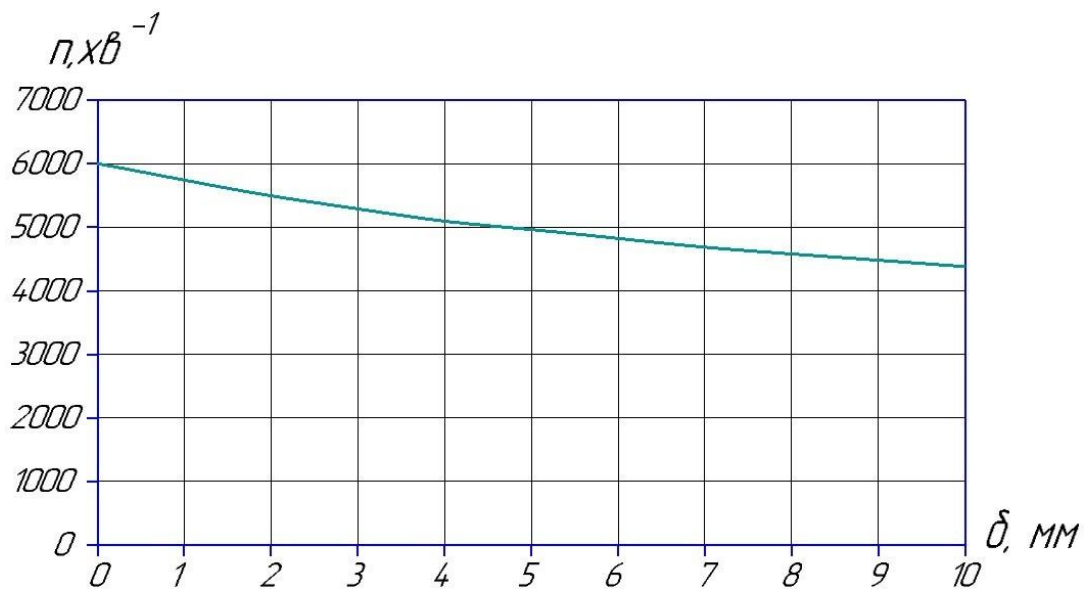


Рисунок 2.3 – Вплив товщини відкладень на частоту обертання ротора.

З аналізу рис. 2.3 видно, що при забрудненні центрифуги до граничного стану частота обертання ротора зменшується більш ніж на 1500 хв^{-1} . Отже, визначати ступінь забрудненості ротора існуючими способами, зокрема за часом вільного вибігу, практично складно й малоефективно.

Тому для діагностики загального стану центрифуги та безпосередньо рівня її забруднення доцільно контролювати гідравлічні параметри. Один із

інформативних показників – перепад тиску, за якого ротор починає обертатися. Використання цього параметра дозволяє суттєво скоротити тривалість діагностичних процедур, адже його можна фіксувати вже на ранній стадії запуску; водночас він чутливий до забрудненості центрифуги. Крім того, зазначений перепад тиску функціонально пов'язаний із технічним станом опорних поверхонь осі та самого ротора: їх зміни впливають на момент інерції, а через нього – на величину перепаду тиску пуску.

Слід враховувати, що значення цього параметра також залежить від стану клапанів системи змащування двигуна. Тому необхідно проаналізувати їхній технічний стан і, за результатами, скоригувати підходи до використання перепаду тиску як контрольного показника працездатності центрифуги.

2.1.2 Клапани мастильної системи

У системах змащування здебільшого застосовують три основні типи клапанів: редукційний, запобіжний і перепускний; у сучасних схемах додатково встановлюють термодіафрагму. Редукційний клапан підтримує сталість тиску в магістралі за різних частот обертання та ступеня зношення двигуна. Запобіжний клапан, налаштований на 0,95–1,15 МПа [19], спрацьовує переважно під час холодного пуску, запобігаючи перевантаженню приводу масляного насоса та руйнуванню елементів системи. Перепускний клапан відкривається при досягненні перепаду тиску на фільтрі 0,15–0,22 МПа (внаслідок його засмічення) і спрямовує оливу в обвід фільтрувального елемента.

Роботу редукційного клапана ілюструє схема на рис. 2.4: зі зростанням частоти обертання колінчастого вала підвищуються витрата й тиск у магістралі; при досягненні порогового значення n_p клапан відкривається, після чого збільшується витрата через нього (крива 2), а тиск у системі стабілізується на заданому рівні (крива 3).

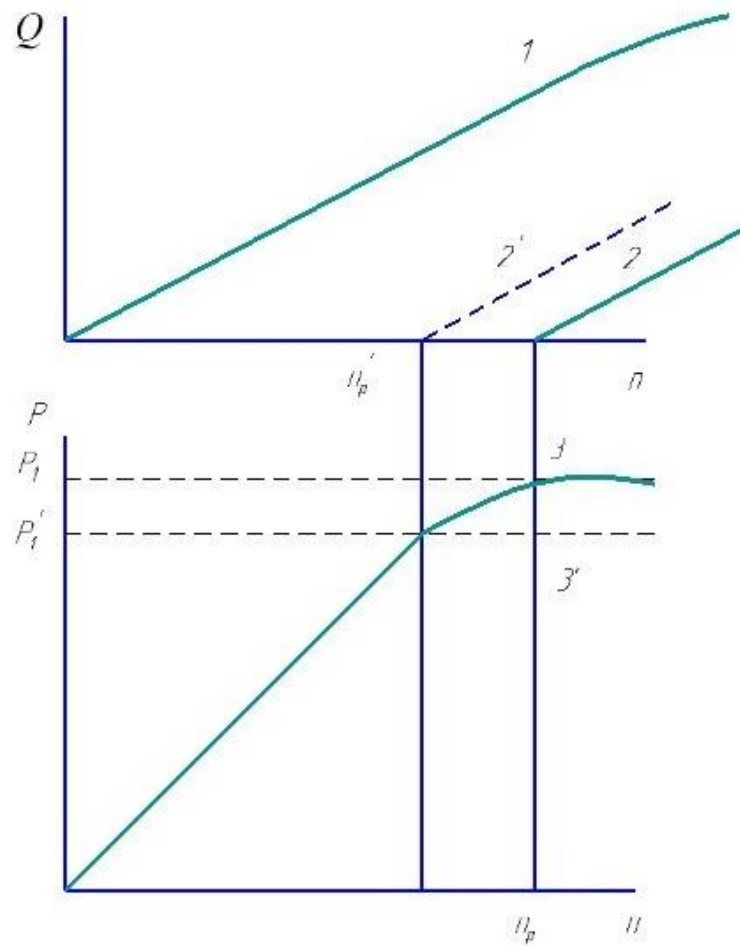


Рисунок 2.4 – Залежність витрати Q та тиску P оливи від зростання частоти обертання n колінчастого вала:

1 – подача через основну секцію насоса; 2 – витрата через редукційний клапан; 3 – тиск у головній масляній магістралі.

Клапани мастильної системи зазвичай виконані у вигляді підпружинених поршнів або кульок, що перекривають перепускні отвори. Момент їх відкриття/закриття та робоча характеристика визначаються жорсткістю пружини, станом контактних поверхонь і чистотою оливи.

У процесі експлуатації через циклічні коливання можливе «втомне» послаблення пружини, що зменшує порогову частоту n_p до n'_p і тиск P_1 до P'_1 . У результаті падає тиск у системі змащування, погіршуючи умови роботи підшипників колінчастого вала та ЦПГ дизеля.

Практика експлуатації показує, що зниження P_1 від «старіння» пружини зазвичай менш суттєве, ніж падіння тиску через зношування підшипників колінчастого вала (приблизно на 0,02–0,04 МПа за весь ресурс). Оскільки в

клапанах застосовують переважно циліндричні пружини з лінійною характеристикою, у ході напрацювання величина тиску P_1 також зменшується лінійно за формулою 2.24:

де: P_{10} – тиск у мастильній системі на початку експлуатації, Па;

C – коефіцієнт пропорційності;

l – напрацювання, год.

З огляду на це, під час контролю технічного стану відцентрового фільтра клапани масляної системи, інтегровані в його корпус, мають спершу проходити перевірку та, за потреби, регулювання.

Висновок

1. Під час експлуатації робочі характеристики насоса визначаються геометрією шестерень (висота й довжина зуба): їхній знос збільшує торцеві та радіальні зазори в качаючому вузлі, що знижує коефіцієнт подачі $K_Q \approx 0,6 - 0,8$.

2. Як інформативний діагностичний показник працездатності насоса слід використовувати час стабілізації тиску оливи – від моменту пуску до виходу на заданий режим.

3. Для оцінювання загального стану центрифуги та рівня її забрудненості доцільно контролювати гідравлічні параметри, зокрема перепад тиску, за якого ротор починає обертатися.

4. У процесі роботи відбувається втомне послаблення циліндричних пружин клапанів системи змащування, що веде до зниження тиску та погіршення умов роботи підшипників колінчастого вала і ЦПГ; тому необхідний періодичний контроль тиску спрацювання клапанів.

3. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

3.1. Програма та загальна методика досліджень

Відповідно до мети та сформульованих завдань підготовлено програму досліджень, що охоплює послідовні етапи: теоретичний, експериментальний і блок практичних рекомендацій (див. рис. 3.1).

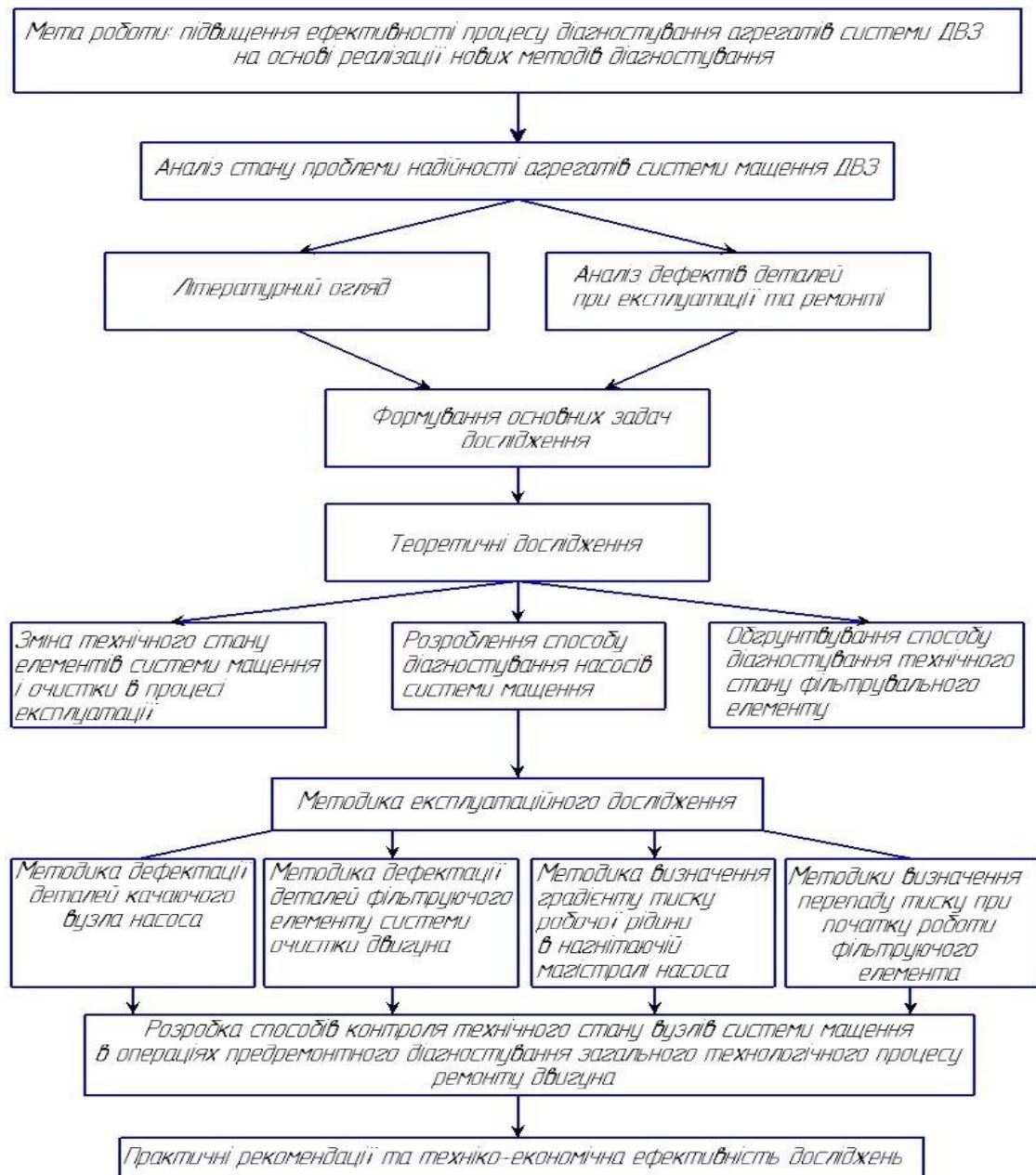


Рисунок 3.1 – Схема програми та методики досліджень.

На теоретичному етапі виконано огляд конструктивних особливостей і умов роботи ключових елементів системи змащування двигуна. Обґрунтовано математичні моделі функціонування масляного насоса, клапанних пристроїв і фільтрувальних елементів. Оскільки на процеси впливають численні, у т.ч.

випадкові чинники, моделі мають стохастичний характер і спираються на положення теорії мащення та зношування, технічної діагностики і теорії ймовірностей.

За результатами аналітичного опрацювання визначено підходи до контролю технічного стану фільтраційного елемента й насоса системи змащування. Після формалізації моделей, для реалістичної оцінки структурних параметрів стану деталей сполучень у лабораторних умовах виконано їх кількісне визначення за підсумками дефектації за розробленими методиками.

Лабораторні дослідження спрямовано на обґрунтування способів діагностування насоса та фільтрувального елемента, що передбачає встановлення залежностей між: (і) часом стабілізації тиску оливи від моменту пуску насоса до виходу на заданий режим і фактичним станом деталей його качаючого вузла (які визначають об'ємні втрати); (іі) величиною перепаду тиску у відцентровому фільтрі, за якої запускається обертання ротора, що зумовлено станом сполучень, які лімітують його ресурс.

Для виявлення зазначених функціональних зв'язків розроблено методики фізичного моделювання технічного стану агрегатів системи змащування та програми стендових випробувань. На підставі отриманих лабораторних даних сформовано практичні рекомендації щодо удосконалення діагностики вузлів системи змащування дизеля і виконано техніко-економічне оцінювання ефективності запропонованих рішень.

3.2. Контроль деталей масляного насоса

За підсумками досліджень другого розділу встановлено, що працездатність масляного насоса визначається змінами структурних параметрів деталей його качаючого вузла – насамперед профілю зубів шестерень (за висотою та діаметром) і відповідних поверхонь «колодязя» корпусу (днище та бічна стінка). Така деградація спричиняє зростання торцевих і радіальних зазорів, що підсилює внутрішні об'ємні втрати (перетік робочої рідини з області високого тиску в область низького) і зменшує подачу насоса, погіршуючи змащення трибопар дизеля.

Контроль геометрії шестерень за висотою та діаметром (рис. 3.2) виконували мікрометрами МК-50 та МК-75 за ДСТУ 6507-78 з роздільною здатністю 0,01 мм.



Рисунок 3.2 – Схема вимірювання висоти зубчастого колеса

Під час експлуатації в масляному насосі порушується зовнішня герметичність: з'являються витoki робочої рідини через спряження «цапфа вала ведучої шестерні – втулка корпуса (кришки)». Діаметр цапф валів шестерень (рис. 3.3) вимірювали мікрометром МК-25 за ДСТУ 6507-78 з точністю 0,01 мм.



Рисунок 3.3 – Вимірювання діаметра цапф валів шестерень.

Обміри виконували окремо для кожного насоса, що дало змогу зберегти

індивідуальність трибосполучень. Геометрію цапф перевіряли з метою виявлення овальності та конусності їхніх поверхонь. Зовнішні діаметри шестерень визначали у чотирьох площинах (по парі зубців) і в двох перетинах. Висоту шестерень фіксували у двох перетинах для кожного зубця [20].

Для оцінювання зносу «колодязя» корпусу насоса за висотою (рис. 3.4) використовували штангенглибиномір ШГ за ДСТУ 6507-78 з роздільною здатністю 0,01 мм.



Рисунок 3.4 – Схема вимірювання глибини («висоти») колодязя корпусу насоса

3.3. Методика дефектації деталей фільтруючого елементу системи мащення двигуна

Для тонкого очищення оливи в системі змащування дизеля використовують відцентрові фільтри. У процесі експлуатації змінюються структурні параметри посадкових поверхонь осі стержня ротора, що працюють у парі з втулками ротора. Зношення цих поверхонь призводить до зміни швидкісного режиму обертання ротора й, відповідно, впливає на якість фільтрації оливи.

Характер зношення сполучення фіксували шляхом фотографування, а кількісну оцінку проводили мікрометричними вимірюваннями. Для визначення діаметра посадкових поверхонь осі під втулки ротора (рис. 3.5) застосовували мікрометр МК-25 за ДСТУ 6507-78 з точністю 0,01 мм.



Рисунок 3.5 – Схема вимірювання діаметра посадкових поверхонь на осі ротора

3.4. Експериментальна установка для досліджень вузлів системи мащення дизеля

Масляні насоси перевіряють на випробувальному стенді КИ-5278; його загальний вигляд показано на рис. 3.6.



Рисунок 3.6 – Загальний вигляд стенда КИ-5278 для обкатки та випробування вузлів системи мащення ДВЗ

Під час роботи стенда слід контролювати герметичність його вузлів, а тривалість вимірювань фіксувати секундоміром. Похибку визначення подачі масляного насоса оцінюють так: приставним тахометром вимірюють фактичну частоту обертання вала насоса n_{ϕ} (хв^{-1}), секундоміром – тривалість випробування t_{ϕ} ; за шкалою стенда зчитують подачу $Q_{\text{ст}}$. Стандартною мірною тарою визначають фактичний об'єм робочої рідини V_{ϕ} , що надійшов до мірного бака, після чого

обчислюють фактичну подачу Q_{ϕ} (л/хв) за виразом 3.1.

Похибка визначення об'ємної подачі насоса зумовлена двома складовими: неточністю вимірювання об'єму робочої рідини мірним баком і похибкою витримки часу під час відліку тривалості заміру, визначається за формулою 3.2

Похибку визначення подачі, спричинену неточністю підтримання частоти обертання вала насоса n_{np} , обчислюють за співвідношенням 3.3:

де n_n – номінальна частота обертання валика насоса, що проходить випробування, $хв^{-1}$.

Сумарну похибку доцільно оцінювати як об'єднану, тобто з урахуванням усіх складових (об'єм, час, частота обертання), наприклад у вигляді коренеквадратичної суми окремих внесків, за формулою 3.4.

Подачу насоса вимірюють тричі. Середню зведену похибку Δ_{cp} обчислюють за формулою 3.5

3.1.1 Методика визначення технічного стану насоса системи мащення

За методикою дефектації деталей качаючих вузлів (підрозд. 3.3) виконано фізичне моделювання технічного стану насоса за радіальним і торцевим зазорами. На першому етапі встановлювали функціональні залежності між структурними параметрами, що формують радіальний і торцевий зазори качаючого вузла, та подачею насоса. Для досліджень підготовлено сім масляних насосів двигуна Д-240 і його модифікацій, як найпоширеніших в реальній експлуатації.

Оскільки інформативним показником стану насоса є його подача (або об'ємний коефіцієнт подачі), виникла потреба у експериментальному визначенні фактичної подачі. Для виявлення зв'язку між торцевим зазором–який задається станом торцевих поверхонь шестерні та «колодязя» корпусу–та функціональним показником (об'ємним коефіцієнтом подачі) проведено фізичне моделювання саме торцевого зазору.

З цією метою виконано мікрометричні вимірювання шестерень і «колодязя» корпусу масляного насоса Д-240 після експлуатації, що дозволило відтворити динаміку зміни зазору. Узагальнені результати подано в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Підсумки фізичного моделювання торцевого зазору в качаючому вузлі насоса системи змащування двигуна Д-240.

№ з/п	Глибина гнізда для нагнітаючої шестерні, мм.	Висота нагнітаючої шестерні, мм	Утоплення шестерні в корпусі, мм
1	28,07	27,87	0,20
2	28,12	27,82	0,30
3	28,17	27,77	0,40
4	28,23	27,73	0,50
5	28,26	27,66	0,60
6	28,31	27,61	0,70
7	28,36	27,56	0,80

Щоб усунути вплив радіального зазору на результати, його попередньо моделювали однаковою для всієї вибірки «колодязів» корпусу. Оцінку впливу зношення спряження «торець шестерні – колодязь корпусу» на втрати робочої рідини виконували за однофакторною схемою експерименту. Підготовлений насос монтували на стенд і випробовували в режимах, наведених у табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Режими випробувань і основні параметри масляного насоса Д-240.

Дизель	Частота обертання валика насоса, хв^{-1}	Тиск робочої рідини, МПа		Об'ємна подача, не менше $\text{см}^3/\text{с}$	
		На виході із насоса	На вході в насос (не більше)	Нового насоса	Придатного до використання без ремонту
Д-240	2320 ± 25	$0,7 \pm 0,05$	0,033	600	566,6

Після пуску стенда (рис. 3.6) задавали частоту обертання вала насоса $n = 2320 \pm 25 \text{ хв}^{-1}$. Потік оливи перекривали вентилем, встановлюючи тиск у системі $P_H = 0,7 \text{ МПа}$, який відслідковували за манометром стенда. Після виведення насоса на необхідні режими його подачу контролювали витратоміром.

Насоси, що пройшли випробування, формували у статистичний ряд і надалі оцінювали їхній технічний стан за часовим показником – тривалістю стабілізації тиску від моменту пуску до досягнення заданого режиму.

3.1.2 Методика визначення технічного стану центробіжного фільтру за перепадом тиску

Теоретичні висновки розділу 2 засвідчили, що найінформативнішим показником стану фільтрувального елемента є перепад тиску, за якого запускається обертання ротора центрифуги. Для верифікації цієї гіпотези заплановано експериментальні дослідження з установлення функціональної залежності між структурними параметрами фільтра (знос посадкових поверхонь осі під опорні втулки ротора) та перепадом тиску пуску ротора.

Щоб отримати зазначений зв'язок, насамперед виконано фізичне моделювання зазору в сполученні «посадкова поверхня осі ротора – опорна втулка ротора» центробіжного фільтра двигуна Д-240 на зразках після експлуатації. Це дало змогу сформулювати динаміку зміни зазору, зведену в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Результати фізичного моделювання зазорів у сполученнях нижньої та верхньої шийок осі й отворів втулки ротора фільтрувального елемента двигуна Д-240.

№ з/п	Діаметр отвору втулки ротора, мм.	Діаметр шийки вісі ротора, мм	Зазор в підшипнику, мм
Для спряження в нижньому підшипнику			
1	19,03	18,91	0,12
2	19,06	18,89	0,17
3	19,10	18,88	0,22
4	19,15	18,88	0,27
5	19,20	18,87	0,32
6	19,23	18,86	0,37
Для спряження в верхньому підшипнику			
1	18,03	17,91	0,12
2	18,06	17,89	0,17
3	18,10	17,88	0,22
4	18,15	17,88	0,27
5	18,20	17,87	0,32
6	18,23	17,86	0,37

Масляні фільтри випробовували на універсальному стенді, зображеному на рис. 3.6. Склад робочої рідини, її в'язкість і робоча температура залишалися такими самими, як під час тестування масляних насосів. На фронтальній панелі стенда встановлено манометри для контролю тиску перед фільтром, після фільтра та безпосередньо в корпусі фільтра.

Випробування проводили з масляним насосом тієї ж марки двигуна. Фільтрувальний елемент фіксували на установчій плиті, руків'я розподільника витрати переводили у режим «випробування фільтрувального елемента», після чого виводили насос на заданий режим. Далі повільним перекриттям вентиля змінювали тиск перед центрифугою, відслідковуючи за манометром момент, коли ротор у фільтрі починає обертатися, а також тиск за центрифугою. Для остаточного висновку щодо технічного стану фільтра додатково контролювали витрату робочої рідини на виході з фільтра.

Висновок

1. Запропонована нами схема оцінювання стану ресурсообмежувальних деталей масляного насоса та фільтрувального елемента спирається на вимірювальний інструмент, що вже масово використовується на дефектувальних дільницях сервісних підрозділів з ремонту двигунів, тож її впровадження є практично доступним.

2. Розроблений підхід до контролю насосів системи змащування за показником часу стабілізації тиску від моменту пуску до виходу на заданий режим формує базу для методу передремонтної діагностики насосів.

3. Запропонований спосіб діагностування центробіжних фільтрів за перепадом тиску, за якого починає обертатися ротор, придатний для застосування під час передремонтної перевірки фільтрувальних елементів.

3.5. Результати контролю деталей вузлів системи мащення

3.5.1. Результати дефектації деталей масляного насоса

Відповідно до технічних даних виробника для масляних насосів системи змащування двигуна Д-240 і його модифікацій, новий насос має забезпечувати на виході номінальний тиск 0,7 МПа, при цьому коефіцієнт подачі дорівнює ($K_Q =$

0,9). Щоб встановити характер і типи зношення деталей насосів, що надійшли в ремонт, виконано їхню первинну дефектацію за методикою, наведеною в п. 3.1.

Типові пошкодження поверхонь елементів масляних насосів проілюстровано на рис. 3.7, 3.8 та 3.9.



Рисунок 3.7 – Прояви гідроабразивного зношування поверхні «колодязя» корпусу
масляного насоса



Рисунок 3.8 – Типове гідроабразивне спрацювання торцевої поверхні веденої шестірні насоса



Рисунок 3.9 – Ознаки гідроабразивного спрацювання робочої поверхні кришки масляного насоса



Рисунок 3.10 – Сліди гідроабразивного спрацювання на цапфах і зубі ведучої шестірні

Перевага гідроабразивного зношення робочих поверхонь деталей качаючого вузла насоса обумовлена тим, що центробіжні фільтри очищують робочі рідини системи мащення двигуна від абразивних частиць розміром до 40 мкм. В зв'язку з цим частиці розміром до 40 мкм приймають участь в гідроабразивному зношенні деталей не тільки масляного насоса, а також і всіх робочих поверхонь деталей спряжень масляної системи двигуна.

По результатам первинної дефектації насосів вдалося виявити також наявність інших дефектів і коефіцієнт їх повторюваності. У таблиці 3.4 наведено основні види дефектів насоса системи мащення двигуна Д-240 та його модифікацій і коефіцієнт їх повторюваності.

Таблиця 3.4 – Дефекти деталей масляного насоса та коефіцієнт їх повторюваності

№ з/п	Дефект	Повторюваність дефекту	
		Коефіцієнт повторюваності дефекту	Повторюваність дефекту від загальної кількості, %
1	Гідроабразивне зношення дна колодязя корпусу	1,00	100
2	Гідроабразивне зношення бічної поверхні колодязя корпусу	0,87	87,0
3	Гідроабразивне зношення робочої поверхні кришки основної секції	1,00	100
4	Гідроабразивне зношення зубів шестерень по висоті	1,00	100
5	Гідроабразивне зношення зубів шестерень по довжині	0,72	72,0
6	Зношення внутрішніх поверхонь втулок корпусу і кришки	0,25	25,0
7	Зношення шийок валика і вісей ведених шестерень	0,19	19,0
8	Тріщини та обломи в корпусі та кришці	0,01	1,00
9	Зношення шпонкових канавок в валиках та пазів в шестернях	0,12	12,0
10	Зношення, зрив ниток різьби	0,03	3,00

Аналіз результатів дефектації (табл. 3.4) показав, що під час експлуатації найшвидше зношуються поверхні деталей сполучень качаючого вузла. Це призводить до зростання радіального зазору в парі «довжина зуба шестерні –

бокова стінка колодязя корпуса» та торцевих зазорів у парах «висота зуба – днище колодязя» і «висота зуба – робоча поверхня кришки насоса».

Встановлено, що інтенсивність спрацювання елементів, які формують торцевий зазор, вища: фактичні значення лежать у межах 0,20...0,60 мм за гранично допустимого 0,16 мм. Радіальний зазор змінюється в інтервалі 0,22...0,39 мм при допустимій межі 0,30 мм.

Підвищене зношення вузлів, що визначають торцевий зазор («висота зуба – днище колодязя», «висота зуба – робоча поверхня кришки»), зумовлене невеликим конструктивним зазором у цих спраженнях – 0,040...0,130 мм, який закладається під час виготовлення [18]. Звідси очевидно: наявність абразивних частинок до 40 мкм, що не затримуються відцентровим фільтром, суттєво прискорює зміну структурних параметрів технічного стану згаданих деталей.

3.5.2. Результати дефектації деталей фільтруючого елементу

Визначення характеру та виду зношення деталей фільтруючих елементів, що надійшли на ремонт, проводилося на основі первинної дефектації згідно методики представленої в п.3.3.

Загальний оцінка технічного стану фільтруючих елементів показала, що найбільш вагомим дефектом, який можна віднести до структурних параметрів технічного стану, являється зношення шийок вісі ротора під опорні поверхні (втулки) ротора рис. 3.11.



Рисунок 3.11 – Гідроабразивне спрацювання шийок осі ротора. Виявлене спрацювання зумовлене наявністю у робочій рідині абразивних частинок.

За підсумками вхідного контролю фільтрувальних елементів зафіксовано також інші характерні дефекти та оцінено їхню частоту появи. У табл. 3.4 подано основні види пошкоджень елементів системи змащування двигуна Д-240 і його модифікацій та відповідні коефіцієнти повторюваності.

Таблиця 3.4 – Основні дефекти деталей фільтрувального елемента та їхній коефіцієнт повторюваності.

№ з/п	Дефект	Повторюваність дефекту	
		Коефіцієнт повторюваності дефекту	Повторюваність дефекту від загальної кількості, %
1	Гідроабразивне зношення нижньої шийки вісі ротора	1,00	100
2	Гідроабразивне зношення верхньої шийки вісі ротора	1,00	100
3	Гідроабразивне зношення верхньої опорної втулки ротора	1,00	100
4	Гідроабразивне зношення нижньої опорної втулки ротора	1,00	100
5	Пошкодження різьбових отворів	0,12	12,0
6	Тріщини в корпусі ротора	0,02	2,0
7	Вм'ятини ковпака центрифуги	0,07	7,00

Максимальне спрацювання нижньої шийки осі ротора становить 0,09 мм (фактичний діаметр 18,82 мм), а верхньої – 0,11 мм (діаметр 17,82 мм). Для опорних шийок (втулок) ротора зафіксовано: нижня – до 0,18 мм (діаметр 18,85 мм), верхня – до 0,21 мм.

Підвищений знос отворів опорних втулок пояснюється матеріалом ротора – алюмінієвий сплав Ал-9 є більш чутливим до гідроабразивного спрацювання, ніж сталевий (40Х) вісь ротора. З урахуванням виміряних спрацювань встановлено граничні значення зазорів: для нижнього підшипникового спряження – 0,27 мм, для верхнього – 0,32 мм. Перевага зазору у верхньому підшипнику зумовлена умовами роботи та конструктивними особливостями: через менші розміри поверхонь тертя там виникають вищі питомі навантаження.

3.6. Результати контролю працездатного стану масляного насоса

Контроль технічного стану масляного насоса здійснювали так. Спершу встановили залежність між торцевим зазором у парі «торець шестерні – висота колодязя корпуса» та подачею насоса (табл. 3.5, рис. 3.6).

Таблиця 3.5 – Залежність подачі насоса від торцевого зазору в сполученні «торець шестерні – висота колодязя корпуса».

№ з/п	Значення зазору, мм	Подача насоса, $\text{см}^3/\text{с}$	Тиск оливи, Р, МПа
Частота обертання валика насоса, хв^{-1} , 2320 ± 25			
1	0,20	540,0	0,07
2	0,30	510,6	0,07
3	0,40	480,3	0,07
4	0,50	390,3	0,07
5	0,60	270,0	0,07
6	0,70	250,4	0,07
7	0,80	222,4	0,07

За результатами випробувань істотне падіння подачі насоса спостерігається за досягнення торцевим зазором певного порогового значення. Це пов'язано з ослабленням ефекту «облітерації» щілини при помітному зростанні зазору. Отже, можна висунути робочу гіпотезу: зазначене слід розглядати як граничний структурний параметр, після перевищення якого подача різко знижується.

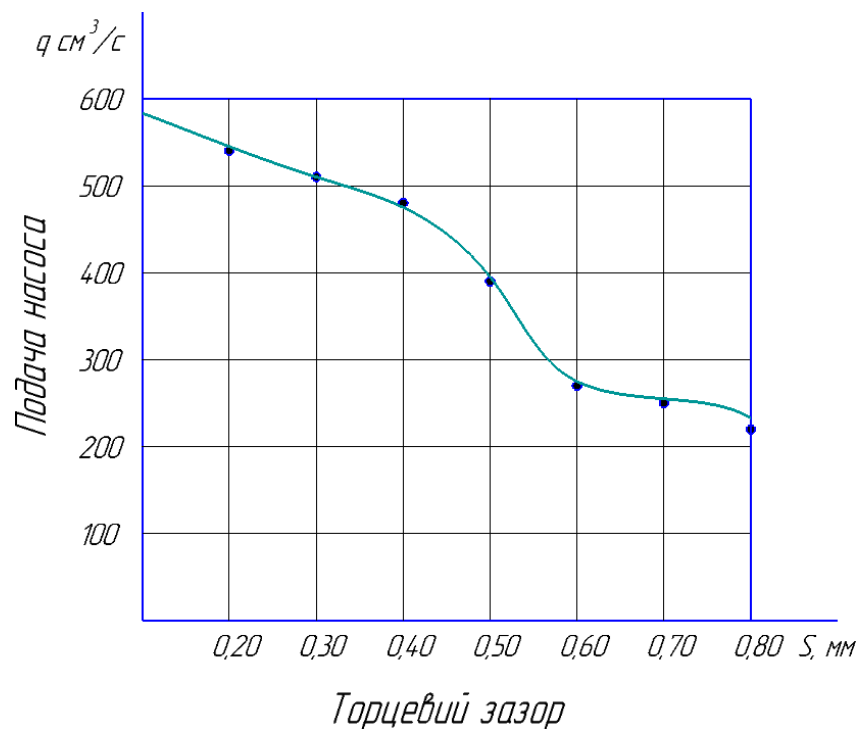


Рисунок 3.12 – Графік залежності подачі масляного насоса від величини торцевого зазору

Для остаточного підтвердження працездатності масляного насоса виконували

контроль часу виходу тиску оливи за насосом на сталий рівень. Підсумки досліджень наведено в табл. 3.6 та на рис. 3.13.

Таблиця 3.6 – Зв'язок між величиною торцевого зазору та тривалістю стабілізації тиску.

№ з/п	Значення зазору, мм	Подача насоса, $\text{см}^3/\text{с}$	Тиск оливи, P , МПа	Час стабілізації тиску оливи, с
1	0,20	540,0	0,07	0,75
2	0,30	510,6	0,07	0,82
3	0,40	480,3	0,07	0,88
4	0,50	390,3	0,07	1,15
5	0,60	270,0	0,07	1,45
6	0,70	250,6	0,07	1,62
7	0,80	222,3	0,07	2,20

Аналіз отриманої залежності свідчить: за об'ємної подачі насоса $q = 480,3$ робочий тиск у нагнітальній магістралі встановлюється за 1.15 с – показник, близький до номінального. Подальше зменшення подачі спричиняє різке зростання часу виходу на режим: при $q = 222,3$ тривалість становить уже 2,20 с.

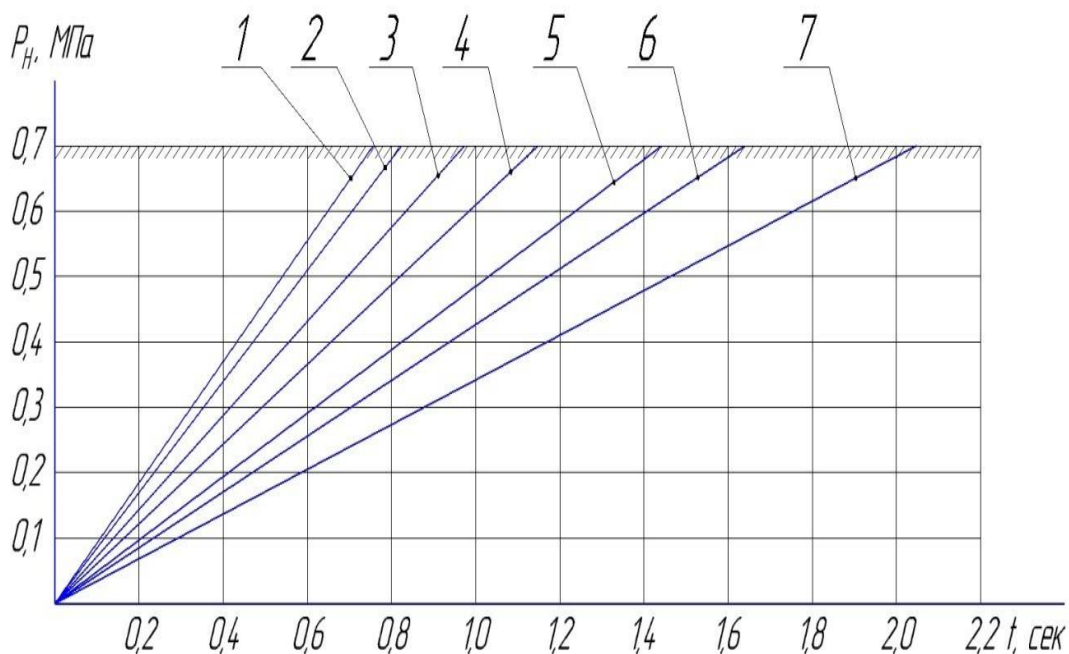


Рисунок 3.13 – Зв'язок між подачею масляного насоса та часом стабілізації тиску для значень подачі:

1 – $540,0 \text{ см}^3/\text{с}$; 2 – $510,6 \text{ см}^3/\text{с}$; 3 – $480,3 \text{ см}^3/\text{с}$; 4 – $390,3 \text{ см}^3/\text{с}$; 5 – $270,0 \text{ см}^3/\text{с}$; 6 – $250,6 \text{ см}^3/\text{с}$; 7 – $222,3 \text{ см}^3/\text{с}$.

Таким чином, для передремонтної діагностики насосів системи змащування

доцільно застосовувати контроль часу виходу тиску оливи на сталий рівень – від моменту запуску насоса до досягнення заданого режиму.

3.7. Результати визначення технічного стану центробіжного фільтра за перепадом тиску

Результати експериментів, спрямованих на встановлення функціонального зв'язку між структурними параметрами фільтра (знос посадкових поверхонь осі під опорні втулки ротора) та перепадом тиску, за якого ротор центрифуги починає обертатися, зведено в табл. 3.7 і подано графічно на рис. 3.14.

Таблиця 3.7 – Підсумки дослідження залежності між зазором у підшипниках центрифуги та її контрольними параметрами.

№ з/п	Зазор в підшипниках (верхньому і нижньому), мм	Тиск на вході в центрифугу, МПа (задається)	Перепад тиску, при якому починає обертатися ротор, МПа	Частота обертання ротора, хв ⁻¹ ,	Потік рідини через центрифугу, л/хв.
1	0,12	0,7 $\pm$ 0,02	0,21	5500	25,9
2	0,17	0,7 $\pm$ 0,02	0,22	5450	25,8
3	0,22	0,7 $\pm$ 0,02	0,25	5400	25,5
4	0,27	0,7 $\pm$ 0,02	0,32	5050	23,9
5	0,32	0,7 $\pm$ 0,02	0,35	4950	23,4
6	0,37	0,7 $\pm$ 0,02	0,37	4850	22,9

Аналіз даних табл. 3.7 свідчить, що тиск, за якого ротор центрифуги починає обертатися, функціонально пов'язаний із технічним станом її структурних параметрів (посадкові поверхні осі ротора та опорні втулки) і з вихідними характеристиками – частотою обертання ротора та витратою рідини за хвилину.

Отже, використання перепаду тиску як діагностичного показника дає змогу оцінити стан центрифуги вже на початковій стадії запуску, без виведення на робочий режим. Це суттєво скорочує тривалість діагностики і знімає потребу перевіряти центрифугу на основному режимі, який не завжди досяжний через зміну її технічного стану.

Висновок узгоджується з графічними матеріалами на рис. 3.14.

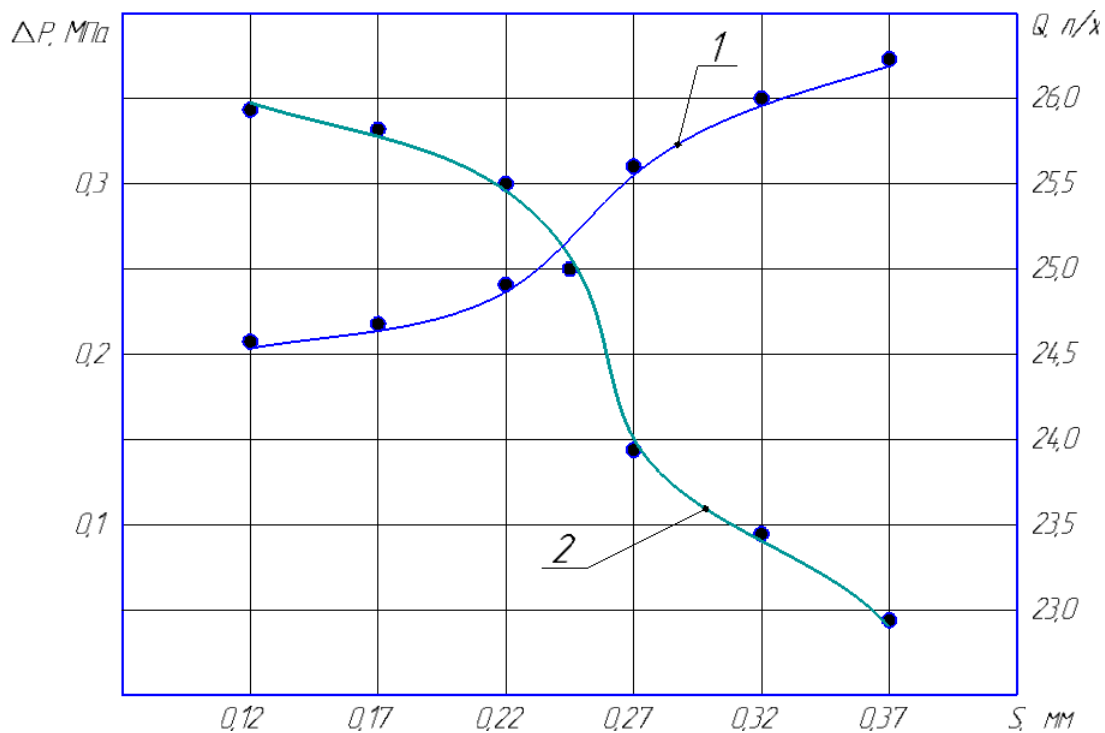


Рисунок 3.14 – Графічні залежності між станом підшипників центрифуги та тиском пуску ротора (крива 1) і її пропускною спроможністю (крива 2).

Поглиблений розгляд графіків показує: різкий спад пропускної здатності фільтра – з 25,8 до 25,0 л/хв – відбувається за зазорів у підшипниках 0,17...0,23 мм, при яких перепад тиску становить 0,22...0,25 МПа. Це свідчить про досягнення граничних значень параметрів для відцентрового фільтра.

Висновок

1. Зміна структурних параметрів деталей масляного насоса зумовлена гідроабразивним спрацюванням, що свідчить про наявність у робочій рідині абразивних частинок.

2. Найінтенсивніше зношуються елементи, які формують торцевий зазор: фактично 0,20...0,60 мм за гранично допустимого 0,16 мм. Це пов'язано з малим конструктивним зазором у сполученні (0,040...0,130 мм), закладеним під час виготовлення.

3. За результатами вхідного контролю фільтрувальних елементів визначено максимальні зазори: для пари «нижня шийка осі ротора – опорна втулка» – 0,27 мм; для пари «верхня шийка осі – верхня опорна втулка» – 0,32 мм. Перевага зазору у верхньому підшипнику пояснюється вищими питомими

навантаженнями через менші геометричні розміри поверхонь тертя.

4. Отримані дані показують: за об'ємної подачі насоса $q = 480,3$ час установалення робочого тиску в нагнітальній магістралі становить 1,15 с (близько до номіналу). Подальше зменшення подачі різко збільшує цей час: при $q = 222,3$ він дорівнює 2,20 с. Отже, доцільно використовувати час стабілізації тиску (від запуску насоса до виходу на заданий режим) як контрольний параметр.

5. Різке зниження пропускної здатності центрифуги – з 25,8 до 25,0 л/хв – спостерігається за зазорів у підшипниках 0,17...0,23 мм при перепаді тиску 0,22...0,25 МПа, що відповідає граничним значенням для відцентрового фільтра. Використання перепаду тиску як діагностичного показника дозволяє оцінювати технічний стан центрифуги вже на початковій стадії запуску без виведення на робочий режим, істотно скорочуючи тривалість діагностики та уникаючи залежності від досягнення основного режиму, який може бути недоступним через зміну стану вузла.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Організація охорони праці в лабораторії з ремонту агрегатів системи мащення двигунів

У роботі виконано дослідження, спрямовані на розроблення дієвих способів передремонтної діагностики агрегатів системи змащування дизельних двигунів. Їх упровадження у ремонтну практику дозволить уникати безпідставного розбирання вузлів, підвищити якість відновлення та зменшити трудомісткість ремонтних операцій.

Для реалізації запропонованих методик контролю технічного стану в лабораторних умовах передбачено мийно-очисні процедури, розбирання й збирання, вимірювання структурних параметрів деталей і виконання діагностичних випробувань. З цією метою організовують відповідні робочі місця з комфортними та безпечними умовами праці дослідника, що мінімізує ризик травматизму.

Відповідальність за створення належних умов у приміщенні лабораторії несуть завідувач кафедри та завідувач лабораторії. Насамперед вони розробляють організаційні рішення з технологічного планування підрозділу й улаштування робочих місць відповідно до типових проєктів. Завідувач кафедри бере участь у контролі стану охорони праці, проводить аудит і, за його результатами, визначає додаткові заходи для усунення небезпечних факторів.

Виконавець експериментів має досконало знати та безумовно дотримуватися правил охорони праці протягом усього робочого дня. Під час прийняття на роботу та з періодичністю, визначеною НПА, дослідник проходить обов'язкові інструктажі.

Під час діагностичних робіт необхідно постійно відстежувати справність обладнання; у разі виявлення несправностей слід негайно повідомляти завідувача лабораторії. До об'єктів підвищеної небезпеки у лабораторії належать робочі зони очищення й діагностування масляних насосів і відцентрових фільтрів. Під час очищення можливе випаровування мийних рідин, що подразнює органи дихання, а під час діагностування підвищується температура оливи, посилюючи її випаровування. Це зумовлює необхідність упровадження спеціальних технічних і організаційних заходів для нейтралізації шкідливих впливів.

4.2. Пожежна безпека в лабораторії з ремонту агрегатів системи мащення двигунів

Для виконання контрольно-діагностичних робіт за розробленими методиками в лабораторії організовано три зони: пост очищення агрегатів і деталей, дільницю розбирання/укомплектування/складання та зону проведення діагностування. Розташування основного й допоміжного обладнання на робочих місцях виконано відповідно до вимог [21].

Найбільше навантаження припадає на пост діагностування вузлів системи змащування. За цього виду робіт можливий вплив як хімічних, так і фізичних небезпечних факторів згідно з [22]. До хімічних належать контакт шкіри з оливою та дизельним паливом, а також інгаляція їхніх випарів; до фізичних – ризик ураження електричним струмом, недостатній захист рухомих частин стенда, підвищений шум тощо. За результатами вимірювань концентрації шкідливих речовин не перевищують гранично допустимих значень [22].

Джерелом шуму й вібрації є стенд для обкатки та випробувань агрегатів системи змащування; його контроль здійснюють на робочому місці за методиками [23]. Освітлення робочих зон забезпечує загальне освітлення з рівнем 300 лк. Живлення основного обладнання – 380 та 220 В, локальне освітлення робочих місць – 36 В, відповідно до [24].

Будівля лабораторії належить до приміщень підвищеної небезпеки через струмопровідну підлогу [25]. Стіни виконані з цегли, що відповідає другому ступеню вогнестійкості [26]. Потенційні осередки пожежі – займання дизельного палива чи оливи, а також короткі замикання в електрообладнанні.

4.3. Покращення умов праці при випробовуванні агрегатів системи мащення двигуна

Щоб створити безпечні умови праці на робочих місцях дослідницької лабораторії й мінімізувати травматизм під час розроблення методів діагностування агрегатів системи змащування, слід: оснастити пост випробувань місцевою примусовою вентиляцією; виконати надійне заземлення всього електрообладнання; установити випробувальний стенд на віброізоляційні опори; герметизувати тару з

паливно-мастильними матеріалами кришками, щоб зменшити випаровування; обладнати дільницю комплектування деталей додатковим місцевим освітленням.

Оскільки роботи з фізичним моделюванням стану деталей вимагають якісного світла, виконаємо перевірку природного освітлення приміщення. Достатній рівень денного світла забезпечує безпечні умови та комфорт, а величина освітленості значною мірою визначається площею світлових прорізів. Розрахунок площі вікон дозволяє перевірити відповідність вимогам [21] щодо природного освітлення.

Вихідні дані для приміщення випробувань гідромашин: розміри $6 \times 8 \times 3$ м; висота приміщення 3 м; рівень робочої поверхні 0,8 м; коефіцієнти відбиття: стеля – 70 %, стіни – 50 %, підлога – 10 %. Вікна – подвійне скління, ПВХ-рами, сонцезахист відсутній. Локація – м. Дніпро; можливе затінення будівлею навпроти.

Нормоване значення коефіцієнта природної освітленості (КПО), e_N , для будівель у різних кліматичних районах визначають за відповідною формулою 4.1 [21] з урахуванням світлокліматичного району, орієнтації та умов затінення:

де e_n – нормативний КПО для робіт середньої точності, $e_n = 1,5\%$;

m_N – коефіцієнт світлоклімату для приміщення з вікнами, орієнтованими на південний схід, $m_N = 0,85$.

$$e_n = 1,5 \cdot 0,85 = 1,3\%$$

Для умов бокового природного освітлення потрібну площу світлових прорізів обчислюють за формулою 4.2:

де S_v – сумарна площа вікон (або ліхтарів), m^2 ;

S_n – площа підлоги приміщення, m^2 ;

$K_{б\text{уд}}$ – коефіцієнт затінення вікон (приймають $K_{б\text{уд}} = 1 \dots 1,5$);

K_3 – коефіцієнт запасу ($K_3 = 1,5 \dots 2$);

τ_0 – коефіцієнт світлопропускання ($\tau_0 = 0,36$);

r_1 – зведений коефіцієнт відбиття освітлення ($r_1 = 3,0$);

η_v – світлова характеристика вікна ($\eta_v = 21$).

$$S_v = \frac{1,3 \cdot 1,2 \cdot 1,5 \cdot 21 \cdot 48}{0,63 \cdot 3,0 \cdot 100} = 22,45 \text{ м}^2$$

Середній коефіцієнт відбиття $\rho_{\text{ср}}$ обчислюють як зважене за площами

середнє для основних поверхонь приміщення розраховується за формулою 4.3:

де: $\rho_{\text{стел}}$, $\rho_{\text{стін}}$, $\rho_{\text{підл}}$ – відповідні коефіцієнти відбиття поверхонь;

$S_{\text{стел}}$, $S_{\text{стін}}$, $S_{\text{підл}}$ – площі цих поверхонь.

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{70 \cdot 48 + 50 \cdot 84 + 10 \cdot 48}{48 + 84 + 48} = 27,83\%$$

Розрахована потрібна площа вікон для приміщення становить $S_{\text{в}} = 22,45 \text{ м}^2$, що на 10 % перевищує фактичну $S_{\text{в}} = 20,2 \text{ м}^2$. Такий запас не суперечить нормативам і гарантує належний рівень природного освітлення.

4.4. Охорони праці при ремонті агрегатів системи мащення двигуна

У лабораторії з ремонту агрегатів системи змащування двигуна основними є розбирання/складання та обкатувально-випробувальні роботи, до яких висуваються спеціальні вимоги. Базові приписи наведено в ПП 1.9.10-041-1999 [27]. Відповідно до [27], спершу визначають загальні положення: «...слюсар-ремонтник проходить первинний інструктаж перед початком роботи, а надалі – повторний кожні 6 місяців; результати фіксують у “Журналі реєстрації інструктажів з охорони праці” з підписами інструктора та працівника». До роботи допускаються особи віком від 18 років із належною підготовкою.

Слюсар виконує завдання за вказівками керівника, дотримується норм і правил внутрішнього трудового розпорядку. Перед початком зміни згідно [27] він має: отримати наряд-завдання; упорядкувати спецодяг (застібнути/підв'язати рукави, заправити одяг, щоб не було вільних кінців); підготувати робочу зону – розмістити оснастку та інструмент у зоні досяжності, а агрегати й деталі встановити на спеціальні підставки. Інструмент і оснастка повинні бути справними та відповідати вимогам безпеки. Роботи електроінструментом дозволені лише після відповідного інструктажу.

Під час виконання операцій необхідно діяти за технологічною картою [27]. Заборонено: працювати несправним інструментом; застосовувати насадки/оправки, що не відповідають розмірам; проводити випробування агрегатів без надійного кріплення; виконувати регулювання на працюючому агрегаті; усувати несправності на стенді під час його роботи.

Після завершення зміни за [27] слюсар зобов'язаний: прибрати робоче місце; очистити інструмент та оснастку й розкласти їх у відведені місця; спецодяг здати або розмістити у спеціальній шафі; виконати санітарно-гігієнічні процедури.

4.5. Дії у надзвичайних ситуаціях при ремонті агрегатів системи мащення двигуна

У разі виникнення аварійних ситуацій під час ремонту агрегатів системи змащування двигуна слід діяти відповідно до вимог, викладених у [27].

Згідно з [27], до основних причин надзвичайних подій належать: робота несправним інструментом чи оснасткою, відмова основного обладнання, а також використання речовин, що створюють шкідливі виробничі фактори.

Якщо надзвичайна ситуація сталася через несправний інструмент, насамперед необхідно негайно припинити всі роботи. За наявності постраждалих – оперативно визначити характер травми, повідомити керівництво і надати домедичну допомогу або викликати медичного працівника.

У разі поломки основного обладнання потрібно першочергово відключити його від електроживлення, позначити небезпечну зону, повідомити майстра та, за можливості, долучитися до усунення аварії. Заборонено відновлювати роботу обладнання, доки несправність не буде повністю усунута.

Висновок

Проведений розрахунок природного освітлення для приміщення ремонту агрегатів системи змащування показав, що фактична площа світлових прорізів на 10 % перевищує нормативну, що забезпечує оптимальні та безпечні умови праці.

5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

У роботі досліджено агрегати системи змащування дизельного двигуна, процеси, що спричиняють зміну їхнього технічного стану, а також методи передремонтної діагностики, які підвищують ефективність ремонту.

Виконано економічне обґрунтування впровадження розроблених методів передремонтного діагностування під час відновлення агрегатів системи змащування.

Для впровадження запропонованих рішень потрібне додаткове оснащення. До основних (капітальних) витрат віднесено придбання обладнання для сервісних операцій з масляними насосами (табл. 6.1).

Таблиця 6.1 – Перелік обладнання та його вартість

№ п/п	Найменування	Модель	К-ть	Коштовність, грн.
1	Стенд для діагностування	КИ-5278	1	80000
2	Комплект слюсаря - ремонтника	КСР-5019	1	12000
3	Шафа дефектувальна	ШД-1459	1	8000
-	В цілому	-	3	100 000

Маючи преїскурантну ціну ремонту одного масляного насоса та річний обсяг робіт, розрахуємо загальну вартість сервісу для базового й проектного варіантів за формулою 5.1:

$$B_p^B = 500 \cdot 850 = 425000 \text{ грн}$$

$$B_p^П = 850 \cdot 850 = 722500,0 \text{ грн}$$

де: $\eta^B, \eta^П$ – програма ремонту масляних насосів та мають показники: $\eta^B = 500$ обсл., $\eta^П = 850$ обсл.

B_0 – вартість одиниці (ремонті одного насоса), грн.

Щоб розрахувати собівартість ремонту масляних насосів з урахуванням упроваджених заходів передремонтної діагностики, слід визначити поточні витрати за формулою 5.2:

де: ЗП – фонд оплати праці з нарахуваннями, грн;

A – амортизація, грн;

$B_{\text{ел}}$ – витрати на електроенергію, грн;

$B_{\text{рем}}$ – ремонт будівлі та устаткування, грн;

IB – інші витрати (у т.ч. матеріали, послуги тощо), грн.

Річні витрати на заробітну плату визначають за формулою 5.3:

де: $ЗП_{\text{ср}}$ – середньомісячна зарплата слюсаря, грн $ЗП_{\text{ср}}^{\text{п.б.}} = 8500$ грн;

$K_{\text{ПР}}$ – кількість слюсарів, осіб $K_{\text{ПР}}^{\text{Б}} = 1$ чол., $K_{\text{ПР}}^{\text{П}} = 2$ чол.;

$ЗП_{\text{н}}$ – нарахування на зарплату, грн $ЗП_{\text{н}} = 0,22 \cdot ЗП$.

$$ЗП^{\text{Б}} = 8500 \cdot 1 \cdot 12 = 102000 \text{ грн}$$

$$ЗП^{\text{П}} = 8500 \cdot 2 \cdot 12 = 204000 \text{ грн}$$

Загальний річний фонд оплати праці з нарахуваннями становитиме:

$$ЗП_{\text{н}}^{\text{Б}} = 0,22 \cdot 102000 = 22440,0 \text{ грн}$$

$$ЗП_{\text{н}}^{\text{П}} = 204000,0 + 44880,0 = 248880,0 \text{ грн}$$

Повний фонд оплати праці становить суму базової зарплати та всіх нарахувань:

$$ЗП^{\text{Б}} = 102000 + 22440,0 = 124440,0 \text{ грн}$$

$$ЗП^{\text{П}} = 204000,0 + 44880,0 = 248880,0 \text{ грн}$$

Амортизаційні витрати обчислюють за формулою 5.4:

де: $B_{\text{ОБ}}^{\text{Б}}$ – балансова вартість обладнання, грн $B_{\text{ОБ}}^{\text{Б}} = 170000$ грн.;

$$B_{\text{ОБ}}^{\text{П}} = B_{\text{ОБ}}^{\text{П}} + B_{\text{ОБ}}^{\text{Б}} = 100000 + 170000 = 270000 \text{ грн}$$

H_A – річна норма амортизації, % прийнято $H_A = 21,93\%$.

$$A_{\text{ОБ}}^{\text{Б}} = \frac{170000 \cdot 21,93}{100} = 37281,0 \text{ грн}$$

$$A_{\text{ОБ}}^{\text{П}} = \frac{270000 \cdot 21,93}{100} = 59211,0 \text{ грн}$$

Відповідно для будівлі річні амортизаційні відрахування визначають за формулою 5.5:

де: $B^{\text{Б}}$ – балансова вартість приміщення, грн $B^{\text{Б}} = 1050000$ грн;

H_B – річна норма амортизації приміщення, % $H_B = 7,76\%$.

Тоді річні амортизаційні відрахування для будівлі становитимуть:

$$A_B = \frac{1050000 \cdot 7,76}{100} = 81480,0 \text{ грн}$$

Амортизаційні відрахування за рік розраховуються за формулою 5.6:

$$A^B = 37281,0 + 81480,0 = 118761,0 \text{ грн}$$

$$A^П = 59211 + 81480 = 140691,0 \text{ грн}$$

Витрати на електроенергію розраховують за формулою 5.7:

$$B_{\text{ЕЛ}}^B = 28000 \cdot 1,96 = 54880 \text{ грн}$$

$$B_{\text{ЕЛ}}^П = 39000 \cdot 1,96 = 76440,0 \text{ грн}$$

де: $Q_{\text{ЕЛ}}$ – загальне споживання електроенергії, кВт·год;

$$Q_{\text{ЕЛ}}^B = 28000 \text{ кВт/год}, Q_{\text{ЕЛ}}^П = 39000 \text{ кВт/год}$$

$\text{Ц}_{\text{ЕЛ}}$ – тариф за 1 кВт·год, грн. $\text{Ц}_{\text{ЕЛ}} = 1,96 \text{ грн}$.

Витрати на ремонт і обслуговування визначають як частку від балансової вартості основних фондів за формулою 6.8:

$$B_{\text{рем}}^B = \frac{118761 \cdot 30}{100} = 35628,3 \text{ грн}$$

$$B_{\text{рем}}^П = \frac{140691 \cdot 30}{100} = 42207,3 \text{ грн}$$

Інші витрати визначаємо як 5 % від експлуатаційних витрат за формулою 5.9:

$$IB^B = \frac{(124440,0 + 118761,0 + 54880,0 + 35628,3) \cdot 5}{100} = 16685,5 \text{ грн}$$

$$IB^П = \frac{(248880,0 + 140691,0 + 76440,0 + 42207,3) \cdot 5}{100} = 25411,0 \text{ грн}$$

Поточні витрати визначають як суму всіх складових:

$$EB^B = 124440,0 + 118761,0 + 54880,0 + 35628,3 + 16685,5 = 350395,5 \text{ грн}$$

$$EB^П = 248880,0 + 140691,0 + 76440,0 + 42207,3 + 25411,0 = 533631,0 \text{ грн}$$

Повна собівартість ПС визначається як сума всіх поточних витрат за формулою 5.10:

$$ПС^Б = 350395,5 \cdot 1,02 = 357403,4 \text{ грн}$$

$$ПС^П = 533631,0 \cdot 1,02 = 544303,6 \text{ грн}$$

Прибуток визначаємо як різницю між виручкою та повною собівартістю, за формулою 5.11:

$$П^Б = 425000 - 357403,4 = 67596,6 \text{ грн}$$

$$П^П = 722500 - 544303,6 = 178196,4 \text{ грн}$$

Рентабельність визначають як відношення прибутку до повної собівартості за формулою 5.12:

$$Р^Б = \frac{67596,6}{357403,4} \cdot 100\% = 18,9\%$$

$$Р^П = \frac{178196,4}{722500,0} \cdot 100\% = 32,7\%$$

Економічна ефективність визначається через річну економію та додаткові капвкладення за формулою 5.13:

$$Е_p = 178196,4 - 67596,6 = 110599,8 \text{ грн}$$

Строк окупності додаткових капвкладень розраховується за формулою 5.14:

$$T_0 = \frac{100000}{110599,8} = 0,9 \text{ року}$$

Результати розрахунків зведено в табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Підсумкові економічні показники.

Показники	Варіанти		Відхилення ($\pm$)	
	Існуючий	Розроблений	Дабс.	Відн., %
Капіталовкладення, грн	-	100000	-	-
Програма ремонту, од.	500	850	+300	60,0
Кількість робочих, осіб.	1	2	+1	50,0
Експлуатаційні витрати на один ремонт, грн:				
- Річна зарплата	124440,0	248880,0	+124440,0	50
- Амортизаційні відрахування	118761,0	140691,0	+21930,0	18,5
- Поточний ремонт обладнання	35628,3	42207,3	+6579,0	18,5
- Електроенергія	54880,0	764440,0	+21564,0	39,3
- Інші витрати (спецодяг, інструмент)	16685,5	25411,0	+8725,5	52,3

Всього поточних витрат, грн.	350395,5	533631,0	+183235,5	52,3
Собівартість продукції, грн	357403,4	544303,6	+186900,2	52,3
Собівартість од. ремонту грн	714,8	640,4	-74,4	-
Відпускна ціна од. грн	850,0	850,0	-	-
Повний прибуток, грн	67596,6	178196,4	+110599,8	-
Рентабельність, %	18,9	32,7	+13,8	-
Строк окупності інвестиційних затрат, рок.	-	0,9	-	-

Упровадження методу передремонтної діагностики масляних насосів у загальний технологічний процес їх ремонту забезпечує додатковий економічний ефект 110 599,8 грн за рентабельності 32,7 %, що підтверджує результативність запропонованих рішень.

ВИСНОВОК

Під час експлуатації робота насоса визначається геометрією шестерень (висота та довжина зуба): їхній знос збільшує торцеві й радіальні зазори в качаючому вузлі та знижує коефіцієнт подачі $K_Q = 0,6 - 0,8$.

Для оцінки працездатності насоса доцільно контролювати час стабілізації тиску від моменту пуску до виходу на заданий режим.

Для діагностики загального стану центрифуги та ступеня її забруднення слід відстежувати гідравлічні параметри, передусім перепад тиску, за якого починає обертатися ротор.

У процесі роботи двигуна відбувається втомне послаблення циліндричних пружин клапанів системи змащування, що спричиняє зниження тиску та погіршує умови роботи підшипників колінчастого вала і ЦПГ; необхідний періодичний контроль тиску спрацювання клапанів.

Запропонована методика оцінювання стану ресурсобмежувальних деталей насоса та фільтрувального елемента базується на звичному для дефектувальних дільниць інструменті, тож є простою у впровадженні.

Метод контролю центробіжних фільтрів за перепадом тиску пуску ротора придатний для передремонтної діагностики фільтрувальних елементів. Зміни структурних параметрів деталей насоса зумовлені гідроабразивним спрацюванням, що свідчить про наявність у мастилi абразивних частинок. Найшвидше зношуються елементи, що формують торцевий зазор: фактично 0,20...0,60 мм при гранично допустимих 0,16 мм; причина – малий конструктивний зазор 0,040...0,130 мм, закладений під час виготовлення.

Вхідний контроль фільтрувальних елементів показав максимальні зазори: «нижня шийка осі – опорна поверхня» – 0,27 мм; «верхня шийка – верхня опорна поверхня» – 0,32 мм. Збільшений зазор у верхньому підшипнику пояснюється вищими питомими навантаженнями через менші розміри поверхонь тертя.

За подачі насоса $q = 480,3$ час виходу тиску на робочий рівень становить 1,15 с (близько до номіналу). Подальше зменшення подачі різко збільшує цей час: при $q = 22,3$ він досягає 2,20 с. Отже, час стабілізації тиску доцільно використовувати як контрольний параметр.

Різке падіння пропускної здатності фільтра з 25,8 до 25,0 л/хв спостерігається за підшипникового зазору 0,17...0,23 мм і перепаду тиску 0,22...0,25 МПа – це граничні значення для відцентрового фільтра. Використання перепаду тиску як діагностичного показника дозволяє оцінювати стан центрифуги вже на старті, без виходу на основний режим, що скорочує час діагностики та не залежить від можливості досягти робочих оборотів.

Розрахунок природного освітлення в ремонтному приміщенні засвідчив: фактична площа світлових прорізів на 10 % перевищує нормативну, що забезпечує оптимальні та безпечні умови праці.

Впровадження методу передремонтної діагностики масляних насосів у технологічний процес ремонту дає додатковий економічний ефект 110 599,8 грн при рентабельності 32,7 %, підтверджуючи ефективність запропонованих рішень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Авдонькін Ф.М. Поточний ремонт автомобилів. – К.: Транспорт, 1978. – 269 с.
2. Гриценко О.В. Концепция развития методов и средств диагностирования автомобилей // Материалы LII междунар. науч.-техн. конф. «Достижения науки – агропромышленному производству». Дніпропетровськ : ДДАУ, 2013. Ч. III. С. 42–49.
3. Гриценко О.В. Обоснование и разработка средств и методов диагностирования двигателей внутреннего сгорания автомобилей // Материалы L междунар. науч.-техн. конф. «Достижения науки – агропромышленному производству». Челябинск : ЧГАА, 2011. С. 6–11.
4. Родичев В. О. Трактори: Підр. для навч. проф. о с в і т и / В. О. Родичев. – 3-е вид. – К.: Видавничий центр «Академія», 2003. – 256 с.
5. Совершенствование автомобильных и тракторных двигателей: Сб. науч. тр. / Моск. автомоб.-дор. институт; [Отв. ред. В. Н. Луканин]. – М.: МАДИ, 1992. – 152 с.
6. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов. / А. И. Колчин, В. П. Демидов – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.
7. Горбунов Б. Ф. Исследование системы смазки тракторного двигателя с целью обоснования технологии ее диагностирования : автореф. дис. ...канд. техн. наук. Минск, 1974. – 18 с.
8. ГОСТ 51709-01. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки. – М. : Изд-во стандартов, 2006. – 49 с.
9. ГОСТ 52033-2003. Автомобили с бензиновыми двигателями. Выбросы загрязняющих веществ с отработавшими газами. Нормы и методы контроля при оценке технического состояния. – М.: Изд-во стандартов, 2003.
10. Автомобильный справочник / пер. с англ. 2-е изд., перераб. и доп. М.: ЗАО КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с.
11. Гриценко А. В. Метод диагностирования газораспределительного

механизма по параметрам расхода воздуха и фаз газораспределения ДВС // Вестник ЧГАА. 2012. Т. 62. С. 32–34.

12. Билик Ш. М. Макрогеометрия деталей машин / Ш. М. Билик. М.: Машиностроение, 1973. – 344 с.
13. Трикозюк В. А. Повышение надежности автомобиля / В. А. Трикозюк. М.: Транспорт, 1980. – 88 с.
14. Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов / Е. С. Кузнецов [и др.]. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 2001. – 322 с.
15. Ждановский Н. С. Надежность и долговечность автотракторных двигателей / Н. С. Ждановский, А. В. Николаенко. Л.: Колос, 1981. – 295 с.
16. Болтинский В. Н. Теория, конструирование и расчет тракторных и автомобильных двигателей / В. Н. Болтинский. – М., Изд-во с/х лит., журн. и плакатов, 1962. – 391 с.
17. Венцель С. В. Применение смазочных масел в двигателях внутреннего сгорания / С. В. Венцель. – М.: Химия, 1979. – 240 с.
18. Андреев В. П. Ремонт масляных насосів і фільтрів дизелів / В. П. Андреев, Н. И. Кириченко – М. : Агропромиздат, 1986. – 128 с.
19. Руководства по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту. Двигатели КамАЗ: 740.11-240, 740.13-260, 740.14-300, 740.30-260, 740.50-360, 740.57-320, 740.50-3901001КД. Набережные Челны: ОАО «КамАЗ», 2002. – 247 с.
20. Морозов Г. А. Очистка масла в дизелях / Г. А. Морозов, О. М. Арцимов – Л.: Машиностроение, 1971. – 192 с.
21. ДБН В.2.2-28:2010 Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення. – К.: Мінбуд України, 2010. – 149 с.
22. ДСТ 12.0.003-74. ССБТ. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори Класифікація. – К.: Держстандарт, 1999.
23. ДСН 3.3.6.039-99 Государственные санитарные нормы производственной общей и локальной вибрации – М.: Изд-во стандартов, 1999.

24. НПАОП 40.1-1.32-01. Правила будови електроустановок. Електрообладнання спеціальних установок. – К.: Держгірпромнагляд України, 2001 – 94 с.
25. ДСТУ 12.1.038:2008. Система стандартів безпеки праці. Електробезпека. Гранично допустимі значення напруг дотику і струмів – К.: Держстандарт, 2008.
26. ДБН В.1.1.7-2002. Захист від пожежі. Пожежна безпека об'єктів будівництва. – К.: Держбуд України, 2003 – 47 с.
27. ПІ 1.9.10-041-1999. Примірня інструкція з охорони праці для слюсаря-ремонтника – К.: Держстандарт, 1999.