

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

«Відновлення роботоздатного стану паливних насосів високого тиску
дизельних двигунів в умовах
станції технічного обслуговування «Мілана» місто Вінниця»

Виконав: студент 2-го курсу, групи
2АТ-23м спеціальності 274 –

Автомобільний транспорт

Освітньо-професійна програма –

Автомобільний транспорт

Фросталь В.Є.

Керівник: к.т.н., доцент каф. АТМ

Борисюк Д.В.

«06» грудня 2024 р.

Опонент: к.т.н., доцент каф. АТМ

Янгенко О.В.

«12» грудня 2024 р.

Допущено до захисту

Завідувач кафедри АТМ

к.т.н., доц. Цимбал С.В.

«12» 12 2024 р.

Вінниця ВНТУ – 2024 рік

2024/12/24 12:49

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
Галузь знань – 27 – Транспорт
Спеціальність – 274 – Автомобільний транспорт
Освітньо-професійна програма – Автомобільний транспорт

ЗАТВЕРДЖУЮ
завідувач кафедри АТМ
к.т.н., доцент Цимбал С.В.

« 18 » 09 2024 року

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ

Фросталю Владиславу Євгеновичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Відновлення роботоздатного стану паливних насосів високого тиску дизельних двигунів в умовах станції технічного обслуговування «Мілана» місто Вінниця

керівник роботи Борисюк Дмитро Вікторович, к.т.н., доцент,
затверджені наказом ВНТУ від «17» вересня 2024 року № 310.

2. Строк подання здобувачем роботи: 06.12.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: Вимоги до конструкції та експлуатації автотранспортних засобів (діючі міжнародні, державні, галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України в галузі безпеки руху, охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях; структура автопарку України; район експлуатації автомобілів – Україна; досліджувані моделі АТЗ – вантажні автомобілі; об'єкт дослідження – процес відновлення та зміни працездатного стану плунжерних пар паливного насоса високого тиску; похибка прогнозування досліджуваних показників не більше – 10%.

4. Зміст текстової частини:

1 Науково-технічне обґрунтування забезпечення роботоздатного стану паливних насосів високого тиску дизельних двигунів в умовах СТО «МІЛАНА»

2 Теоретичне обґрунтування забезпечення працездатного стану плунжерних пар паливної апаратури

3 Програма та методика досліджень

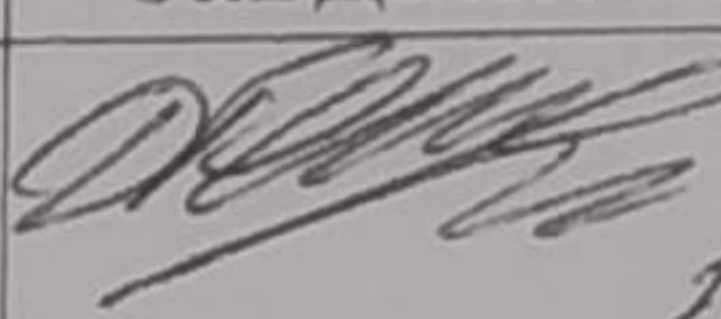
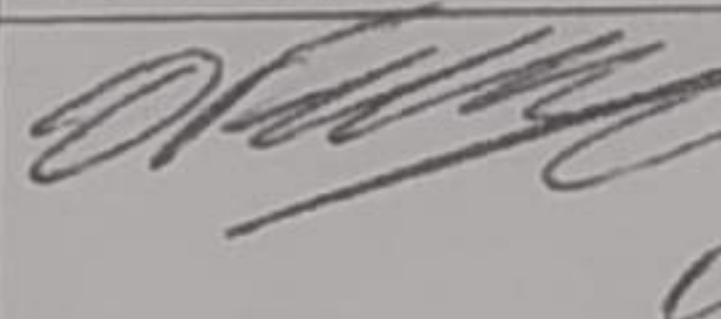
4 Результати досліджень та їх аналіз

5 Ефективність використання дизельного палива з протизадирною присадкою та рекомендації щодо її застосування

2024/12/24 12:49

5. Перелік ілюстративного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
- 1-3 Тема, мета та завдання дослідження
 - 4 Загальні відомості про СТО «Мілана»
 - 5 Розподіл відмов системи живлення дизельних ДВЗ
 - 6 Діаграма ймовірності відмов паливної апаратури ДВЗ
 - 7 Діаграма відмов елементів ПНВТ та форсунок
 - 8-9 Обґрунтування показника працездатного стану плунжерної пари ПНВТ
 - 10 Результати дослідження експлуатаційних властивостей моторного палива
 - 11 Графік залежності зміни щільності дизельного палива від температури
 - 12 Результати порівняльних ресурсних випробувань плунжерних пар паливного насоса високого тиску
 - 13 Результати випробувань плунжерних пар паливного насоса високого тиску
 - 14 Висновки

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ/підрозділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розв'язання основної задачі	Борисюк Д.В., доцент кафедри АТМ	 18.09.24	 06.12.24
Визначення ефективності запропонованих рішень	Огневий В.О., доцент кафедри АТМ	 18.11.24	 01.12.24

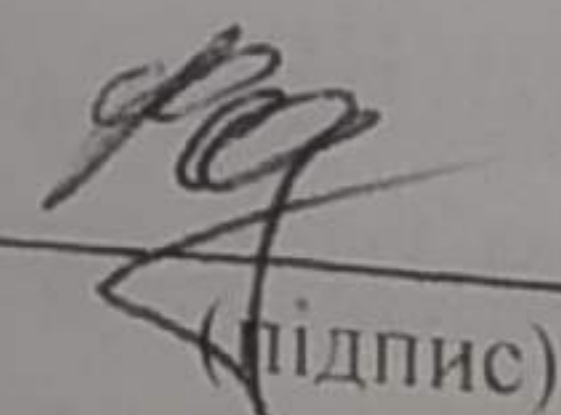
7. Дата видачі завдання «18» вересня 2024 р.

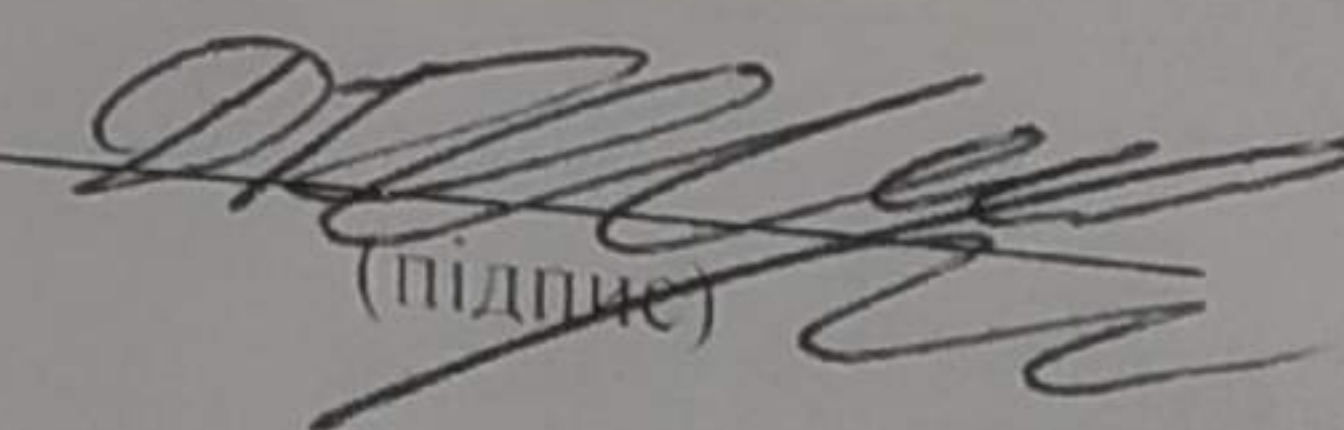
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення об'єкту та предмету дослідження	18.09-22.09.2024	викон.
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	23.09-20.10.2024	викон.
3	Обґрунтування методів досліджень	23.09-20.10.2024	викон.
4	Розв'язання поставлених задач	21.10-03.11.2024	викон.
5	Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	04.11-17.11.2024	викон.
6	Виконання розділу/підрозділу «Визначення ефективності запропонованих рішень»	18.11-01.12.2024	викон.
7	Нормоконтроль МКР	02.12-06.12.2024	викон.
8	Попередній захист МКР	09.12-11.12.2024	викон.
9	Рецензування МКР	12.12-16.12.2024	викон.
10	Захист МКР	17.12.2024-20.12.2024	викон.

Здобувач

Керівник роботи


(підпис)


(підпис)

Фросталь В.Є.

Борисюк Д.В.

2024/12/24 12:50

АНОТАЦІЯ

УДК 621.1

Фросталь В.С. Відновлення роботоздатного стану паливних насосів високого тиску дизельних двигунів в умовах станції технічного обслуговування «Мілана» місто Вінниця. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 274 – Автомобільний транспорт, освітня програма – Автомобільний транспорт. Вінниця: ВНТУ, 2024. 91 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 52 назви; рис.: 55; табл.: 5.

В магістерській кваліфікаційній роботі пророблено питання забезпечення працездатного стану плунжерних пар паливного насоса високого тиску з використанням протизадирної присадки на основі етилентригліцерину та гідроксиду водню в дизельному паливі.

У першому розділі наведено аналіз літератури щодо забезпечення працездатного стану плунжерних пар паливного насоса високого тиску при використанні дизельного палива та присадок до нього, та їх вплив на технічний стан деталей дизельної паливної апаратури.

У другому розділі наведено математичну модель визначення зазору в плунжерній парі та обґрунтування показника працездатного стану плунжерної пари.

У третьому розділі представлена програма та методика дослідження.

У четвертому розділі представлені результати досліджень та їх аналіз.

У п'ятому розділі проведено розрахунок річного економічного ефекту при застосуванні моторного дизельного палива з протизадірною присадкою.

Графічна частина складається з 14 слайдів.

Ключові слова: дослідження, технічний стан, двигун, паливний насос, плунжерна пара, несправності, інтенсивність зношування, математична модель.

ABSTRACT

UDC 621.1

Frostal V.E. Restoration of the operational condition of high-pressure fuel pumps of diesel engines in the conditions of the technical service station "Milana", Vinnytsia. Master's thesis on the specialty 274 – Motor transport, educational program – Motor transport. Vinnytsia: VNTU, 2024. 91 p.

In Ukrainian language. Bibliography: 52 titles; Fig.: 55; table: 5.

The master's qualification work deals with the issue of ensuring the operational condition of the plunger pairs of a high-pressure fuel pump using an anti-seize additive based on ethylenetriglycerin and hydrogen hydroxide in diesel fuel.

The first section provides an analysis of the literature on ensuring the operational condition of the plunger pairs of a high-pressure fuel pump when using diesel fuel and additives to it, and their impact on the technical condition of diesel fuel equipment parts.

The second section provides a mathematical model for determining the clearance in the plunger pair and substantiating the indicator of the operational condition of the plunger pair.

The third section presents the research program and methodology.

The fourth section presents the research results and their analysis.

The fifth section calculates the annual economic effect when using motor diesel fuel with an anti-seize additive.

The graphic part consists of 14 slides.

Keywords: research, technical condition, engine, fuel pump, plunger pair, malfunctions, wear intensity, mathematical model.

Зміст

Вступ	8
1 НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РОБОТОЗДАТНОГО СТАНУ ПАЛИВНИХ НАСОСІВ ВИСОКОГО ТИСКУ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ В УМОВАХ СТО «МІЛАНА»	11
1.1 Загальні відомості про СТО «Мілана»	11
1.2 Виробнича характеристика СТО «Мілана»	12
1.3 Особливості конструкції системи подачі палива дизельним двигуном.	
Відмови системи живлення дизельного двигуна внутрішнього згорання	13
1.4 Відмови плунжерних пар. Причини їх виникнення	18
1.5 Застосування низькокиплячих вуглеводневих рідин для відновлення та забезпечення працездатного стану дизельної паливної апаратури	42
Висновок	44
2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОГО СТАНУ ПЛУНЖЕРНИХ ПАР ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ	45
2.1 Математична модель визначення зазору у плунжерній парі	45
2.2 Обґрунтування показника працездатного стану плунжерної пари	52
3 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ	55
3.1 Програма досліджень та етапи її виконання	55
3.2 Обґрунтування та вибір компонентів протизадирної присадки в дизельне паливо	57
3.3 Методика дослідження експлуатаційних властивостей дизельного палива з протизадірною присадкою	60
3.4 Методика визначення коефіцієнта тертя в плунжерних парах паливного насоса високого тиску	60
3.5 Методика проведення порівняльних ресурсних випробувань плунжерних пар паливного насоса високого тиску	61
3.6 Методика визначення гідравлічної щільності плунжерних пар паливного насоса високого тиску	62

3.7 Огляд приладів та обладнання	63
3.8 Методика проведення моторних випробувань	66
4 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ	68
4.1 Результати дослідження експлуатаційних властивостей моторного палива	68
4.2 Результати порівняльних стендових ресурсних випробувань плунжерних пар паливного насоса високого тиску	70
4.3 Результати дослідження гідрощільності плунжерних пар паливного насоса високого тиску	75
4.4 Результати моторних випробувань плунжерних пар паливного насоса високого тиску	77
4.5 Результати випробувань плунжерних пар паливного насоса високого тиску	78
5 ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА З ПРОТИЗАДИРНОЮ ПРИСАДКОЮ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ЇЇ ЗАСТОСУВАННЯ	81
5.1 Економічна оцінка застосування протизадірної присадки в дизельному паливі	81
5.2 Рекомендації щодо застосування протизадірної присадки в дизельному паливі	83
ВИСНОВОК	85
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	86
Додаток А (обов'язковий). РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ	92
Додаток Б (обов'язковий). ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ	96
Додаток В (обов'язковий). ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ	111

Вступ

Актуальність теми дослідження. Основним видом моторного палива, що застосовується в сучасних двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) є дизельне паливо. У ДВЗ моторне паливо не лише є джерелом теплової енергії, воно виконує низку інших функцій, які мають пряме відношення до забезпечення довговічності та економічності двигуна. Зокрема, моторне паливо в дизельній паливній апаратурі використовується як робоча рідина, і як змащувальне середовище для пар тертя паливної апаратури і т. д. Недостатня мастильна здатність дизельного палива є причиною відмови робочих елементів дизельної паливної апаратури ДВЗ, а саме насосів високого тиску (ПНВТ). На відмови плунжерних пар ПНВТ припадає від 20 до 35% всіх відмов двигуна. Відмова плунжерних пар відбувається внаслідок зносу, задирання та схоплювання матеріалів деталей прецизійних пар.

Одним із напрямів забезпечення працездатного стану та ресурсу плунжерних пар дизельної апаратури є застосування протизадиірної присадки в дизельне паливо. Нині такі присадки у дизельному паливі не використовуються. Проте, у вітчизняній та зарубіжній літературі відсутні відомості про хімотологічний склад протизадиірної присадки. У зв'язку з цим у роботі пропонується використання протизадиірної присадки на основі етилентригліцерину гідроксид водню. Така присадка складається з змащувального компонента, окислювача і стабілізатора горіння палива. Застосування протизадиірної присадки сприяє адсорбуванню граничних плівок на поверхнях тертя прецизійних пар. Протизадиірна присадка до дизельного палива, що складається з полярних молекул ланцюгової будови, має високу міцність на стиск, пружність і за наявності нормального тиску забезпечує можливість ковзання в результаті зсуву по площинах, утвореними кінцевими групами молекул. Міцність структурованої плівки зростає зі збільшенням тиску, що сприяє запобіганню контакту поверхонь тертя.

Компоненти присадки мають як високу змащувальну здатність, так і здатність до збільшення енергетичної здатності дизельного палива.

Дана робота, спрямована на забезпечення працездатного стану плунжерних пар паливного насоса високого тиску застосуванням протизадиірної присадки у ди-

зельне паливо, є актуальною.

Наукова гіпотеза: використання низькокиплячих вуглеводневих рідин сприяє зміні умов тертя прецизійних пар та їх відновленню, що зрештою призводить до зміни показника працездатного стану.

Ступінь розробленості теми дослідження. Протизадирні присадки затребувані практично у всіх галузях, де працює важке обладнання та машини: у важкій промисловості, металургії та металообробці, верстатобудуванні, авіа- та суднобудуванні, автомобільному виробництві, будівництві, енергетиці. Разом з тим, розробка та застосування даного виду присадок в енергозасобах є обмеженою через їхню відносну дорожнечу, а недостатність повного наукового дослідження проблеми не сприяє широкому використанню протизадирних присадок в двигунах.

Наведені вище аргументи дають підстави щодо наукових досліджень по оцінці впливу протизадирної присадки на працездатність ПНВТ і основі отриманої інформації розробки виробничих рекомендацій.

Мета дослідження: забезпечити відновлення та працездатний стан плунжерних пар паливного насоса високого тиску з використанням протизадирної присадки на основі етилентригліцерину та гідроксиду водню в дизельному паливі в умовах СТО «Мілана».

Завдання дослідження:

1. Провести аналіз виробничої діяльності СТО «Мілана».
2. Обґрунтувати вибір та компонентний склад протизадирної присадки у товарне літнє дизельне паливо.
3. Обґрунтувати показник працездатного стану плунжерної пари паливного насоса високого тиску з урахуванням експлуатаційних властивостей товарного дизельного літнього палива з протизадирною присадкою.
4. Виявити залежність між експлуатаційними властивостями товарного літнього дизельного палива із протизадирною присадкою та показником працездатного стану плунжерної пари паливного насоса високого тиску.
5. Провести порівняльні випробування плунжерних пар на товарному літньому дизельному паливі з протизадирною присадкою.

Об'єкт дослідження: процес відновлення та зміни працездатного стану плунжерних пар паливного насоса високого тиску з додаванням протизадирної присадки в товарне літнє дизельне паливо.

Предмет дослідження: залежності та закономірності, що визначають працездатний стан плунжерних пар паливного насоса високого тиску з застосуванням протизадирної присадки в товарне літнє дизельне паливо.

Наукова новизна:

- функціональна модель показника працездатного стану плунжерної пари з урахуванням експлуатаційних властивостей літнього дизельного палива з протизадирною присадкою;
- результати досліджень з урахуванням експлуатаційних властивостей літнього дизельного палива з протизадирною присадкою;
- результати випробувань плунжерних пар паливних насосів високого тиску при використанні літнього дизельного палива з протизадирною присадкою.

Практична значимість: використання літнього дизельного палива із протизадирною присадкою дозволяє збільшити ресурс плунжерних пар ПНВТ з 1230 до 2214 годин; розроблені рекомендації щодо використання палива для дизельних двигунів; отримані результати щодо підбору компонентного складу присадки в дизельне паливо; розроблені рекомендації щодо застосування протизадирної присадки у дизельне паливо.

Методологія та методи дослідження:

- використано чисельні методи для розрахунку компонентного складу присадки у дизельне паливо та показника працездатного стану плунжерних пар;
- застосовано статистичний та регресійний аналіз для обробки даних.

Апробація результатів. Основні положення роботи були представлені на XVII-й міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 21-23 жовтня 2024 року у ДУ «Житомирська політехніка» (м. Житомир).

Структура та обсяг роботи. Дана дипломна робота складається з вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків.

1 НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РОБОТОЗДАТНОГО СТАНУ ПАЛИВНИХ НАСОСІВ ВИСОКОГО ТИСКУ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ В УМОВАХ СТО «МІЛАНА»

1.1 Загальні відомості про СТО «Мілана»

СТО «Мілана» на сьогодні є передовим і найбільш відвідуваним місцем, де можна вирішити всі проблеми, що виникли у власників автомобілів (рис. 1.1).



Рисунок 1.1 – Виробнича база СТО «Мілана»

Із завданням відновлення автомобіля до рівня, який він мав, зійшовши з конвеєра заводу-виробника, в змозі впоратися не кожне СТО.

Такий рівень технічного обслуговування може запропонувати лише СТО, що має висококваліфікованих фахівців, професійне обладнання з відповідними запчастинами і, нерідко, навіть власне виробництво.

Сервісний комплекс СТО «Мілана» об'єднує в собі ремонтну майстерню та пости ТО в м. Вінниця, шинний центр, магазин автозапчастин.



Рисунок 1.2 – Розташування виробничих підрозділів СТО «Мілана»

СТО «Мілана» розташоване у м. Вінниця (рис. 1.2), 2-й провулок Юності, 1б.

1.2 Виробнича характеристика СТО «Мілана»

В автомайстерні СТО «Мілана» використовують все необхідне діагностичне обладнання для роботи з багатьма марками автомобілів американського, європейського, азіатського і російського виробництва. Спеціальні сканери і тестери дозволяють провести діагностику виконавчих механізмів і блоків управління, двигунів, ходової частини і різних систем бензинових і дизельних автомобілів. Крім того, автосервіс в своєму розпорядженні має унікальний прилад для перевірки та регулювання розвалу-сходження – електронний стенд нового покоління «Geoliner 550 prism» від компанії «Hofmann», який використовує просторову 3D-технологію. Прилад є передовою розробкою в області регулювання колісної бази і розпізнає параметри понад 360 світових автомобільних марок. В Україні таких стендів тільки вісім. Давачі приладу, які встановлюються на задні колеса автомобіля, використовують систему «bluetooth» для обміну інформацією між собою і для зв'язку з базою, що дозволяє мобільно проводити вимірювання без переміщення основної стійки. Стенд високоточний, не вимагає додаткового калібрування і дає мінімальну похибку. З цим обладнанням СТО може обслуговувати навіть комерційний автотранспорт вагою до

7,5 т.

Склад СТО «Мілана» має великий запас запчастин до багатьох марок сучасних автомобілів. Якщо необхідна деталь тимчасово відсутня, її можна замовити за комп'ютерними каталогами виробників, подібно до того як відбувається в дилерському центрі – запчастини підбираються під конкретний автомобіль по VIN-коду. Якщо запчастина відсутня в Україні, то доставка замовлених деталей з Німеччини здійснюється дуже швидко – протягом 5 днів.

За якість шиномонтажних робіт відповідає обладнання італійської фірми «ТЕСО» і висококваліфікований персонал, частина якого пройшла навчання в Німеччині, а також в Києві на семінарах компанії «ТіДіСі» (вантажні шини). Тут ремонтують пошкодження шин всіх типів транспортних засобів, в тому числі сільськогосподарської техніки, кар'єрної техніки і спецтехніки. Для цього виду робіт, який здійснюють далеко не всі шиномонтажні центри, встановлений верстат, що дозволяє працювати з колесами діаметром до 2,5 м. Також в майстерні відбалансують колесо будь-якого типу, зроблять нарізку протектора і рихтування сталевих дисків.

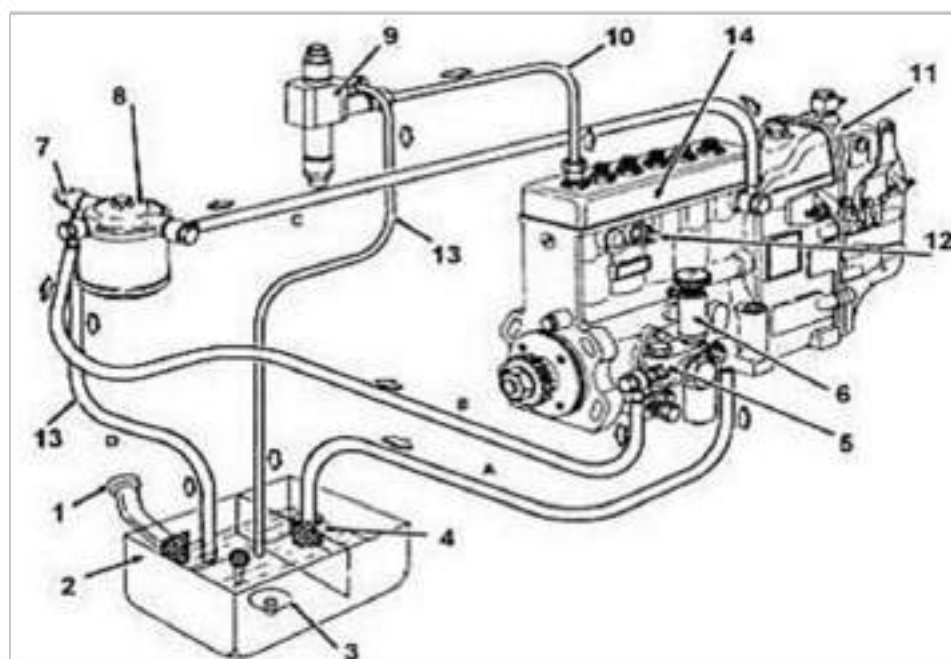
Фахівці відділу продажів запасних частин СТО «Мілана» надають консультації по будь-якому питанню підбору і постачання запчастин. На сьогоднішній день в наявності є запчастини для вітчизняних автомобілів та «іномарок». Це дозволяє значно скоротити час доставки запчастин необхідних для ремонту автомобілів, але якщо потрібна заміна деталі, яка відсутня на складі, тоді менеджери можуть організувати поставку потрібної запчастини в максимально стислі терміни навіть з Європи і Америки.

1.3 Особливості конструкції системи подачі палива дизельним двигуном. Відмови системи живлення дизельного двигуна внутрішнього згоряння

Основу парку мобільних енергетичних засобів становлять транспортні засоби, оснащені дизельним двигуном внутрішнього згоряння (ДВЗ). Однією з обов'язкових систем такого двигуна є система живлення.

Система живлення дизельного двигуна включає кілька самостійних агрегатів

та елементів, об'єднаних паливопроводами. Сучасна система складається з: паливного бака, паливопроводів, фільтрів грубого та тонкого очищення палива, ПНВТ із всережимним регулятором, форсунками (рис. 1.3).



1 – заливна горловина; 2 – паливний бак; 3 – відстійник із зливною пробкою; 4 – паливозабірник із сітчастим фільтром; 5 – паливопідкачувальний насос; 6 – ручний насос; 7 – перепускний клапан; 8 – фільтр тонкого очищення; 9 – форсунка; 10 – нагнітальний паливопровід; 11 – автоматичний регулятор; 12 – пробка для видалення повітря; 13 – зливальний паливопровід; 14 – паливний насос високого тиску; 15 – фільтр грубої очистки

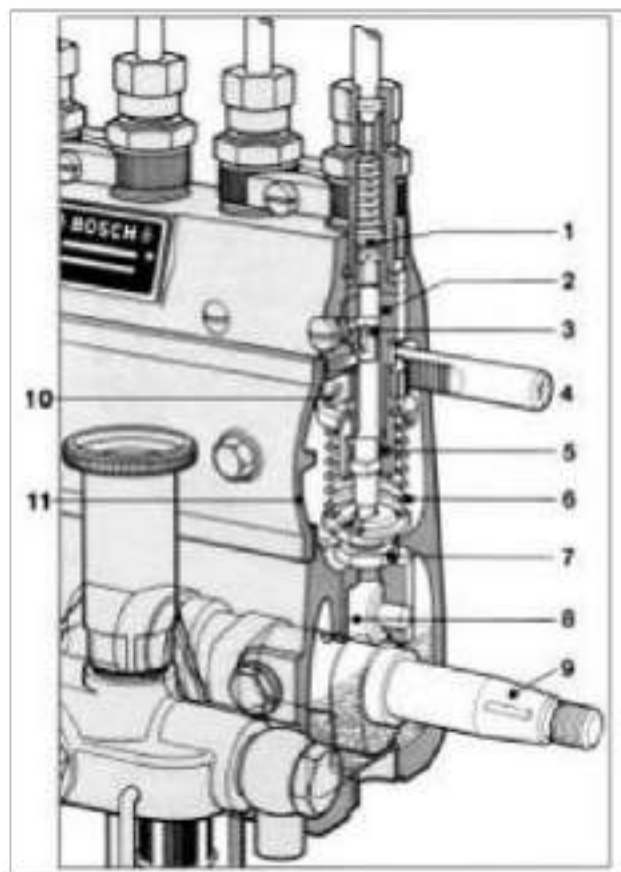
Рисунок 1.3 – Структурна схема системи живлення дизельного двигуна

Основним агрегатом системи живлення паливом дизельного ДВЗ є паливний насос високого тиску з всережимним регулятором [2].

Паливний бак – ємність із необхідним запасом палива. Фільтри грубої та тонкої очистки призначені для відділення та фільтрації механічних частинок, та відділення колоїдної води, що надходять з паливом. Фільтри грубого та тонкого очищення дозволяють забезпечити тонкість відсіву домішок дисперсності фракцій від 3 до 15 мкм з повнотою 90-98 %.

Паливний насос призначений для своєчасної та необхідної подачі порції палива в циліндри ДВЗ.

У конструктивному виконанні ПНВТ виконані: рядні (АТН, 4ТН, ЯМЗ), V-подібні (КАМАЗ), розподільний тип (НД, VE 4/9). Конструктивну схему ПНВТ представлено на рис 1.4.



1 – нагнітальний клапан; 2 – втулка плунжера; 3 – плунжер; 4 – рейка; 5 – поворотна втулка; 6 – пружина плунжера; 7 – регулювальний болт; 8 – роликівий штовхач; 9 – кулачковий вал; 10 – регулювальний люк; 11 – зубчастий хомут

Рисунок 1.4 – Конструктивна схема ПНВТ рядного типу

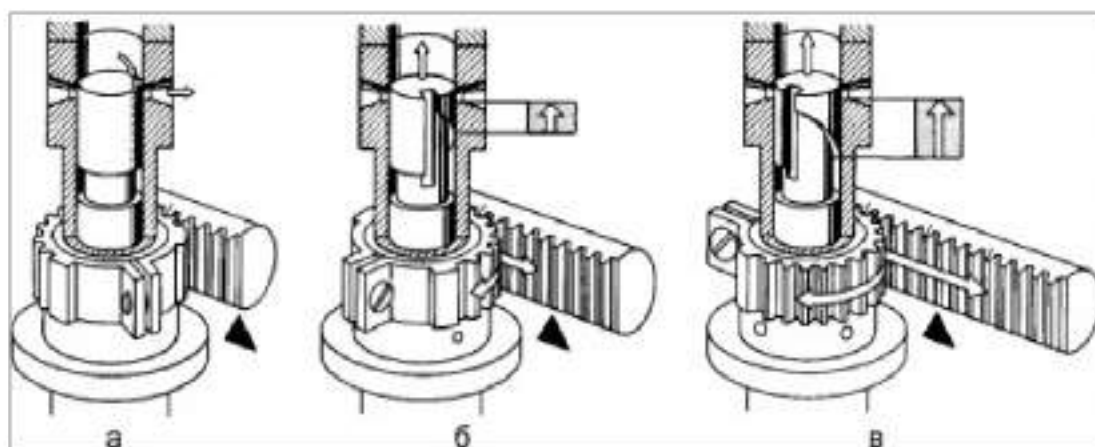
У конструкції сучасних ПНВТ для створення необхідного тиску використовують принцип золотникового нагнітального елемента (плунжера) з перекриттям внутрішніх порожнин на ділянках ходу плунжера (рис 1.5).

Розподіл відмов за міжремонтний період системи живлення дизельного ДВЗ наведено на рис. 1.6.

Аналіз даних діаграми свідчить, що більшість відмов припадає на плунжерну пару і становить 32%.

Узагальнення даних про працездатний стан ремонтного фонду показало, що з 30 до 48 % ПНВТ вимагають проведення капітального ремонту під час штатної експлуатації.

У таблиці 1.1 наведено витрати на капітальний ремонт ПНВТ (з прикладу ПНВТ ЯМЗ).



а – нульова подача; б – проміжна; в – найбільша подача

Рисунок 1.5 – Принцип золотникового регулювання циклової подачі

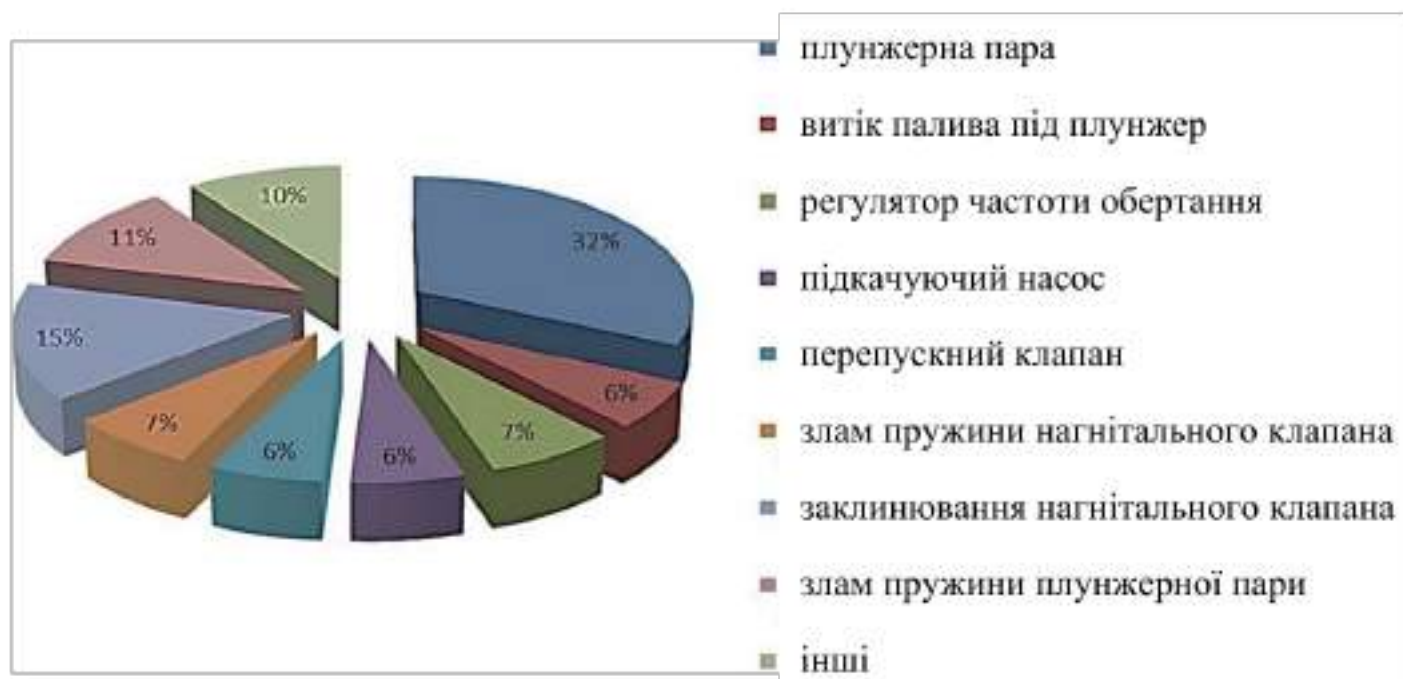
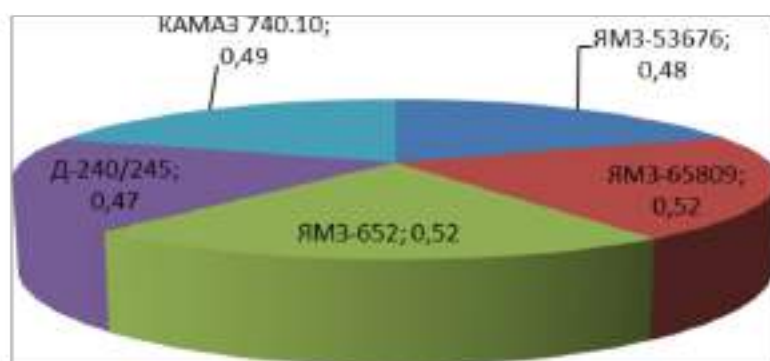
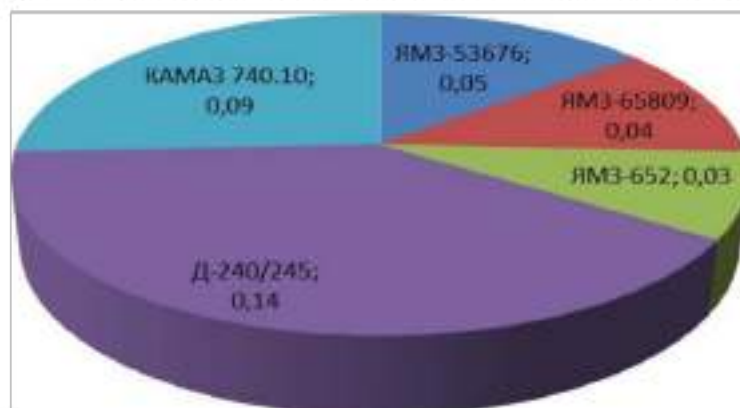


Рисунок 1.6 – Розподіл відмов системи живлення

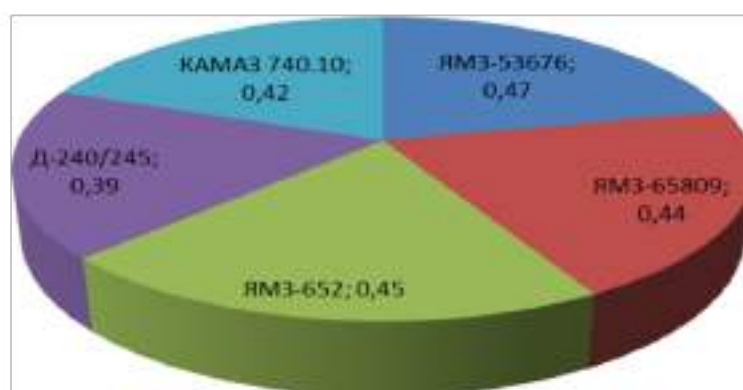
У дослідженнях [5, 8] наведено дані, що характеризують розподіл відмов елементів ТНВД (рис. 1.7 та рис. 1.8).



а – дослідна ймовірність появи відмов паливної апаратури за марками ДВЗ, $P_1(t)$



б – дослідна ймовірність проведення технічного обслуговування паливної апаратури за марками ДВЗ, $P_2(t)$



в – дослідна ймовірність проведення ремонту ПНВТ за марками ДВЗ, $P_3(t)$

$$P(t) = P_1(t) + P_2(t) + P_3(t)$$

Рисунок 1.7 – Можливість появи відмов насосів паливної апаратури

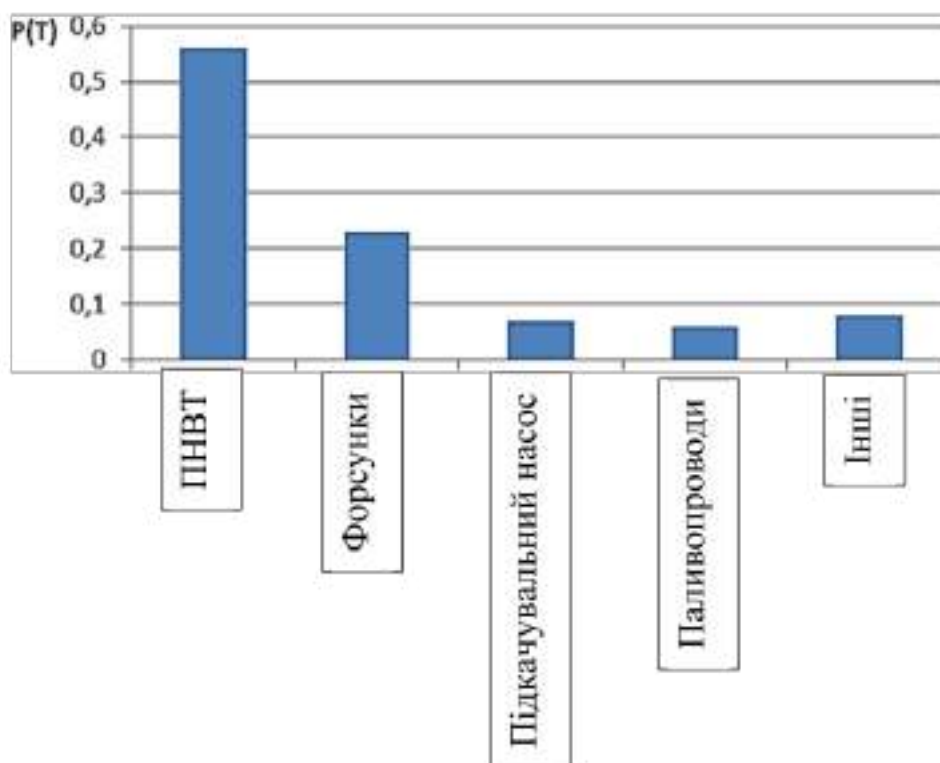


Рисунок 1.8 – Діаграма ймовірності відмов паливної апаратури ДВЗ

Таблиця 1.1 – Орієнтовні витрати на капітальний ремонт ПНВТ ЯМЗ

Найменування параметра (операції)	Трудомісткість, люд-год.	Витрати, грн
Монтаж/демонтаж	1,05	4620
Розбирання/складання	1,43	18000
Ремонт	16	6050
Вартість запасних частин	-	20000
Обкатка	1,2	7000
Ринкова вартість нового насоса 40000 грн.		

1.4 Відмови плунжерних пар. Причини їх виникнення

З практики експлуатації дизельної паливної апаратури відомо, що відмови плунжерних пар становлять близько 65...80% усіх відмов ПНВТ (залежно від марки ПНВТ). Розподіл за видами відмов (зносів) подано на рис. 1.9.

Відмов плунжерних пар, в основному обумовлені, природним механічним зносом матеріалів поверхонь плунжерних пар.



Рисунок 1.9 – Розподіл відмов деталей та вузлів паливної апаратури ДВЗ

Причиною механічного зносу матеріалів плунжерної пари є металевий контакт, що виникає в результаті контактної тиску між деталями і є наслідком витіснення із зазору рідини (а саме дизельного палива). Причому величина контактної напруги підпорядковується закону Герца, і збільшується залежно від переміщення плунжера відповідно до закону руху кулачка розподільчого валу (закон руху плунжера) (рис. 1.10).

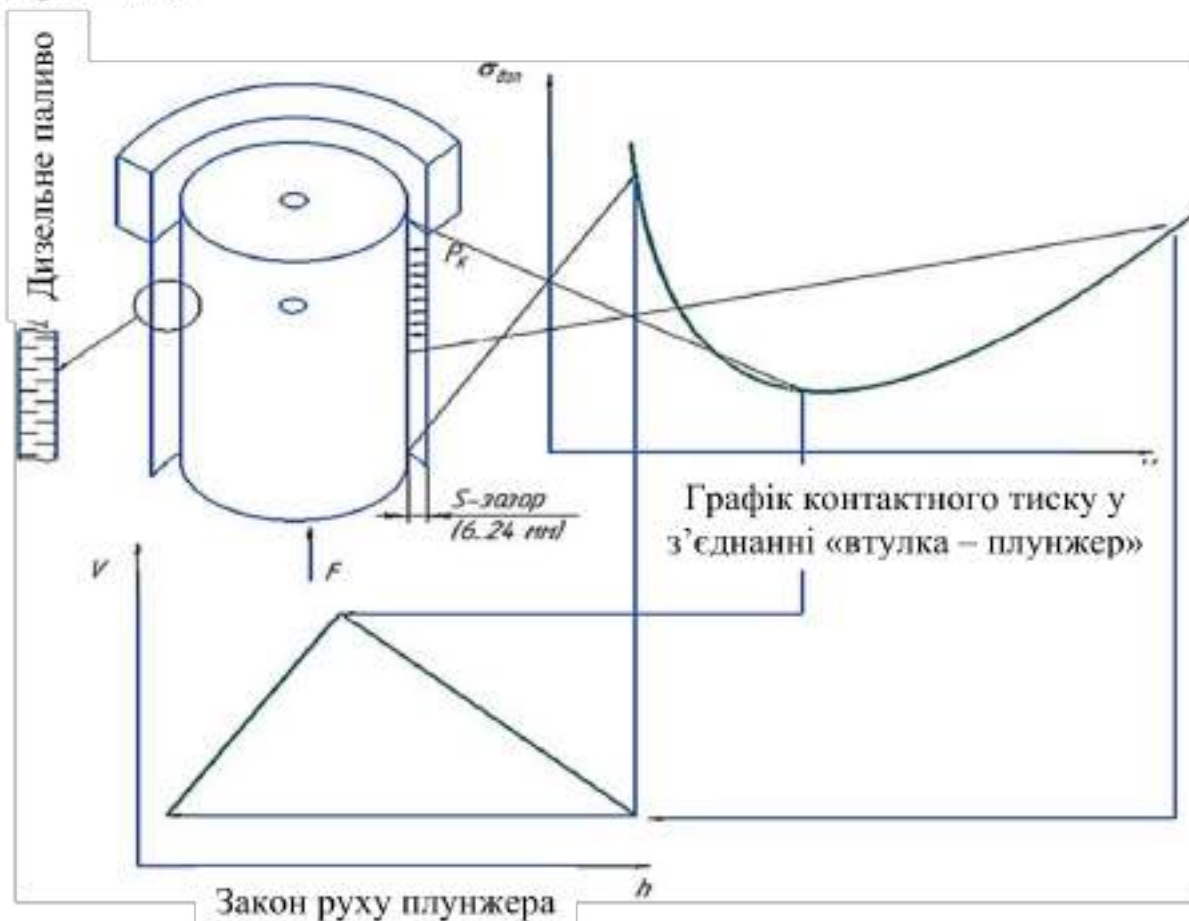


Рисунок 1.10 – Схема контактної тиску у з'єднанні «втулка – плунжер»

Численними дослідженнями встановлено, що паливна апаратура, будучи одним з основних елементів дизеля, у ряді випадків не забезпечує його необхідної надійності в умовах експлуатації та зумовлює 25...30 % всіх відмов двигунів [3, 4].

Ймовірність настання відмови елементів паливної апаратури визначається безліччю чинників, які можна розділити на дві групи: конструктивні та експлуатаційні. До перших відносяться всі фактори, від яких залежить якість виготовлення, збирання вузлів ПА, їх обкатка, а також конструктивні особливості вузлів та агрегатів. До експлуатаційних факторів відносять природно-кліматичні умови, характер та інтенсивність роботи дизеля, методи та кваліфікаційний рівень ТО та ремонту тощо.

Експлуатаційні відмови можуть бути: закономірними, пов'язані з природним зносом деталей та старінням матеріалу; викликані порушеннями правил експлуатації, зокрема: ТО, правил зберігання, транспортування та очищення палива, що призводять до швидкого зношування або заклинювання прецизійних пар тощо.

Одним з основних елементів паливної системи, що визначає її надійність, є паливний насос високого тиску (ПНВТ). За статистикою ремонтних підприємств (рис. 1.11) для вітчизняних ПНВТсерій УТН, ТН, НД найбільш характерними є відмови II групи складності, що усуваються ремонтом або заміною легкодоступних вузлів та агрегатів або їх деталей (відповідно 52 %, 56 % та 48 % від загальної кількості відмов).

У ПНВТ сімейства КамАЗ, на відміну від інших типів, відмови II групи складності зустрічаються рідше. Такі відмови переважно зумовлені втратою працездатності прецизійних елементів. Для ПНВТ сімейства КамАЗ характерні відмови I групи складності (70 %), що усуваються ремонтом або заміною деталей, розташованих зовні вузлів та агрегатів (форсунка, паливний насос низького тиску тощо). Відмови III групи складності, що усуваються при повному розбиранні, більше зустрічаються в ТНВД типу УТН і ТН.

Поломка кулачкового валу та підшипників (рис. 1.12) у ПНВТ відбувається, ймовірно, через недостатню жорсткість кулачкового валу. Поелементний аналіз питомих ваг відмов від їх загальної кількості представлений у вигляді діаграми де можна судити про високу частку відмов розпилювачів практично для всіх типів сис-

тем. Частка відмов плунжерних пар найбільш висока в насосах типу УТН, ТН, КДМ, НД.

Проведені дослідження щодо визначення середнього напрацювання у реальних умовах експлуатації показують значне зниження ресурсу насосів.

Як показали дослідження Горбаневського В.С., у переважній більшості випадків погіршення параметрів упорскування палива пов'язане з проблемами тертя та зношування пар тертя паливної апаратури. Деталі пар тертя виготовляються зі сталей, мають високу твердість (близько 60 HRC) та малу шорсткість (R_a до 0,04 мкм для прецизійних та до 0,32 мкм – для точних поверхонь). Діаметральні зазори становлять 1...2 мкм у прецизійних та 10...40 мкм – у точних парах ковзання.

У роботах із забезпечення довговічності сталевих пар тертя паливної апаратури (ПА) за основу прийнято найглибші узагальнюючі роботи, такі, як, наприклад, вітчизняна структурно-енергетична теорія тертя Костецького Б.І.

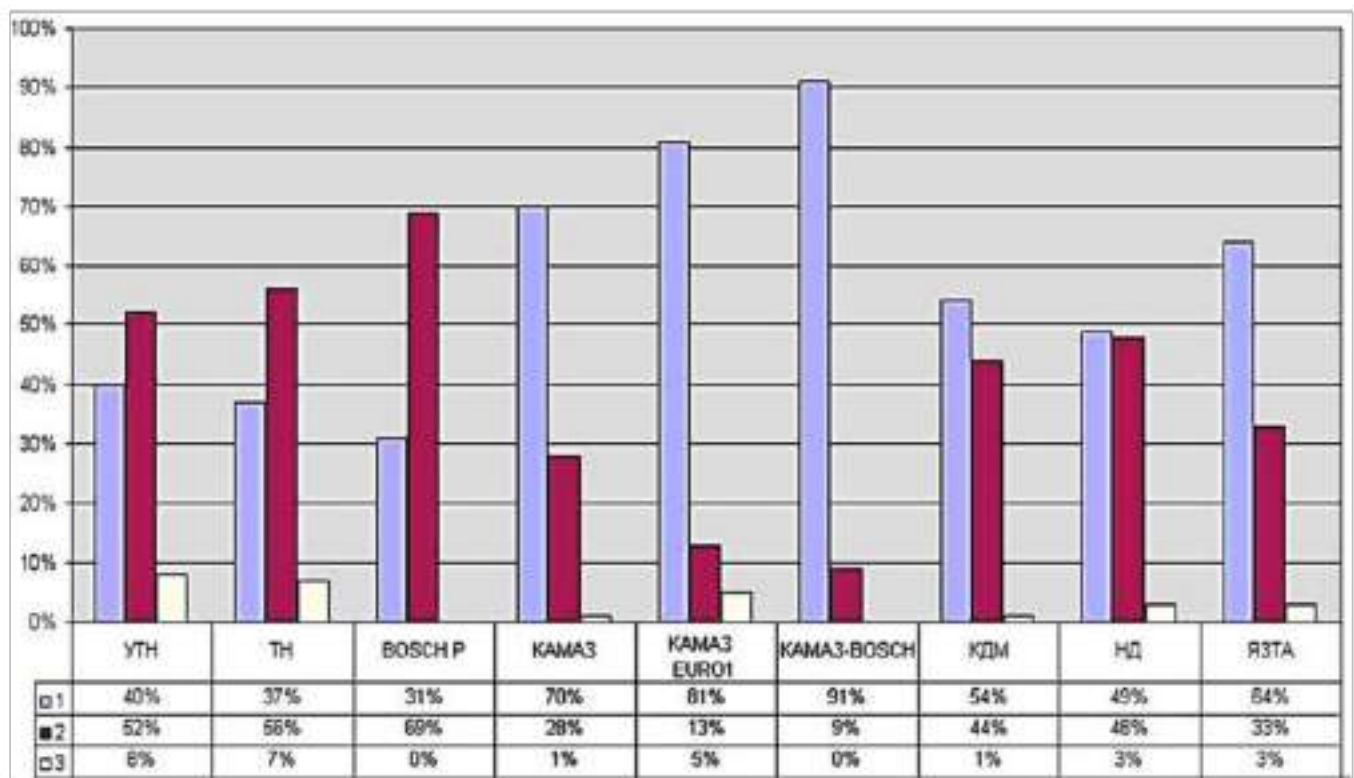


Рисунок 1.11 – Діаграма відмов I, II і III групи складності для поширених серій ПНВТ автотракторних дизелів

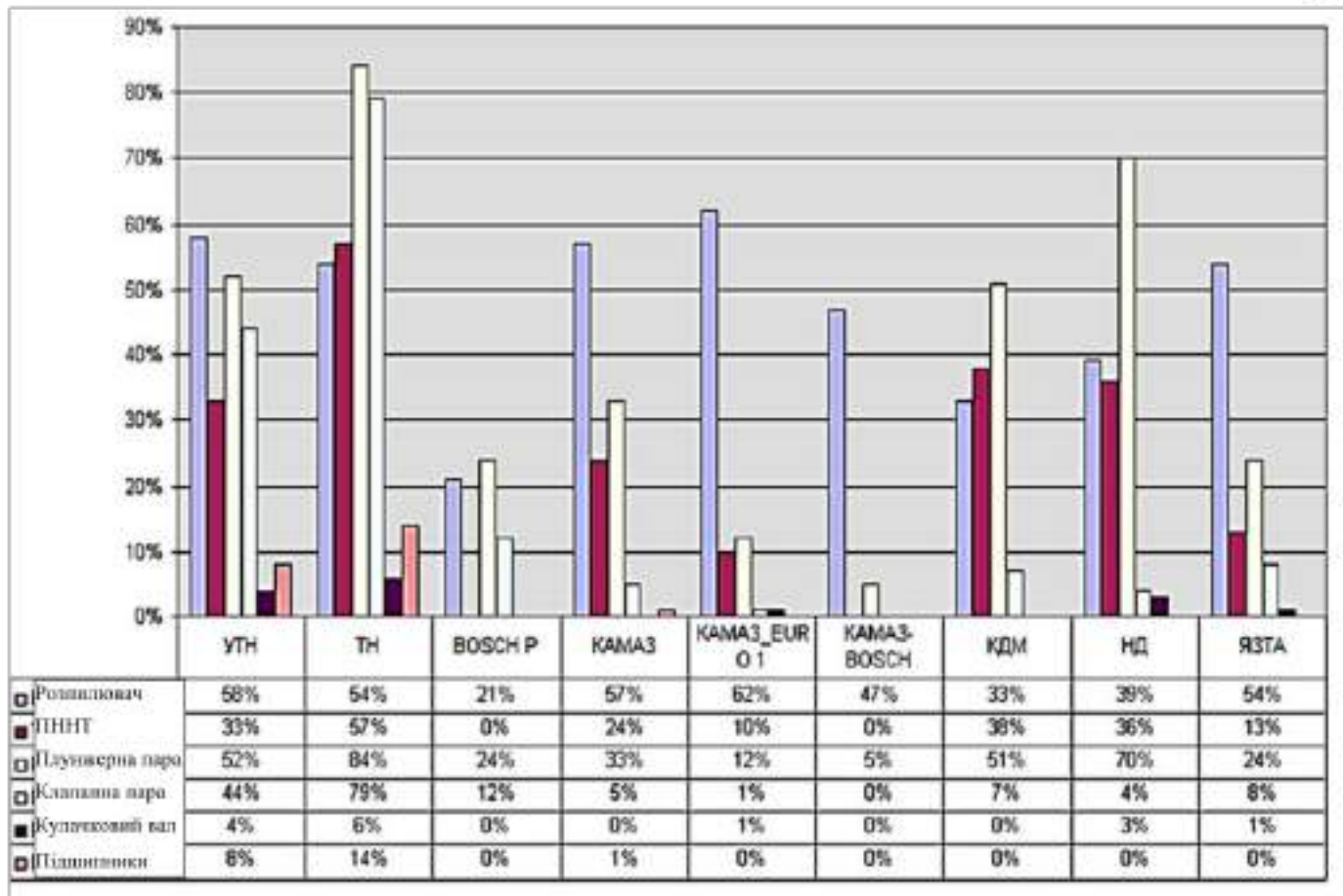


Рисунок 1.12 – Діаграма відмов елементів ПНВТ та форсунок

З багатьох досліджень пар тертя ПА особливий інтерес представляють дані по плунжерним парам. Горбаневським В.Є. та Кисловим В.Г. виявлено, що частіше зношування прецизійної поверхні плунжера (рис. 1.13) спостерігається на головці зі сторони протилежної робочій відсічної спіралі, тобто в зоні, де спостерігається вплив максимальних зусиль (створюються тиском 50...80 МПа) ударного характеру (період наростання тиску) накладається на вплив максимальної (2...4 м/с) швидкості руху плунжера на кожному робочому циклі.

Антіпов В.В., Бахтіяров Н.І., Загородських Б.П. та ін відзначають, що робочі поверхні плунжерів і втулок зношуються абразивними частинками, що містяться в паливі.

Досліджено, що знос плунжерної пари має локальний характер, в районі впускного та випускного вікон (рис. 1.14). Загальна величина зношеної поверхні тертя не перевищує 5%, а характер мікронерівностей на ній вказує на знос від абразивних частинок, які разом з паливом надходять у надплунжерний простір при всмоктуванні

плунжера. При нагнітальному ході частина палива витікає назад у наповнювач, причому по ходу плунжера потік палива дроселюється, що супроводжується зростанням тиску в надплунжерному просторі і різким наростанням швидкостей перетікання.

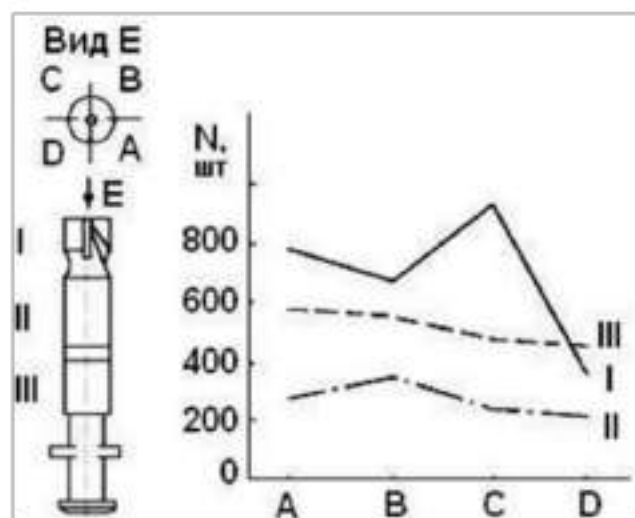


Рисунок 1.13 – Кількість випадків сильного зношування плунжерів насоса НК у різних зонах їх прецизійних поверхонь

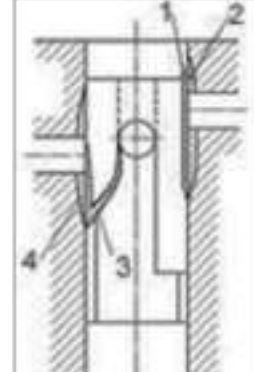
	Місце зношування	Глибина, мкм	Ширина, мм	Довжина, мм
	1	23-25	4,5-5	9,5-10,0
	2	25-27	4,5-5	6-7
	3	18-20	2,5-2,7	4
	4	15-17	-	-

Рисунок 1.14 – Локальний знос плунжерних пар в експлуатації

За наявності в паливі абразивних частинок внаслідок ерозії та кавітації відбувається «розмивання» поверхні втулки, що прилягає до відсікового отвору, та поверхні плунжера поблизу відсічної кромки (рис. 1.15). Крім того, частина палива просочується в зазор між втулкою та плунжером і заносить туди абразивні частинки. Зазор при складанні невеликий і становить 1,5 - 3,5 мкм, але він суттєво збільшується у процесі нагнітання за рахунок розширення втулки, коли тиск палива значно зростає.



Рисунок 1.15 – Зношування плунжера внаслідок попадання абразивних частинок

Розрахунки показали, що розширення втулки можливе на 6 – 7 мкм, отже сумарний зазор у парі може досягати 8 – 10 мкм. Отже, в зазор можуть заноситися частинки до 10 мкм, які після падіння тиску защемлюються між парами, що труться, і викликають зношування.

З [7] випливає, що катастрофічне зношування спостерігається у плунжерних пар, коли розмір абразивних частинок становить 6 - 10 мкм.

Досліди [2] показали, що зміна гідрощільності плунжерних пар при роботі на паливі з різними розмірами забруднення відбувається наступним чином: практично не впливає на зношування забруднення менше 2 мкм, викликає дуже інтенсивне зношування забруднення більше 4 мкм.

Роботи, виконані НТУ, показують наявність зв'язку зношування робочих поверхонь прецизійних пар з деформуванням втулки плунжера. Встановлено, що великі абразивні частинки, що знаходяться у паливі, потрапляють у зазор між плунжером та втулкою внаслідок деформації останньої під час нагнітання палива.

Ресурс прецизійних пар зростає зі зниженням до певних меж їх вихідних зазорів і збільшення гідравлічної щільності. Рациональна межа зниження зазору в парах визначається величиною монтажних та робочих деформацій втулок, а також тонкістю фільтрації палива. У міру зносу пар збільшується їх зазор, і різкий вплив на знос починають більші частинки. Зміна зазору в межах 0,6 ... 2,5 мкм істотно не впливає на швидкість зношування, тому зменшувати далі зазор недоцільно. У розподільчих насосах НД цей зазор варіює не більше 0,6...1,6 мкм.

При малих зазорах в парах особливого значення набуває питання зниження ймовірності зависання плунжера у втулці, що досягається, зокрема, зменшенням монтажних деформацій втулки шляхом зниження зусилля затягування штуцера на-

соса, підвищення жорсткості втулки і вдосконалення її конструкції. Дослідженнями в НТУ встановлено, що при затягуванні натискного штуцера паливного насоса типу ТН з моментом 120 Нм втулка в перерізі нижче вікон деформується на величину до 3 мкм. Ці дані були підтверджені дослідженнями деформації деталей плунжерної пари при складанні насосів УТН-5.

Горбаневський В.Є. та Ващенко О.М. встановили, що при високій якості фільтрації палива (картонні або паперові паливні фільтри затримують до 99,5 % і більше механічних частинок розміром від 2 мкм і більше) абразивний знос не може бути визначальним.

Однак у реальних умовах експлуатації на довговічність роботи деталей, головним чином прецизійних (плунжерна пара, розпилювачі та ін) або важко навантажених (кулачковий вал, ролик штовхача та ін.) великий вплив має чистота і склад (вид) палива, що використовується.

Зокрема, велика частка несправностей деталей розподільних насосів типу VE є наслідком застосування палива неналежної якості. На рис. 1.16 показані сліди зносу осі ролика (а), пальців приводного валу (б) та профілю кулакової шайби (в) внаслідок використання палива неналежної якості з поганими змащувальними властивостями.

Наявність води в паливі призводить до корозії деталей ПНВТ, порушення рухливості або заклинювання плунжера, поломки елементів приводу плунжера та ін. (рис. 1.17).

Використання палив, що містять рапсову олію, FAME - жирні кислотні метилефіри і т.д., призводить до появи відкладень, смолоутворення на деталях і вузлах ПНВТ (рис. 1.18), розпушення та руйнування неметалічних ущільнювачів. У ПНВТ з електронним управлінням такі відкладення можуть викликати зміну характеристик управління процесом паливоподачі та появу численних несправностей дизеля загалом.

Відмова паливних насосів обумовлена зношуванням деталей і, внаслідок чого змінюються основні регульовальні характеристики. Обробка даних при експлуатаційних випробуваннях насосів УТН-5, показала, що 29% всіх відмов припадає на

зношування підшипників кулачкового валу, 12,5% - на порушення герметичності ущільнень, 29,2% - на збільшення нерівномірності розподілу палива та зниження циклової подачі (знос плунжерних пар і нагнітальних клапанів) та 8,5% - на зниження частоти обертання початку дії регулятора [3].

У розподільчих насосах 28 % основних дефектів посідає знос і заїдання плунжерних пар, 15 % - на заїдання і поломку зубів проміжної шестерні.

За даними НУБіП сумарне зношування сполучень деталей у ланцюгу приводу плунжера («вінець – рейка» та «повідець – втулка») за 1000 год роботи в умовах нормальної експлуатації становить 0,124 мм. Майже 30 % цього зносу посідає пара «болт штовхача – плунжер», 24 % - на бігові доріжки підшипників, 28 % - на ролики, вісь і отвір осі штовхача і 9 % - на кулачок вала.



а – ролика та осі ролика; б і г – пальців приводного вала та поверхні; в – профілю кулачкової шайби

Рисунок 1.16 – Зношування деталей розподільних насосів типу VE



а – плунжер; б – привідна хрестоподібна шайба; в – привідний вал; г – пружинний міст

Рисунок 1.17 – Поломка елементів приводу ТНВД типу VE



а



б

в

а – роликів обійма, статор ТПН, грузики регулятора в обіймі, шайба кулачкова, редукційний клапан ТПН; б, в – внутрішні порожнини корпусу та кришки регулятора ПНВТ

Рисунок 1.18 – Відкладення на деталях ПНВТ внаслідок використання палива не належної якості

Заклинювання плунжерних пар є критичним для розподільного типу насосів. Так, зокрема, у насосах типу VE це призводить до руйнування плунжера або пошкодження приводу насоса (див. рис. 1.17). У насосах НД – до поломки зубів проміжної шестерні та ін.

Кулачкова шайба розподільного насоса типу VE з торцевим приводом є ресурсовизначальною. Спостерігається пittingове зношування кулачків (рис. 1.19, а), а також нерівномірний (збільшується від центру радіуса) знос переднього фронту кулачків, який досягає величини 0,5 мм (рис. 1.19, б).

У головок насосів при затягуванні штуцерів без динамометричних ключів часто зриваються різьблення під штуцери. З інших вузлів насосів високого тиску особливої уваги вимагає привід плунжерів.



а - пittingове зношування; б - нерівномірний знос переднього фронту

Рисунок 1.19 – Зношування кулачкової шайби розподільного паливного насоса типу VE

Ресурс насосів у багатьох випадках обмежується зносом деталей саме цього вузла. Оскільки штовхач змащується маслом, що підводиться під тиском від системи мащення двигуна, що значно збільшує ресурс насосів.

У насосах VE і VP з мащенням паливом при використанні неякісного палива або неправильного натягу приводного ремня (у дизелях з пасовою передачею) зношуються приводний вал і його втулки, з'являється зазор між приводним валом, хрестом і кулачковою шайбою, що досягає 0,35 мм. Допустимий радіальний зазор між втулкою і валом становить 0,25 мм.

Через зниження жорсткості пружин механічних регуляторів ПНВТ у процесі експлуатації суттєво зменшуватиметься частота обертання початку його дії. З деталей регулятора, в основному, зношуються: лапки та осі, обойми підшипника, важіль управління, регулювальні болти та ін. Сумарний знос у розмірному ланцюгу механізму регулятора (наведений до рейки насоса) у насоса УТН-5 за 1000 год роботи становить 0,127 мм.

Питоме навантаження при терті істотно впливає на характер і інтенсивність протікання фізичних процесів, що відбуваються в поверхневих шарах металів. Величина питомого навантаження при терті визначає площу фактичного контакту поверхонь, що труться. Зростання питомого навантаження призводить до збільшення глибини шарів металу, що беруть пряму участь у процесах тертя, що сприяє зміні інтенсивності зношування деталей, що труться. При досягненні певних значень питомого навантаження виникають якісні зміни процесів на поверхні тертя та перехід від одних видів зношування до інших.

На рис. 1.20 наводяться експериментальні залежності зношування від навантаження, отримані при швидкості ковзання 1,44 м/с. При збільшенні навантаження знос зростає для усіх випробуваних палив. Більш крутою ця залежність отримана в експериментах з паливом ДП-Л. Значення навантажень, у яких набуває розвитку процес схоплювання, неоднакове для випробуваних палив. При випробуванні палива ДП-А схоплювання розвивається при навантаженні 280 Н, а при випробуванні палива ДП-Л схоплювання спостерігається при навантаженні 170 Н.

Оскільки швидкість ковзання більшості пар, що труться, в реальних умовах роботи паливних агрегатів не перевищує 0,4 м/с (наприклад, для випадку прослизання плунжера по похилій шайбі), то представляло інтерес досліджувати докладніше вплив навантаження на процеси тертя і зношування при швидкостях ковзання такого порядку. Досліджувалися конструкційні сталі в діапазоні навантажень від 100 до 2000 Н, що відповідає максимальним контактним напругам від 83 до 225 мПа. Результати випробувань (рис. 1.21) показують, що зі збільшенням контактної напруги знос зростає для всіх марок сталей. У діапазоні контактних напруг від 83 до 160 мПа необхідною зносостійкістю як у паливі ДП-Л, так і в паливі ДП-А володіє пара тертя

з матеріалів: ХВГ – куля та ШХ15 – диск.

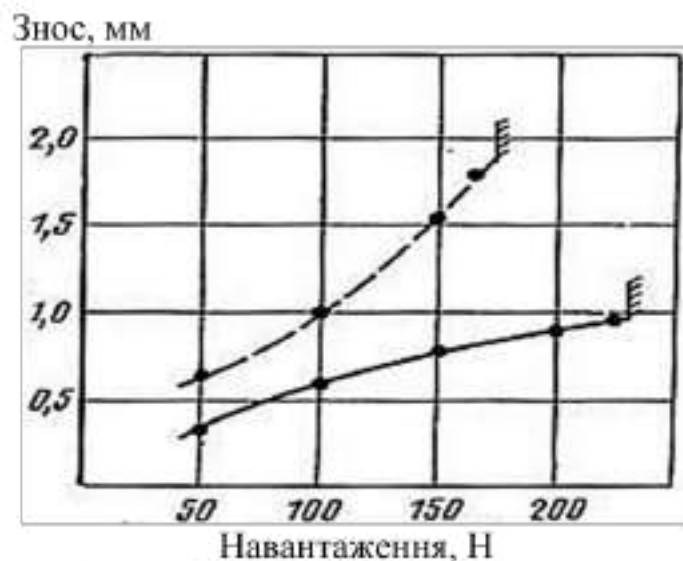


Рисунок 1.20 – Залежність зносу від навантаження на пару тертя
($v_{ск} = 1,44$ м/с і $t = 20$ °C)

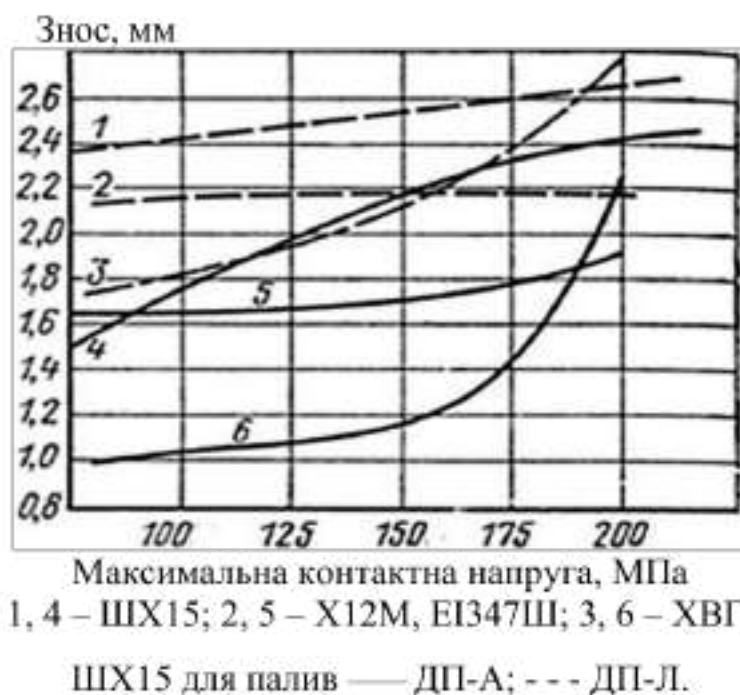


Рисунок 1.21 – Залежність зносу сталей від максимальної контактної напруги при різних поєднаннях матеріалів пар тертя ($v_{ск} = 0,1$ м/с і $t = 60$ °C)

На рис. 1.22 наведено осцилограми сил тертя матеріалів «ХВГ – кулю» та «ШХ15 – диск» при різних навантаженнях для палив ДП-А та ДП-Л. Характерно,

що в період опрацювання (30 - 40 с) величина сил тертя значно більша, ніж у період встановленого процесу. Це свідчить про розвиток процесу захоплювання при великих контактних навантаженнях, які проявляються у початкові моменти тертя. У міру припрацювання та збільшення площі контакту значення питомих тисків знижується, що призводить до виродження процесу захоплювання при всіх прийнятих навантаженнях. Встановлено, що при випробуваннях палива ДП-Л сили тертя та амплітуда їх коливань набагато більші, ніж в експериментах з паливом ДП-А. Це свідчить про здатність палива ДП-А, що має у своєму складі велику кількість хімічно- та поверхнево-активних речовин, утворювати на поверхнях металів при терті захисні (антифракційні) плівки.

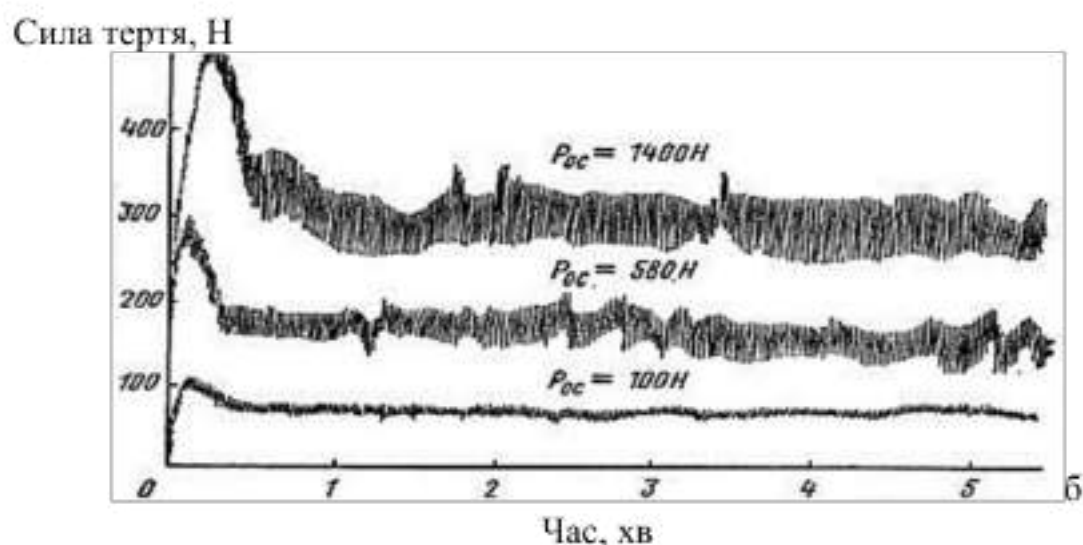
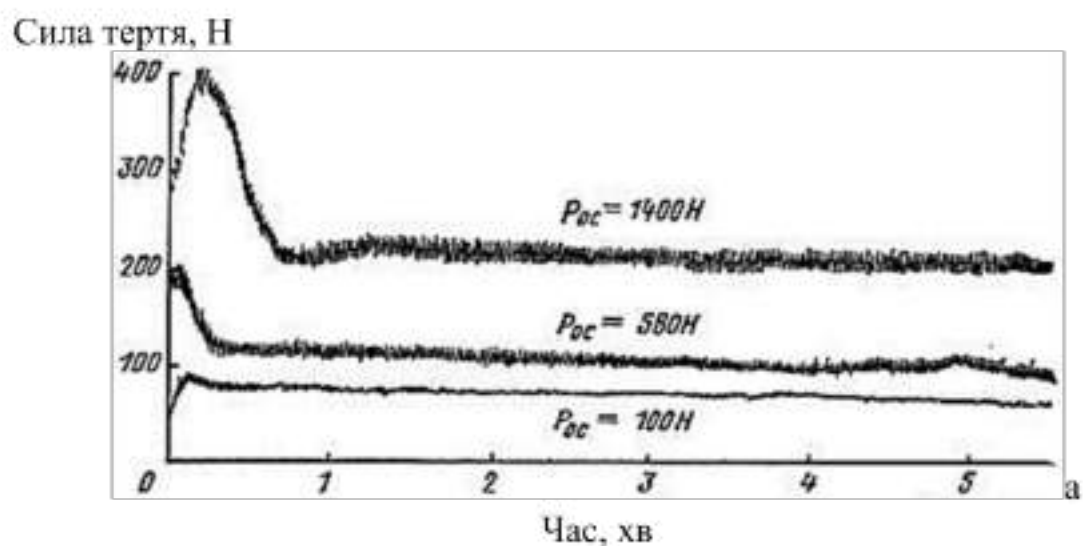


Рисунок 1.22 – Осцилограми сил тертя матеріалів «ХВГ – куля» і «ШХ15 – диск» у паливах ДП-А(а) та ДП-Л(б)

На рис. 1.23 показані осцилограми сил тертя для пари зі сталі ШХ15. Особливістю тут є характер зміни сили тертя у часі при осьовому навантаженні 580 Н ($\sigma_{\max} = 150$ МПа) у разі випробування палив ДП-Л.

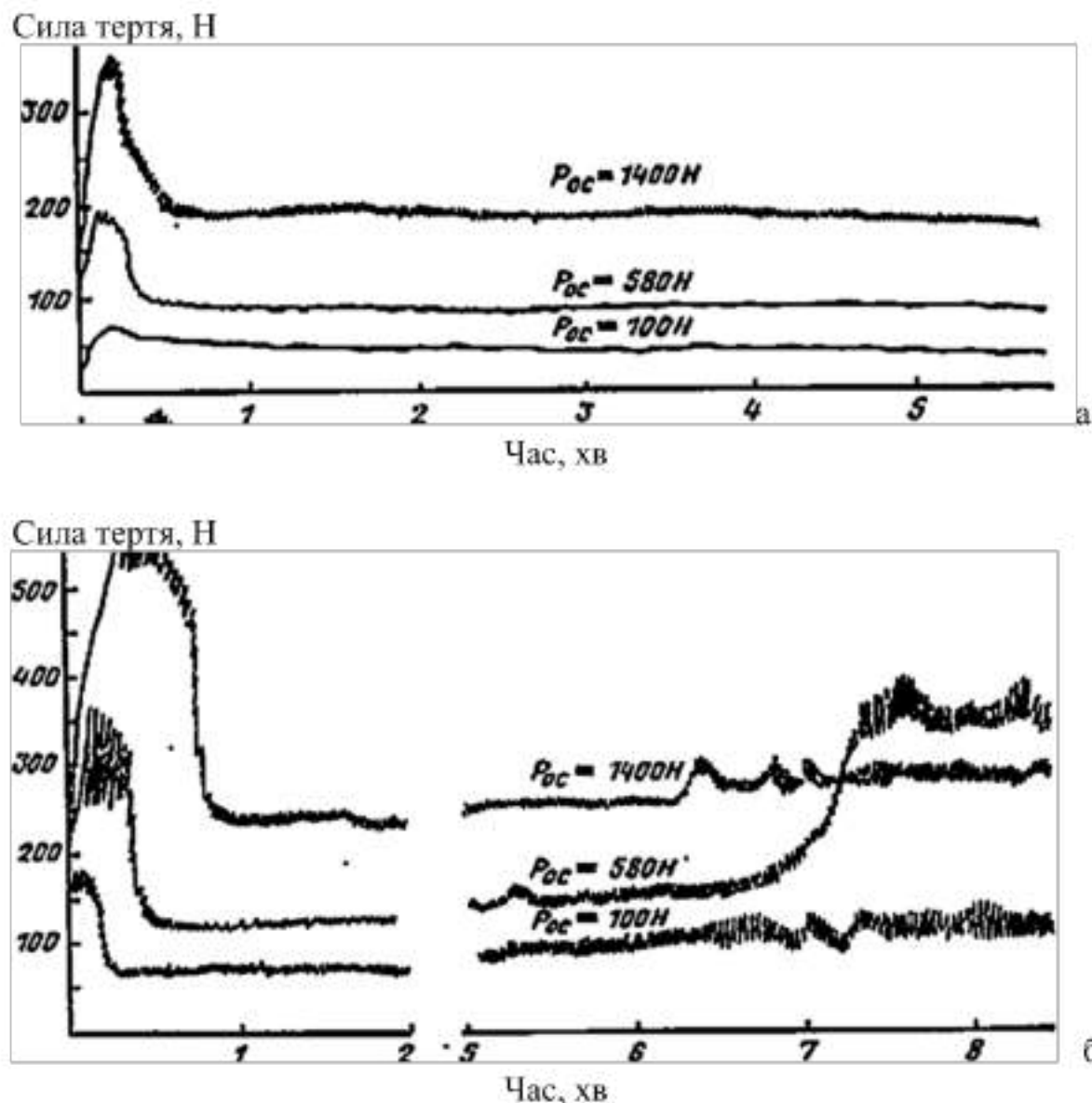
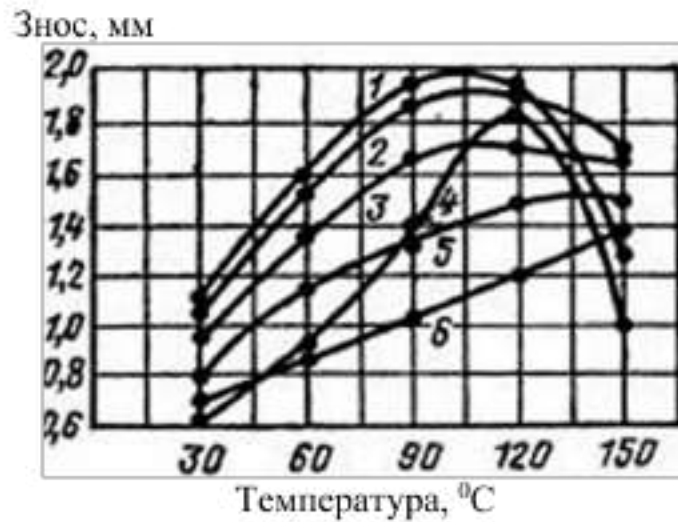


Рисунок 1.23 – Осцилограми сил тертя пари із сталі ШХ15 у паливах ДП-А(а) та ДП-Л(б)

Після закінчення 7 хв експерименту сила тертя значно зростає та зберігає велике значення до кінця дослідів. Подальше збільшення навантаження призводить до зникнення цього явища ($P = 1400$ Н). Отримані дані свідчать про те, що збільшенні навантаження приводить до доформування захисних плівок на поверхнях металів в умовах тертя.

У паливних системах під час експлуатації відбувається нагрівання палива. При підвищенні температури (рис. 1.24) відбувається значна зміна змащувальних властивостей середовища, пов'язана насамперед зі зміною сорбційних процесів, збільшенням швидкості дифузії та окисленням змащувального середовища розчиненим у ній киснем. Температура значно впливає на формування граничних мастильних шарів, що необхідні для реалізації процесу тертя.



1 – ДП-З; 2 – ДП-Л; 3 – ДП-А (зразок 1); 4 – ДП-Л; 5 – ДП-А (зразок 2); 6 – ДП-А

Рисунок 1.24 – Залежність зносу пари із сталі ШХ15 від температури палива для різних палив

Для виявлення ступеня впливу температури на змащувальну здатність палив була проведена серія дослідів пар тертя сталі ШХ15 у діапазоні швидкостей ковзання та навантажень від 1 до 10 м/с (11000 Н) при температурах від 30 до 150 °C. На рис. 1.24 наведено результати випробувань різних палив при осьовому навантаженні 100 Н, швидкості ковзання 1,18 м/с та тривалості випробування 30 хв. Дослідженнями встановлено, що протизносні властивості палив мають негативну динаміку у разі підвищення температури (100-120 °C). Вище цього значення знос для деяких палив різко зменшується, тобто існує температура, коли знос має найбільшу величину.

Такий характер залежності зношування від температури можна пояснити тим, що при підвищенні температури палива зростає активність розчиненого в ньому кисню. Це призводить, з одного боку, до збільшення зносу за рахунок інтенсифікації

окислювальних процесів у поверхнях шарах металів, що труться. З іншого боку, з підвищенням температури відбувається інтенсивне окислення палива розчинени киснем. Обидва ці процеси призводять до зменшення концентрації кисню. До температури палива 100-120 °С переважає процес окислення поверхонь металів і збільшенням зносу матеріалів деталей. Зниження величини зношування при температурах вище 100-120 °С можна пояснити двома причинами:

1) зменшенням концентрації розчиненого в паливах кисню, що призводить до зниження інтенсивності окисних процесів на металевих поверхнях, що труться, і утворення тонких, міцно пов'язаних з основним металом зносостійких окисних плівок;

2) утворенням продуктів окислення, що є поверхнево-активними речовинами, у кількостях, достатніх для захисту металевих поверхонь від зношування.

На рис. 1.25 представлені залежності зносу від температури для палив ДП-А та ДП-Л, отримані при швидкості ковзання 0,2 м/с та навантаженнях 100, 580, 1400 Н.

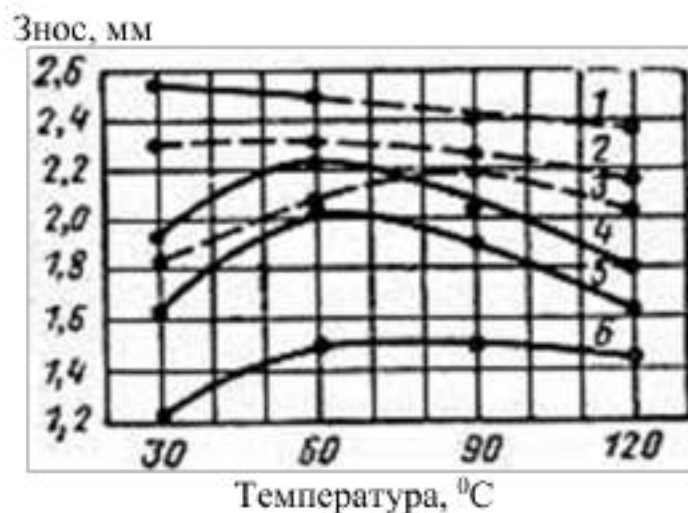


Рисунок 1.25 – Залежність зносу пари із сталі ШХ15 від температури палива при різних осьових навантаженнях: (— для палива ДП-А; - - - для палива ДП-Л; 2, 4 – при $P_{oc} = 1400$ Н; 1, 5 – при $P_{oc} = 580$ Н; 3, 6 – $P_{oc} = 100$ Н)

Отримані залежності мають інший характер, ніж ті, що спостерігалися при помірних режимах тертя. При важких режимах граничного тертя палива ДП-Л зрос-

тання температури сприяє незначному зниженню зносу. Процес тертя при цьому характеризується високими коефіцієнтами тертя (до 0,8) і супроводжується інтенсивним виділенням тепла. На поверхнях тертя спостерігається утворення пухких оксидів металу, чим пояснюються більші значення зношування в паливі ДП-Л при навантаженнях 580 і 1400 Н у всьому досліджуваному діапазоні температури. При осьовому навантаженні 100 Н залежність зносу від температури при швидкості ковзання 0,2 м/с має екстремальний характер, що, як зазначалося вище, типово для помірних умов роботи деталей, що труться. Для палив ДП-А залежність зношування від температури має екстремальний характер. Максимум зносу спостерігається за температури 60 °С. У цьому випадку екстремальний характер залежностей пояснюється відносною легкістю режиму тертя завдяки високим змащувальним властивостям палива ДП-А.

Як свідчать, результати [7, 12] спостережень процесів тертя в рідких середовищах, такі характеристики як знос, сила тертя, критична навантаження залежать від якості та кількості поверхневих плівок, що утворюються в процесі самого тертя. Ці плівки є як продуктами взаємодії компонентів рідкого середовища і металів поверхонь тертя, так і продуктами окисних, деструкційних та інших процесів, що відбуваються на поверхнях тертя або в зоні тертя з компонентами рідкого середовища. Таким чином, характеристики тертя металів залежать від властивостей низькомолекулярної вуглеводневої рідини.

Дослідженню [15, 16, 17] піддавалися як модельні системи, що складаються з індивідуальних вуглеводнів, так і вуглеводні, виділені з товарних палив. При виборі компонентів модельних сумішей керувалися такими міркуваннями:

- обрані компоненти повинні бути, по можливості, синтетичного походження та мати максимальний ступінь очищення;
- вихідні вуглеводневі компоненти повинні відповідати за складом і будовою вуглеводням, що входять до палива.

Для приготування сумішей були обрані вуглеводні:

- а) Н-парафінові: Н-пентадекан та Н-гептан;
- б) ізопарафінові: ізооктан у суміші з ізопарафіновими вуглеводнями, виділе-

ними з алкілату;

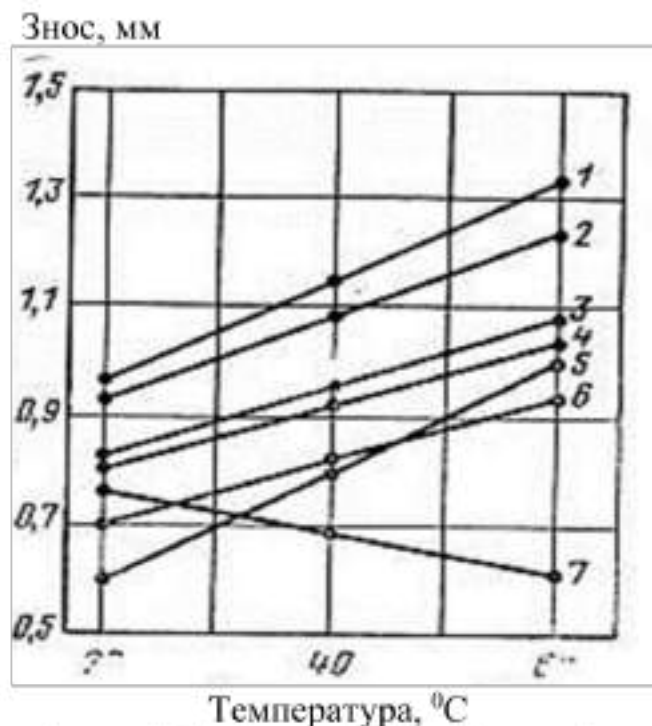
в) нафтові декалін та циклогексан;

г) ароматичні: ізопропілбензол та α -метилнафталін.

Поряд з модельними сумішами індивідуальних вуглеводнів було досліджено нафтові та ароматичні вуглеводні, виділені з газових фракцій нафти.

Випробування проводилися за наступного режиму: швидкість ковзання 1,18 м/с; осьове навантаження 100 Н; тривалість випробування 30 хв. Матеріал деталей вузла тертя – сталь ШХ15. Результати випробувань наведено на рис. 1.26, 1.27.

При терті ковзання максимальне зношування спостерігається в середовищі Н-парафінових вуглеводнів. В ароматичних вуглеводнях режим зношування відповідає штатному. Суміш нафтових вуглеводнів, виділена з газових фракцій, за змащувальними властивостями є оптимальною. Добавка до суміші нафтових вуглеводнів 10% ароматичних вуглеводнів істотно покращує їх змащувальні властивості, при цьому більш ефективними є біциклічні ароматичні вуглеводні [15].



1 – Н-парафінові; 2 – нафтові; 3 – ізопарафінові; 4 – сумішеві нафтові, виділені з газових фракцій; 5 – сумішеві нафтові + 10 % біциклічних ароматичних; 6 – сумішеві нафтові + 10 % моноциклічних ароматичних; 7 – ароматичні

Рисунок 1.26 – Залежність зношування металів від об'ємної температури вуглеводнів

Критичне навантаження, Н



1 – ізопарафінові; 2 – Н-парафінові; 3 – нафтові; 4 – сумішеві нафтові;
 5 – сумішеві нафтові + 10 % моноциклічних ароматичних; 6 – ароматичні

Рисунок 1.27 – Залежність критичного навантаження від об'ємної температури вуглеводнів

Збільшення температури до 60°C призводить до зниження змащувальної здатності вуглеводнів, крім ароматичних. Таким чином, по змащувальній здатності вуглеводні розташовуються в наступний ряд: ароматичні біциклічні, ароматичні моноциклічні, ізопарафінові, нафтові, Н-парафінові (рис. 1.26).

Експериментальне визначення залежностей величини критичних навантажень переходу до захоплення від температури вуглеводнів різних класів показало, що значення цих навантажень при терті в Н-парафінових та ізопарафінових вуглеводнях мінімальні та близькі між собою (рис. 1.27).

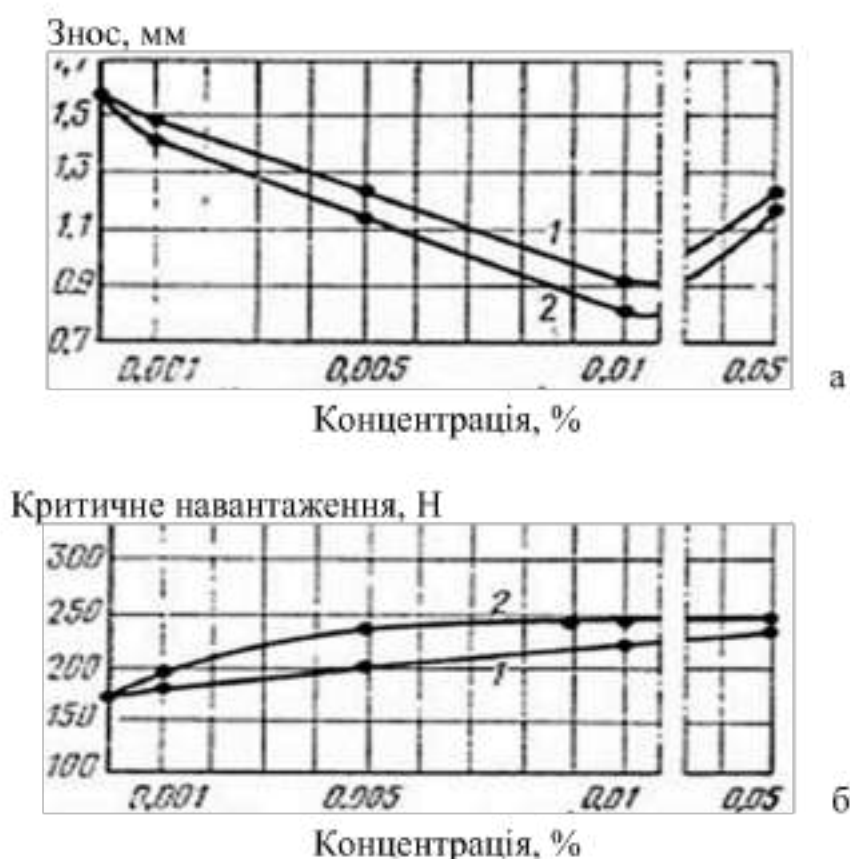
При терті в нафтових вуглеводнях критичне навантаження істотно вище індексу задира і визначається при навантаженні в 1936 Н. При випробуванні ароматичних вуглеводнів захоплення металів виявляється тільки при навантаженні зварюванням в 2400 Н. При об'ємній температурі 60°C величина критичного навантаження нижче, ніж при 20°C у всіх випробуваних вуглеводнях.

У низькомолекулярних вуглеводневих рідинах завжди присутні кисневі сполуки в результаті неповного їх видалення під час очищення або внаслідок автоокис-

лення при зберіганні та транспортуванні. Для дослідження впливу кисневих сполук на процеси тертя та зношування металів використовувалися нейтральні кисневі сполуки: спирти, альдегіди, ефіри, кетони, а також жирні та нафтонові кислоти. За фізико-хімічними властивостями ці кисневі сполуки близькі до сполук, присутніх у паливі. Кисневі сполуки додавали в паливо ДП-Л, попередньо очищене на активованому силікагелі марки АСК.

Результати випробувань показали, що добавка 0001 - 005% мас. спиртів, ефірів і кетонів не істотно впливає на змащувальну здатність вуглеводневої рідини.

Значне покращення змащувальної здатності відзначено при додаванні 0,01% мас. аліфатичних альдегідів. Подальше підвищення концентрації альдегідів призводить до зниження змащувальної здатності вуглеводневої рідини (рис. 1.28).

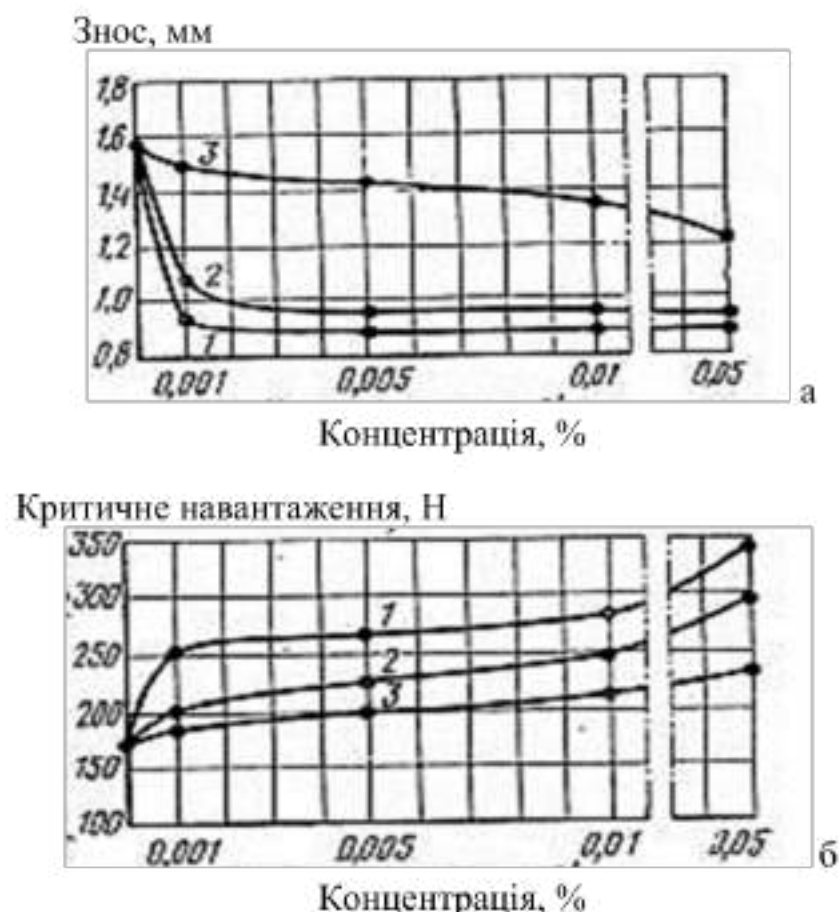


1 – бензальдегід; 2 – ізомасляний альдегід

Рисунок 1.28 – Залежність зносу (а) та критичного навантаження (б) від концентрації у вуглеводневій рідині альдегідів

Ароматичні та дикарбонові кислоти в концентрації до 0,5 % мас. практично не впливають на змащувальні властивості вуглеводневої рідини.

Додавання жирних та нафтових кислот призводить до значного зниження зносу та збільшення критичних навантажень. Поліпшення змащувальної здатності середовища відчувається при введенні фенолів у концентрації 0,05% мас. (рис. 1.29).



1 – жирна кислота; 2 – нафтова кислота; 3 – фенол

Рисунок 1.29 – Залежність зносу (а) та критичного навантаження (б) від концентрації у вуглеводневій рідині кислот та фенолів

Були проведені дослідження змащувального ефекту сполук смолистого характеру, виділених із різних палив за допомогою окису алюмінію. Виділені смолисті сполуки підрозділяли відповідно до використаних десорбентів на метанольні та оцтово-кислі. Протизносні властивості визначали при навантаженні на пару тертя 100 Н, швидкості ковзання 1,18 м/с, тривалості дослідів 30 хв та температурі рідини 60

⁰С. Матеріал зразків – сталь ШХ15. Смолисті сполуки, виділені з палива ДП-А, додавалися в різних концентраціях в попередньо знесмолене паливо ДП-Л. Випробуваннями встановлено, що зі збільшенням концентрації як метанольних, так і оцтовокислих смол знос зменшується, а критичне навантаження збільшується. При цьому найкращі протизносні та протизадирні властивості в досліджених концентраціях виявилися у оцтовокислих смол (рис. 1.30).

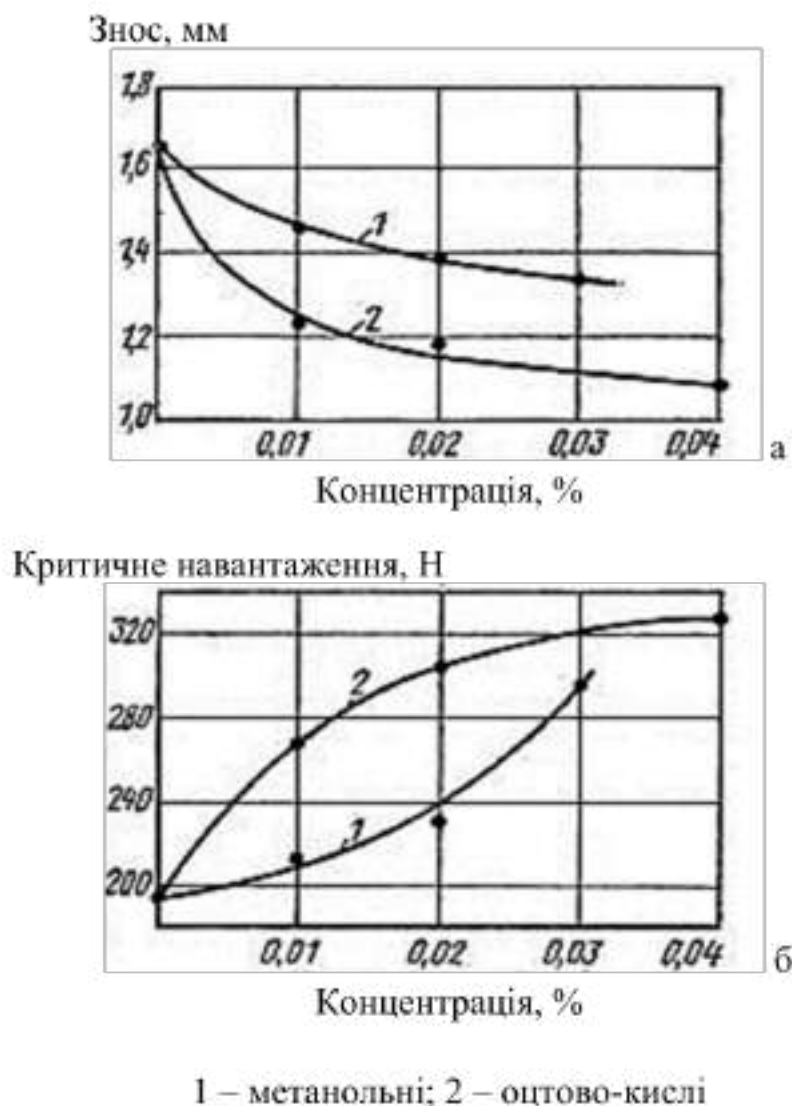


Рисунок 1.30 – Залежність зносу (а) та критичного навантаження (б) від концентрації сполук смолистого характеру

Найбільш активними із сірчистих сполук, присутніх у низькомолекулярних вуглеводневих рідинах, є меркаптани. Для дослідження впливу меркаптанів на процеси тертя та зносу металів було взято бензилмеркаптан, вторинний октилмеркап-

тан, α -тіонафтол, метилциклогексилмеркаптан. Такий вибір меркаптанів за будовою охоплював усі типові сполуки цього класу, що входять до складу палив. Режими випробувань були такими, як і при дослідженні смолистих сполук. Меркаптани додавали до попередньо очищеного палива ДП-Л. Результати випробувань наведено на рис. 1.31.

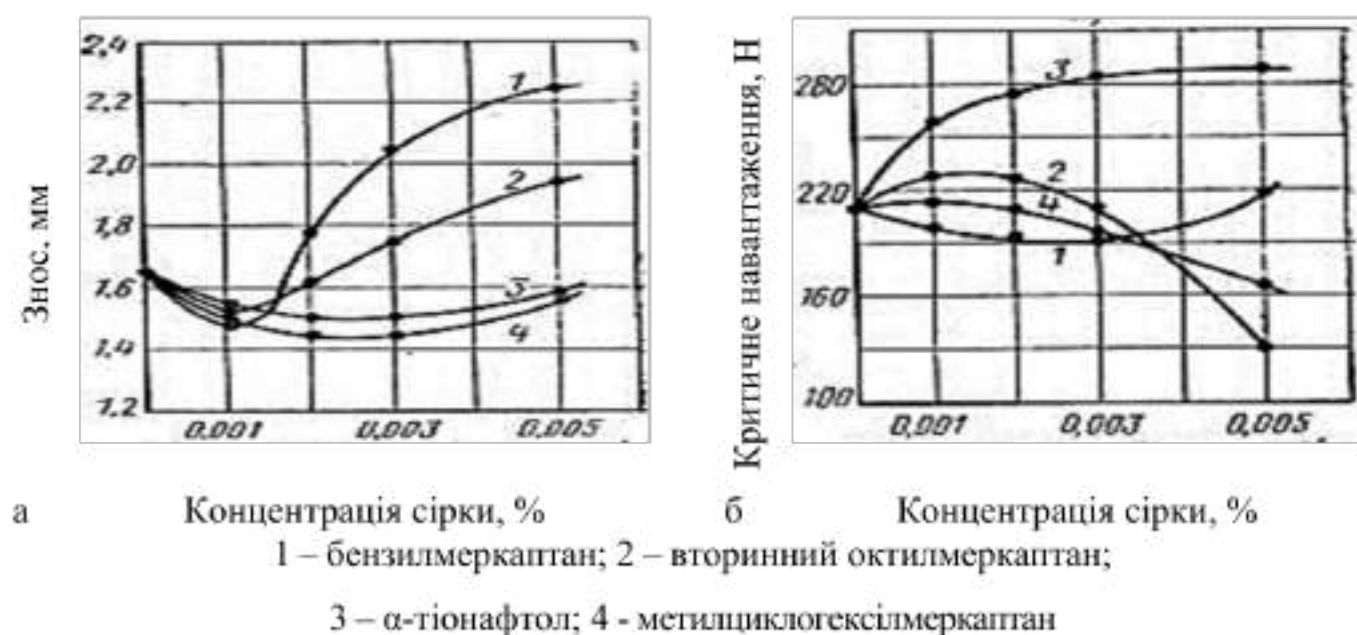


Рисунок 1.31 – Залежності зносу (а) та критичного навантаження (б) від концентрації меркаптанів

Метилциклогексилмеркаптан і α -тіонафтол у концентраціях від 0,001 до 0,005% (по сірці) мало впливають на величину зносу металів. Вторинний октилмеркаптан і бензилмеркаптан із зростанням їхньої концентрації понад 0,001 % (за сіркою) значно збільшують знос металів. Критичне навантаження зростає при додаванні в паливо α -тіонафтолу. Інші меркаптани при концентрації їх у паливі до 0,003 % (за сіркою) практично не впливають на критичне навантаження.

Метилциклогексилмеркаптан та вторинний октилмеркаптан у концентраціях 0,005% (за сіркою) знижують критичне навантаження.

Вплив меркаптанів залежить від їх фізико-хімічних властивостей та структури, при цьому деякі з них значно збільшують зношування та знижують критичне навантаження.

1.5 Застосування низькокиплячих вуглеводневих рідин для відновлення та забезпечення працездатного стану дизельної паливної апаратури

Мінеральна рідина (ДП) використовується як паливо в наземній техніці. За умовами роботи ДП перебуває у системі багаторазово проходить через пари тертя, піддаючись впливу високих температур і тисків. У ДП під час роботи можуть відбуватися накопичення продуктів окислення, а також через тривалі відрізки часу утворення нерозчинних твердих продуктів зносу елементів тертя системи.

Закономірності зношування сталі ШХ15 у рідині були досліджені на лабораторному приладі КНГА-2. Характер залежностей зносу наведено на рис. 1.32 (а, б).

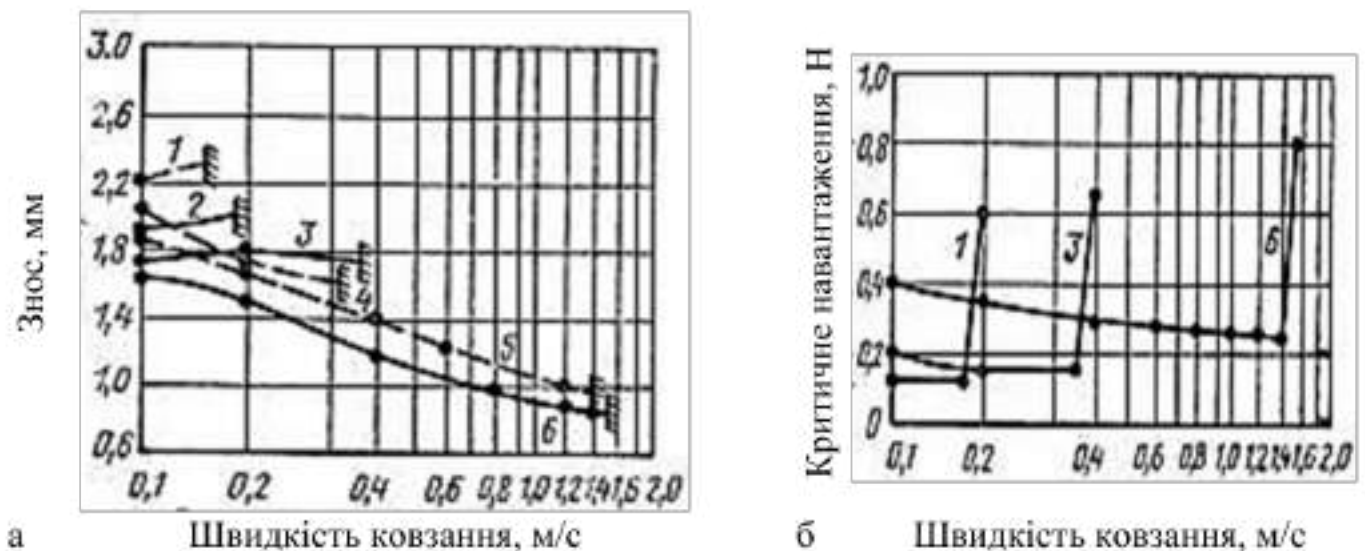


Рисунок 1.32 – Залежності зносу (а) та коефіцієнта тертя (б) від швидкості ковзання

(матеріали пари тертя: Х12М – куля, ЕІ347Ш – диск):

— для палива ДТ-А; - - - для палива ДТ-Л;

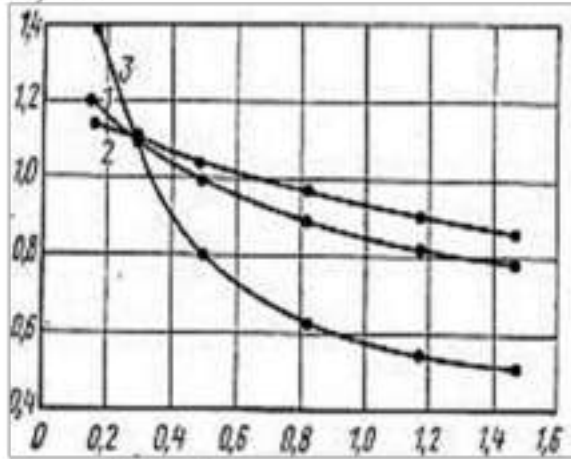
1, 2 – при $P_{oc} = 1400$ Н; 3, 4 – при $P_{oc} = 580$ Н; 5, 6 – при $P_{oc} = 100$ Н

Для деяких неуглеводневих рідин (синтетичних) зношування сталі ШХ15 знаходиться в значній залежності від швидкості ковзання (порівняно з вуглеводневими рідинами), що свідчить про протікання в зоні тертя складних, ніж у вуглеводнях, процесах.

На рис. 1.33, 1.34, 1.35 для порівняння представлені залежності зношування сталі ШХ15 в синтетичних рідинах. Синтетичні рідини по змащувальній здатності

значно відрізняються від АМГ-10 і мають негативну динаміку тертя, що позначається на надійності роботи пар тертя.

Знос, мм



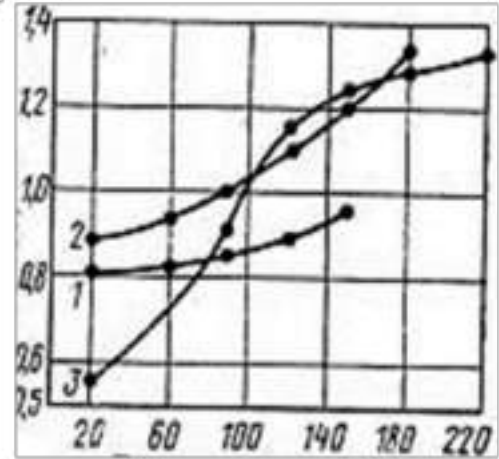
Швидкість ковзання, м/с

1 – АМГ-10; 2 – синтетичної 1;

3 – синтетичної 2

Рисунок 1.33 – Залежності зношування сталі ШХ15 від швидкості ковзання в рідинах ($P_{oc} = 200$ Н, $t = 60$ °С)

Знос, мм



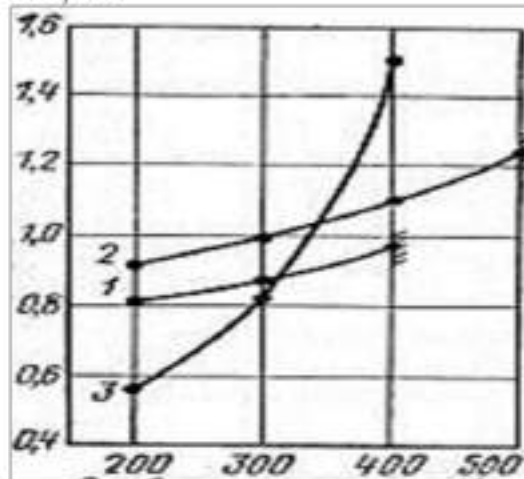
Температура, °С

1 – АМГ-10; 2 – синтетичної 1;

3 – синтетичної 2

Рисунок 1.34 – Залежності зношування сталі ШХ15 від навантаження в рідинах ($P_{oc} = 300$ Н, $v_{en} = 1,18$ м/с)

Знос, мм



Осьове навантаження, Н

1 – АМГ-10; 2 – синтетичної 1; 3 – синтетичної 2

Рисунок 1.35 – Залежності зносу сталі ШХ15 від навантаження в рідинах ($v_{en} = 1,18$ м/с, $t = 60$ °С)

Збільшення гідравлічної щільності є обґрунтованим для товарного літнього дизельного палива з протизадирною присадкою, у зв'язку з тим, що молекули палива містять, як полярну групу COO , так і неполярний вуглеводневий радикал $(CH_2)_n$ або $(CH_2)_{n+2}$. Такі молекули здатні утворювати моно- та полімолекулярні захисні шари при їх адсорбції на поверхні розділу фаз. Завдяки цьому при роботі паливної апаратури на її прецизійних деталях утворюється захисний шар. При граничному навантаженні зсувні деформації локалізуються у цьому шарі або в дуже тонкому поверхневому шарі металу, що оберігає нижчі шари від руйнування, а низька зсувна міцність захисних шарів при цьому забезпечує відносно малі втрати на тертя [12]. Це сприяє забезпеченню присадки до протизадирного працездатного стану плунжерних пар паливного насоса високого тиску дизельних двигунів.

Висновок

Провівши аналіз відомих способів забезпечення роботоздатного стану паливних насосів високого тиску дизельних двигунів в умовах СТО «МІЛАНА» пропонуємо для забезпечення працездатного стану плунжерних пар паливного насоса високого тиску використовувати протизадирні присадки на основі етилен тригліцерину та гідроксиду водню в товарне літнє дизельне паливо.

Для цього необхідно:

1. Обґрунтувати вибір та компонентний склад протизадирної присадки у товарне літнє дизельне паливо.
2. Обґрунтувати показник працездатного стану плунжерної пари паливного насоса високого тиску з урахуванням експлуатаційних властивостей товарного дизельного літнього палива з протизадирною присадкою.
3. Виявити залежність між експлуатаційними властивостями товарного літнього дизельного палива із протизадирною присадкою та показником працездатного стану плунжерної пари паливного насоса високого тиску.
4. Провести порівняльні випробування плунжерних пар на товарному літньому дизельному паливі з протизадирною присадкою.

2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОГО СТАНУ ПЛУНЖЕРНИХ ПАР ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ

2.1 Математична модель визначення зазору у плунжерній парі

Лінійний закон зміни витоків через плоску щілину справедливий для випадків коли потік повинен бути ізотермічний, робоча рідина не стислива, підпорядковується закону Ньютона про в'язке тертя, а її в'язкість має бути незалежною від тиску. Насправді навіть при потоці робочої рідини, що підкоряється закону Ньютона про сили в'язкого тертя, при проході через плоску щілину втрати напору супроводжуються виділенням тепла, що призводить до підвищення температури і відповідного зменшення сил в'язкого тертя. Робоча рідина стискається. В'язкість робочої рідини залежить від тиску.

Вплив термічного ефекту на просочування робочої рідини через плоску щілину розглянуто у роботах [12, 18], вплив одночасної дії термічного ефекту та пружної деформації робочої рідини – у роботах [5, 8]. Вплив температури, тиску та пружної деформації на в'язкість і щільність робочої рідини апроксимується рівняннями системи

$$\begin{cases} \mu = \mu_0 \exp \left[\frac{p - p_0}{p_\mu} - \frac{t - t_0}{t_\mu} \right], \\ \rho = \rho_0 [1 - \alpha(t - t_0) - \beta(p_0 - p)] \end{cases} \quad (2.1)$$

де p_μ - в'язкісний тиск;

t_μ - в'язкісна температура;

α – коефіцієнт впливу температури на щільність рідини;

β – коефіцієнт впливу тиску на щільність рідини;

індекс "нуль" відносить величини до початкових умов.

При ламінарному русі робочої рідини через вузьку щілину з великими швидкостями можна припустити, що кількість тепла, що передається стінкам, відносно невелика, і енергія, що витрачається на тиск рідини через щілину, практично по-

вністю витрачається на її нагрівання. Робота за час t_1 буде визначатись

$$W = Q dt_1 \gamma c (t - t_0) J = (p_0 - p) Q dt_1 \cdot 10^6,$$

де Q – витрата;

t_1 – час;

γ – об'ємна вага;

c – питома теплоємність ($c = 0,045 - 0,050$ ккал / $^{\circ}\text{C} \cdot \text{H}$);

$t - t_0$ – градієнт температур;

J – тепловий еквівалент роботи ($J = 4270$ Н · м / ккал);

$p_0 - p$ – перепад тисків.

Отже, перепад температур у робочій рідині, що виникає при її просочуванні через щілину під впливом перепаду тисків пропорційний цьому перепаду:

$$t - t_0 = \frac{10^6}{J \gamma c} (p_0 - p) \equiv k (p_0 - p) \quad (2.2)$$

Виключаючи із системи (2.1) перепад температур, за допомогою рівності (2.2) отримаємо

$$\begin{cases} \mu = \mu_0 \exp[(a + kb)(p - p_0)] = \mu_0 \exp \frac{p - p_0}{p_t}; \\ \rho = \rho_0 [1 - (ka + b)(p_0 - p)] \equiv \left(1 - \frac{p_0 - p}{p_p}\right) \rho_0. \end{cases} \quad (2.3)$$

де

$p_t = (a + kb)^{-1}$ – термічний тиск;

$p_p = (ka + b)^{-1}$ – тиск деформацій.

За матеріалами робіт [13, 18] можна прийняти для мінеральних рідин (типу ДП) $p_t \approx 26$ МПа та $p_p \approx 990$ МПа, а для синтетичних робочих рідин $p_t \approx 30$ МПа та $p_p \approx 640$ МПа.

Співвідношення поправок на термічний тиск і тиск деформації відповідно визначаються величинами

$$k \frac{b}{a} = \frac{b \cdot 10^6}{J_{\gamma} \kappa a} \approx 0,64 - 0,74$$

$$k \frac{\alpha}{\beta} = \frac{\alpha \cdot 10^6}{J_{\gamma} \kappa \beta} \approx 0,47 - 0,93,$$

що свідчить про однаковий порядок поправок та приблизно однаковий ступінь важливості врахування кожної з них. Тому врахування впливу ефекту деформації робочої рідини при її просочуванні через вузьку щілину є обов'язковим, якщо важливе врахування впливу термічного ефекту.

Просочування робочої рідини через плоску щілину описується рівнянням Нав'є-Стокса

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2},$$

де

x - координата, спрямована по лінії струму;

z - координата, нормальна до x та стінок щілини.

Як показник працездатного стану плунжерних пар у ПНВТ для дослідження прийнято оцінку гідравлічної щільності на номінальному та пусковому режимі роботи паливного насоса високого тиску.

Маючи на увазі, що $v_x = 0$, $z = 0$ і $z = h$ (де h - відстань між стінками щілини), отримаємо після інтегрування вираз швидкості

$$v_x = \frac{1}{2\mu} z(z-h) \frac{dp}{dx}.$$

Помноживши обидві частини рівності на ρ (з рівняння нерозривності $\rho v_x = \text{const}$), з урахуванням системи (2.3) отримаємо диференціальне рівняння стосовно кожної лінії потоку

$$\frac{2\mu_0(\rho v_x)}{\rho_0 z(z-h)} dx = \left(1 - \frac{p_0 - p}{p_s}\right) \exp\left(\frac{p_0 - p}{p_t}\right) dp \quad (2.4)$$

Рішення рівняння за початкових умов $p = p_0$ при $x = 0$ буде

$$\frac{2\mu_0(\rho v_x)}{\rho_0 z(z-h)} x = \frac{p_t}{p_s} \left[p_t + p_0 - (p_t + p_s + p - p_0) \exp\left(\frac{p_0 - p}{p_t}\right) \right],$$

і при $x = l$ (де l - довжина плоскої щілини), коли $p = 0$, набуває форми

$$\frac{2\mu_0(\rho x)}{\rho_0 z(z-h)} l = \frac{p_t}{p_p} \left[p_t + p_p - (p_t + p_p - p_0) \exp\left(\frac{p_0}{p_t}\right) \right].$$

Розділивши почленно отримані рівності, знайдемо закон зміни тиску за довжиною плоскої щілини у формі рівності

$$\frac{x}{l} = \frac{\left(1 - \frac{p_0 - p}{p_t + p_p}\right) \exp\left(\frac{p_0 - p}{p_t}\right) - 1}{\left(1 - \frac{p_0}{p_t + p_p}\right) \exp\left(\frac{p_0}{p_t}\right) - 1}. \quad (2.5)$$

Часткове рішення одержано для випадку $p_p = \infty$ Ж.Тома [15]:

$$\frac{x}{l} = \frac{\exp\left(\frac{p_0 - p}{p_t}\right) - 1}{\exp\left(\frac{p_0}{p_t}\right) - 1} \quad (2.6)$$

Розв'язання рівняння (2.5) і (2.6) щодо п'єзометричної лінії:

$$\frac{x}{l} = 1 - \frac{p}{p_0}.$$

Характер зміни тиску p/p_0 по довжині плоскої щілини x/l при трьох значеннях початкового тиску $p_0 = 26, 52$ та 78 МПа при $p_t = 26$ МПа та $p_p = 990$ МПа наведено на рис. 2.1, що свідчить про значне падіння тиску в початковій ділянці щілини (вважаючи за напрямом просочування робочої рідини). Тому значення відтискаючого зусилля, що створюється гідростатичним тиском у щілині, відрізняється від традиційної лінійної форми:

$$P = \frac{1}{2} b l p_0,$$

де l – ширина плоскої щілини.

Величина віджимного зусилля P_t при $p_p = \infty$ визначається виразом $b \int_0^l p dx$, що з урахуванням рівності (2.6) дає рішення

$$P_t = b \int_0^l \left[p_0 - p_t \ln \left\{ 1 + \frac{x}{l} \left[\exp \left(\frac{p_0}{p_t} \right) - 1 \right] \right\} \right] dx = \frac{\exp \left(\frac{p_0}{p_t} \right) - \left(1 + \frac{p_0}{p_t} \right)}{\exp \left(\frac{p_0}{p_t} \right) - 1} b l p_t,$$

або у безрозмірній формі

$$\bar{P}_t = \frac{P_t}{P} = 2 \frac{\exp \left(\frac{p_0}{p_t} \right) - \left(1 + \frac{p_0}{p_t} \right)}{\exp \left(\frac{p_0}{p_t} \right) - 1} \frac{p_t}{p_0}.$$

(2.7)

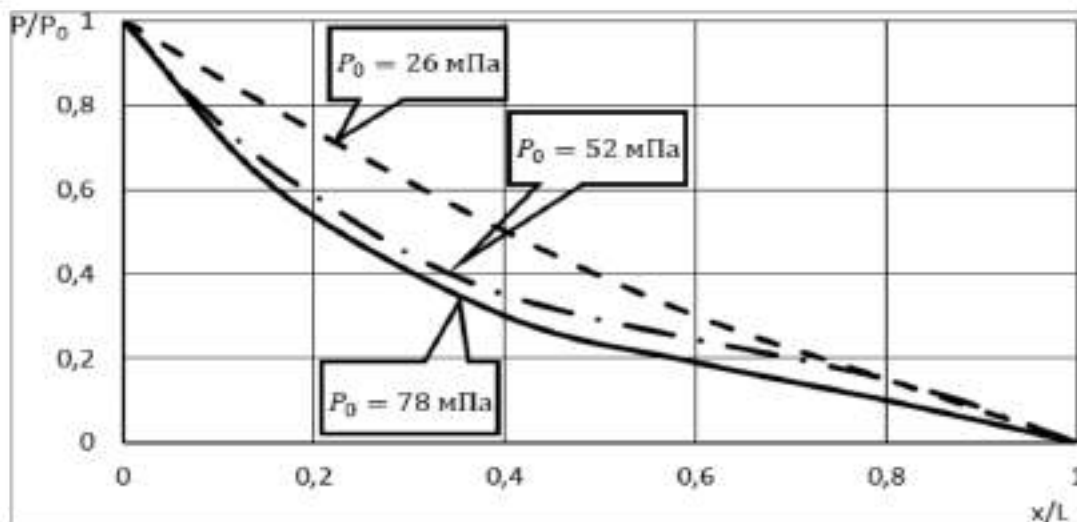


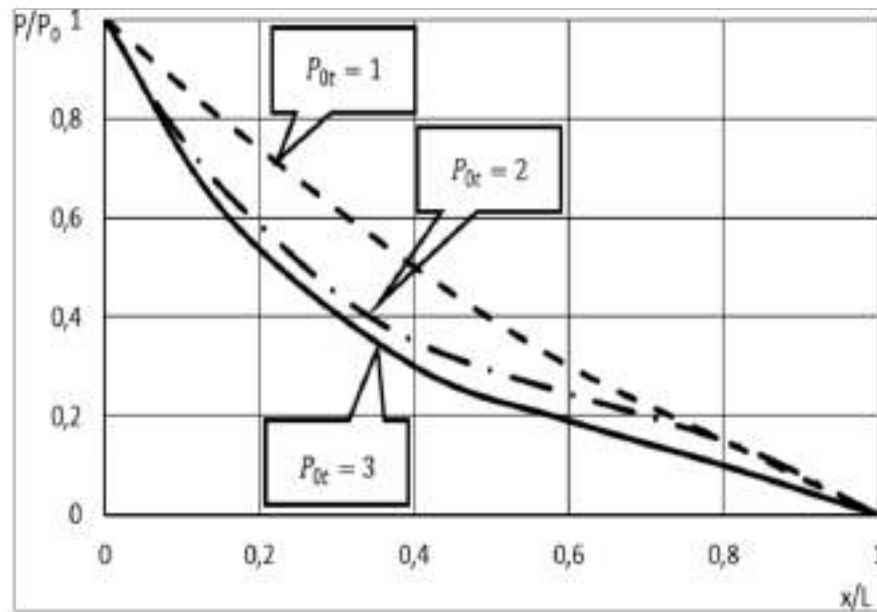
Рисунок 2.1 – Вплив ефектів «термічного клина» та пружної деформації робочої рідини на п'єзометричну лінію плоскої щілини

Істотне зниження величини P_t спостерігається зі зростанням початкового значення тиску p_0 , що показано на рис. 2.2, для $p_t = 26$ та 30 МПа еюра тисків відрізняються від прямих, залежно від співвідношення

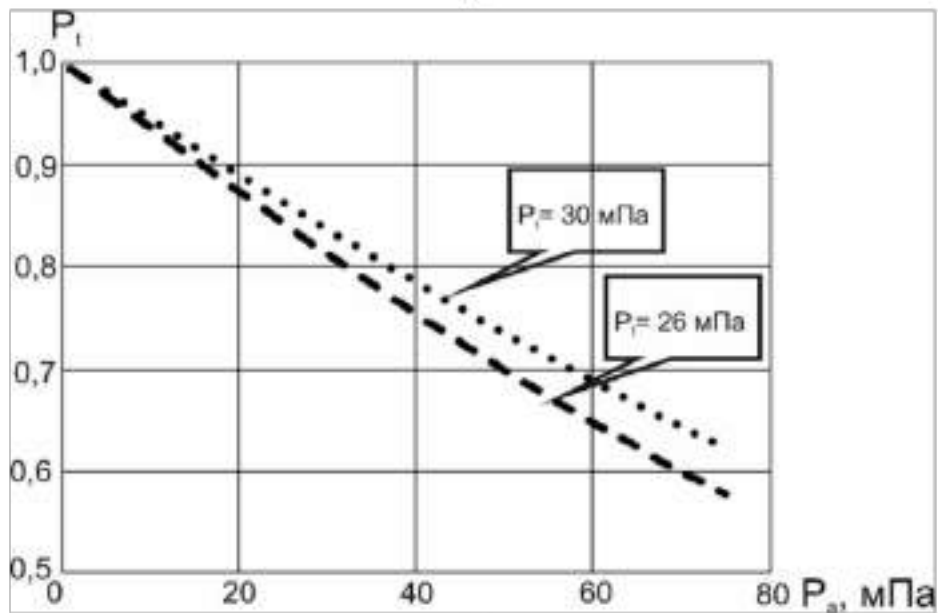
$$\frac{p_0}{p_t} = \bar{p}_{0r}$$

Протилежний ефект має місце при врахуванні деформації робочої рідини (p_0 кінцеве) та відсутності впливу термічного клина ($p_t \rightarrow \infty$). У цьому випадку інтеграл від виразу (2.4) буде

$$\frac{2\mu_0(\rho r_t)}{\rho_0 z(z-h)} x = \int \left(1 - \frac{p_0 - p}{p_r} \right) dp + C.$$



а



б

а – безрозмірне віджимне зусилля P_t ; б – п'єзометрична лінія

Рисунок 2.2 – Характеристика плоскої щілини між втулкою та плунжером при $p_0 \rightarrow \infty$ і p_t кінцевому.

Оскільки при $x = 0$ тиск $p = p_0$, то рівняння п'єзометричної лінії буде

$$\frac{x}{l} = \frac{\frac{(p_0 - p)^2}{2p_0} - (p_0 - p)}{\frac{p_0^2}{2p_0} - p_0}.$$

Використання позитивних значень p в останньому рівнянні дозволяє отримати

безрозмірний вираз віджимного зусилля

$$\bar{P}_p = \frac{P_p}{P} = \frac{2}{l p_0} \int_0^l \left[\sqrt{p_p^2 + \frac{x}{l} (p_0^2 - 2 p_0 p_p)} + p_0 - p_p \right] dx = \frac{2}{3} \frac{3 - \frac{p_0}{p_p}}{2 - \frac{p_0}{p_p}}. \quad (2.8)$$

Значення P_p монотонно зростає із зростанням початкового значення p_0 , а Кривизна п'єзометричної лінії в порівнянні з випадком $p_p \rightarrow \infty$ і кінцевим значенням p_p змінює знак, збільшуючись зі зростанням

$$\bar{P}_{0,p} = \frac{P_0}{P_p}.$$

Величина P_p не суттєво відрізняється від одиниці. Так, при $p_0 = 45$ МПа значення $P_p = 1,012$, якщо $p_p = 640$ МПа, а для плунжерних пар з $p_0 = 60$ МПа значення P_p стає рівним 1,016 і перевищення цієї величини над одиницею має той самий порядок, як і перевищення притискаючого зусилля над віджимаючим в торцевому розподілі плунжерних пар, зазвичай розраховуються без урахування стисливості робочої рідини і ефекту термічного клина.

Ефект стисливості робочої рідини слід враховувати лише при високих значеннях p_0 . Незважаючи на те, що $P_p - 1 < 1 - P_t$, відношення цих величин змінюється незначно, причому

$$\lim_{p_p \rightarrow \infty} \frac{\bar{P}_p - 1}{1 - \bar{P}_t} = \frac{P_t}{P_p + P_t} \approx 0,045,$$

збільшуючись до 0,050 при $p_0 = 80$ МПа.

Таким чином, пружна деформація робочої рідини має місце за будь-яких тисків і становить приблизно одну і ту ж частку від поправки на термічний ефект, певною мірою компенсуючи її. Тому, коли враховується ефект термічного клину, необхідно брати виправлення на пружну деформацію робочої рідини, яка становить від 4,5 до 5,0 % від першої, відрізняючись знаком.

При розрахунку гідростатичного зусилля за рівнянням (2.7) або графіком, показаним на рис. 2.2, а, визначається поправка на термічний ефект δ , за якою виби-

рають виправляючий множник k гідростатичного зусилля внесенням виправлення k на стисливість робочої рідини, причому $k = k\delta$, де в порядку першого наближення k дорівнює 0,945 для синтетичних рідин та 0,965 для мінеральних вуглеводневих рідин. Якщо для використовуваної робочої рідини значення p_t і p_p будуть іншими, наступні наближення визначають відповідними розрахунками за допомогою рівнянь (2.7) та (2.8).

2.2 Обґрунтування показника працездатного стану плунжерної пари

Математична модель еквівалентної щілини не відноситься до грубих, і закономірності зміни витрати просочування і в'язкісного тертя істотно відрізняються в плунжерних парах різних конструкцій.

Вплив пружної деформації робочої рідини, як було з'ясовано, порівняно невеликий. Істотно більший вплив ефекту термічного клина, проте за умови, якщо відведення тепла невелике. Насправді деталі плунжерних пар, що примикають до щілин, в яких реалізується істотне тертя рідини, завжди нагріті і відбір тепла виявляється значним. Тому потік робочої рідини у таких щілинах за своїми властивостями наближається до ізотермічного.

У плунжерних парах, форсованих за тиском, найбільш суттєвим виявляється вплив зміни в'язкості, яка залежить від тиску, особливо при використанні робочих рідин з невеликими значеннями в'язкісного тиску.

Нехай плоска щілина шириною $b_{щ}$, заввишки $h_{щ}$ та довжиною $l_{щ}$ знаходиться під перепадом тисків p_0 , причому надлишковий тиск на виході дорівнює нулю.

Одна зі стінок зміщується відносно іншої зі швидкістю v нормальній до швидкості просочування рідини через цю щілину. Тоді, вважаючи потік ізотермічним та робочу рідину внаслідок малості впливу деформації недеформованою, а $h_{щ} = \text{const}$ при зміні в'язкості згідно із законом $\mu = \mu_0 \exp(p/p_\mu)$, можна отримати вираз витрати просочування інтегруванням рівняння

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{12\mu_0 Q}{b_{щ} h_{щ}^3} \exp \frac{p}{p_\mu}. \quad (2.9)$$

З граничними умовами $p = p_0$ при $x = 0$, $p = 0$, $x = l$ вираз витрати буде

$$Q = \frac{b_{\text{щ}} h_{\text{щ}}^3}{12 \mu_0 l_{\text{щ}}} p_{\mu} \left[1 - \exp\left(-\frac{p_0}{p_{\mu}}\right) \right] \equiv Q_0 \frac{1 - \exp\left(-\frac{p_0}{p_{\mu}}\right)}{\frac{p_0}{p_{\mu}}}, \quad (2.10)$$

де Q_0 – витрата при $p_{\mu} \rightarrow \infty$

$$Q_0 = \frac{b_{\text{щ}} h_{\text{щ}}^3}{12 \mu_0 l_{\text{щ}}} p_0$$

З того ж рівняння (2.9) закон зміни тиску за довжиною щілини

$$p = -p_{\mu} \ln \left\{ \exp\left(-\frac{p_0}{p_{\mu}}\right) + \frac{x}{l} \left[1 - \exp\left(-\frac{p_0}{p_{\mu}}\right) \right] \right\}, \quad (2.11)$$

а сила в'язкісного тертя при зміщенні однієї зі стінок відносно іншої

$$T = \int_0^l \mu(x) \frac{v}{h_{\text{щ}}} b_{\text{щ}} dx = T_0 \frac{\frac{p_0}{p_{\mu}}}{1 - \exp\left(-\frac{p_0}{p_{\mu}}\right)}, \quad (2.12)$$

де

$$T_0 = \frac{v}{h_{\text{щ}}} b_{\text{щ}} \mu_0 l_{\text{щ}}$$

тобто $T \rightarrow T_0$ при $p_{\mu} \rightarrow \infty$.

Співвідношення між T і T_0 має той же коефіцієнт пропорційності, що і співвідношення між M і M_0 – відповідними моментами тертя рідини для плунжерної пари:

$$M = \frac{\frac{p_0}{p_{\mu}}}{1 - \exp\left(-\frac{p_0}{p_{\mu}}\right)} M_0, \quad (2.13)$$

де при $p_{\mu} \rightarrow \infty$

$$M \rightarrow M_0 = \frac{l_{\text{щ}} b_{\text{щ}} \mu_0}{h_{\text{щ}}} R^2 \Omega,$$

де Ω – частота обертання кулачкового валу;

R – лінійний розмір плунжерної пари.

Порівнюючи вирази (2.10) і (2.12), можна переконатися, що за всіх змін початкового значення тиску добуток M на Q постійний:

$$MQ = \text{const} = M_0 Q_0, \quad (2.14)$$

Користуючись рівністю (2.11), можна отримати вираз віджимання

$$P = 2 \left[\frac{P_\mu}{P_0} - \frac{\exp\left(-\frac{P_0}{P_\mu}\right)}{1 - \exp\left(-\frac{P_0}{P_\mu}\right)} \right] P_0,$$

де

$$P_0 = \frac{1}{2} b_{\text{щ}} l_{\text{щ}} p_0 > P$$

3 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1 Програма досліджень та етапи її виконання

Загальна програма досліджень наведено на рис. 3.1.



Рисунок 3.1 – Схема програми досліджень

Етапи дослідження включали:

- вибір та обґрунтування компонентів протизадирної присадки до літнього

дизельного палива;

- проведення порівняльних ресурсних випробувань на товарному дизельному паливі та дизельному паливі з протизадирною присадкою;
- оцінка гідравлічної густини плунжерних пар;
- проведення випробувань плунжерних пар із протизадирною присадкою у дизельному паливі.

Програмою досліджень передбачалася розробка та вдосконалення наступних методик:

- методики підбору компонентів протизадирної присадки та процесу одержання готового моторного палива;
- методики оцінки стабільності компонентів присадки у дизельному паливі;
- методики оцінки експлуатаційних властивостей дизельного палива з протизадирною присадкою;
- методики порівняльних ресурсних випробувань плунжерних пар паливного насоса високого тиску;
- методики оцінки гідравлічної щільності плунжерних пар паливного насоса високого тиску;
- методики експлуатаційних та моторних випробувань плунжерних пар у паливному насосі високого тиску двигуна Д-243.

Методика підбору компонентів протизадирної присадки у літнє товарне дизельне паливо ґрунтувалася на кластерному аналізі існуючих компонентів чисельного моделювання. Чисельне моделювання передбачало моделювання щільності багатоконпонентних вуглеводневих рідин та теплотворної здатності палива з протизадирною присадкою. Для чисельного моделювання використовувалися методи оптимізації з урахуванням векторної алгебри.

Оцінка стабільності присадки у дизельному паливі здійснювалася у статичному та динамічному режимах. Статичний режим передбачав оцінку розшарування компонентів протизадирної присадки в дизельному паливі без механічного впливу за умов природного відстою дизельного палива.

У динамічному режимі на дизельне паливо впливали за допомогою вимуше-

них механічних коливань із частотою та амплітудою, що дорівнює робочій частоті та амплітуді трактора.

Оцінка експлуатаційних властивостей здійснювалася за методикою, викладеною в роботі [9] та передбачала визначення в'язкості та щільності дизельного палива з протизадирною присадкою.

Стендові порівняльні ресурсні випробування плунжерних пар проводили на ПНВТ типу УТН-5 на товарному літньому дизельному паливі Л-40 і товарному літньому дизельному паливі Л-40 з протизадирною присадкою.

3.2 Обґрунтування та вибір компонентів протизадірної присадки в дизельне паливо

Як прототип дизельного палива у роботі використано дизельне паливо експлуатаційної групи E5/E100 за класифікацією DIN. Це моторне паливо є сумішшю вуглеводневого нафтового палива та органічної сировини (етанол), що використовується як окислювач і регулятор щільності. У таблиці 3.1 наведено склад палива експлуатаційної групи E5/E100.

Таблиця 3.1 – Склад моторного палива експлуатаційної групи E5/E100

Позначення групи палива	E5	E10	E15	E25	E85	E100
Концентрат етанолу, у відсотках	5	10	15	25	85	100
Використання	ЄС	США, ЄС	США	Бразилія	США, ЄС	Бразилія

Як, показують дослідження [17], етанол, що знаходиться в розчині вуглеводневого палива є сольвентом, що знижує змащувальну здатність моторного палива.

Другим критерієм використання етанолу у паливі є відносно нижча теплотворна здатність, що знижує калорійність основного палива. Використання чистого етанолу в моторному паливі, як правило, передбачає модифікування дизельної па-

ливної апаратури, і деяких систем двигуна (таблиця 3.2).

Таблиця 3.2 – Конструктивні зміни систем двигуна внутрішнього згорання

Концентрація етанолу у паливі	Система упорскування	ПНВТ	Паливний фільтр	Нейтралізатор	Система випуску
5%	-	-	-	-	-
5-10%	-	-	-	-	-
10-25%	-	-	-	-	-
25-85%	-	+	+	+	+
> 85%	+	+	+	+	+

- не потребує зміни системи; + вимагає зміни системи.

Відомо, що використання тригліцерину сприяє зміні умов контакту та збільшенню (у 2 і більше разів) несучої здатності вуглеводневих палив. Однак, у сучасній науковій літературі, дані про використання цього компонента (у тому числі як компонент протизадирної присадки) не мають підтвердження.

Для утворення стійкого колоїдного з'єднання, стабілізатора горіння та регулятора щільності палива застосовуємо гідроксид водню, вплив якого на ресурс прецизійних пар нині також не досліджено.

Оскільки, основною експлуатаційною властивістю моторного палива є його щільність то застосовуємо метод чисельного моделювання багатокomпонентних вуглеводневих рідин.

При цьому величина густини визначалася залежністю

$$\rho = \frac{\rho_1 \cdot \omega_1 + \rho_2 \cdot \omega_2 + \rho_3 \cdot \omega_3 + \rho_4 \cdot \omega_4}{\omega_1 + \omega_2 + \omega_3 + \omega_4}$$

де ρ - щільність компонента;

ω - вміст компонента в %.

Вихідні дані для чисельного моделювання щільності дизельного палива з протизадирною присадкою, основними компонентами якої є етанол, тригліцерин та гідроксид водню. Система обмежень

$50 < \omega_1 < 95$ %, дизельне паливо

$5 < \omega_2 < 25$ %, етанол

$5 < \omega_3 < 25$ %, тригліцерин

$5 < w_4 < 25$ %, гідроксид водню

ДП	Етанол	Тригліцерин	Гідроксид водню
50			
55			
60			
65	5	5	5
70	10	10	10
75	15	15	15
80	20	20	20
85	25	25	25
90			
95			

$\times \begin{bmatrix} 5 \\ 10 \\ 15 \\ 20 \\ 25 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 5 \\ 10 \\ 15 \\ 20 \\ 25 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 5 \\ 10 \\ 15 \\ 20 \\ 25 \end{bmatrix} \sum_{i=1}^N k_i = 100 \%$

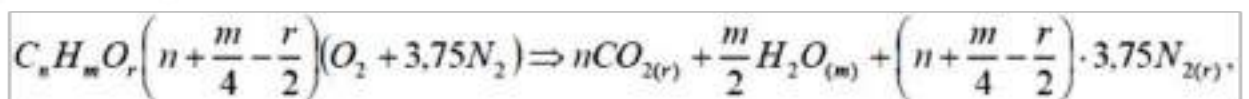
$\rho_1 = 0,835$; $\rho_2 = 0,806$; $\rho_3 = 0,927$; $\rho_4 = 0,95$ – щільність компонентів присадки.

Відповідно до розрахунку співвідношення компонентів палива з урахуванням граничних умов щільності від 0,830 до 0,850, становить 55 % ДП + 45 % присадки: етанолу 25%, тригліцерину 15%, гідроксид водню 5%.

Експлуатаційні властивості дизельного палива оцінюються його теплотворною здатністю.

Оскільки до складу протизадірної присадки входять низькокиплячі вуглеводневі компоненти, їх концентрація в сумарному обсязі становить близько 50 %, то необхідний розрахунок теплотворної здатності такого палива.

Хімотологічна реакція згоряння вуглеводневого моторного палива виражається рівнянням реакції



де $C_n H_m O_r$ - хімічна формула палива з протизадірною присадкою;

n, m, r - число атомів вуглецю, водню та кисню відповідно.

3.3 Методика дослідження експлуатаційних властивостей дизельного палива з протизадірною присадкою

Основними експлуатаційними властивостями дизельного палива, у тому числі з протизадірною присадкою, є кінематична в'язкість та щільність.

Кінематичну в'язкість досліджуваного палива визначали за такою формулою, мм²/с:

$$\mu = C \cdot t, \quad (3.1)$$

де C – постійна віскозиметра ($C = 0,08893$), мм²/с²;

t – час закінчення рідини, с.

3.4 Методика визначення коефіцієнта тертя в плунжерних парах паливного насоса високого тиску

Коефіцієнт тертя, як величина визначення працездатного стану плунжерної пари, з урахуванням гіпотези механічного контакту, та властивостей матеріалів деталей, визначалася за залежністю $A_{\text{монт}}$ [6]

$$F_T = k_T \cdot F_{\text{вн}}, \quad (3.1)$$

де F_T – сила тертя спокою, Н;

k_T – коефіцієнт тертя;

$F_{\text{вн}}$ – навантаження на контактуючі пари, Н.

Тоді $k_T = F_T / F_{\text{вн}}$.

Методика виміру сили тертя здійснювалася за схемою, представленою рис.

3.2.

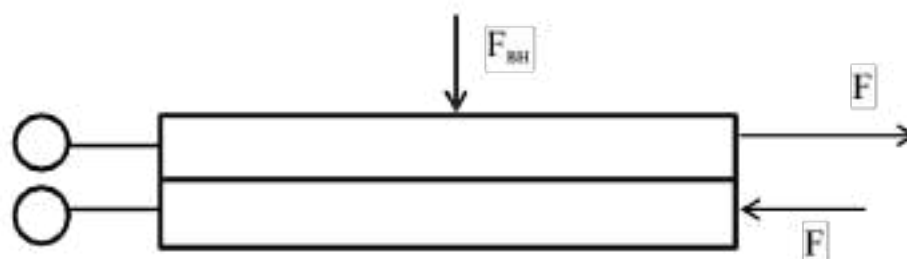


Рисунок 3.2 – Схема вимірювання сили тертя

В якості зразків використовували сегменти виготовлені з плунжера та втулки плунжера. Розміри зразків складали зовнішній діаметр плунжера 10x8,5 мм. Сегмент втулки – внутрішній діаметр 10 мм довжина – 8,5 мм, матеріали деталей – сталь ШХ15. Шорсткість поверхонь зразків становила $Ra = 0,04$ мкм, відповідно до вимог на їхню механічну обробку.

Відповідно до рекомендацій роботи [10] в зону контакту деталей подавалося товарне дизельне паливо та дизельне паливо з протизносною присадкою з частотою 23 краплі на хвилину, чим забезпечувався граничний режим тертя матеріалів деталей.

Вимірювання сили тертя здійснювалося електронними вагами ВНТ-15-2/5/10 з можливістю автоматичної фіксації результатів вимірювання.

Дослідження проводили на товарному літньому дизельному паливі Д-40л та на літньому дизельному паливі Д-40л з протизадирною присадкою ЕГВ (етилентригліцерин гідроксид водню).

Зовнішнє навантаження на зразки створювалося сталонними вантажами величиною 25 Н.

Дослідження проводилися за схемою Бернуллі, з повторністю 16 пар зразків, для кожного зразка моторного палива, що є необхідною та достатньою умовою, та можливою помилкою 0,05 для проведення дослідів.

3.5 Методика проведення порівняльних ресурсних випробувань плунжерних пар паливного насоса високого тиску

Ресурсне випробування плунжерних пар проводили на штатному паливному насосі УТН-5Л.

Прискорені порівняльні ресурсні випробування проводили з урахуванням режиму експлуатації паливного насоса та вимог на випробування:

- для досліджень використовувалося товарне літнє дизельне паливо марки Д-40л;
- для дослідження використовувалося товарне літнє дизельне паливо з протизадирною присадкою на основі етилентригліцерин гідроксиду водню;

- експлуатаційні налаштування паливного насоса відповідали технічним вимогам заводу-виробника;

- перед проведенням досліджень плунжерні пари були підібрані за гідрощільністю, що забезпечувало ідентичність умов випробування;

- дослідження проводили в кілька паралельних етапів (по 10 год., що відповідає змінному режиму роботи паливного насоса високого тиску), рівних за часом міжремонтного напруцювання ПНВТ - 106 циклів навантаження, що відповідає 80 % гамма ресурсу плунжерних пар;

- після кожного етапу випробувань оцінювали гідрощільність плунжерних пар, при експлуатації їх на товарному лігньому дизельному паливі та на товарному лігньому дизельному паливі з протизадирною присадкою;

- еталонні форсунки відрегульовані на тиск упорскування - 17,5 мПа;

- температура палива підтримувалася терморегулятором, вбудованим у бак із паливом – 80 ± 1 °С;

- паливо у баку стенду замінювалося кожні 10 годин експлуатації;

- після кожного 10 годинного циклу випробувань визначалася гідрощільність плунжерних пар. Відсічний клапан на секції паливного насоса високого тиску мав герметичність – 6 с., а пружина клапана налаштована на 20 Н;

- ресурсні стендові випробування проводили виходячи з режимів роботи ПНВТ.

З [5] відомо, що паливний насос високого тиску експлуатується:

- 0,80-0,85 часу в режимі номінальної частоти обертання; 0,05-0,10 – у режимі холостого ходу;

- 0,05 – 0,12 – у максимальному режимі роботи регулятора (у режимі навантаження).

3.6 Методика визначення гідравлічної щільності плунжерних пар паливного насоса високого тиску

Для цього в паливний насос подавали тестову рідину щільністю 0,824 кг/м³.

Запускали паливний насос високого тиску і визначали гідрощільність манометром AR112008.

У динамічному режимі роботи плунжерної пари при частоті обертання розподільчого валу 100 хв^{-1} за залежністю

$$Q_{\text{ум}} = 0,01 \cdot Q, \quad (3.2)$$

де Q – витрата палива, $\text{м}^3/\text{с}$,

$$Q = V/t,$$

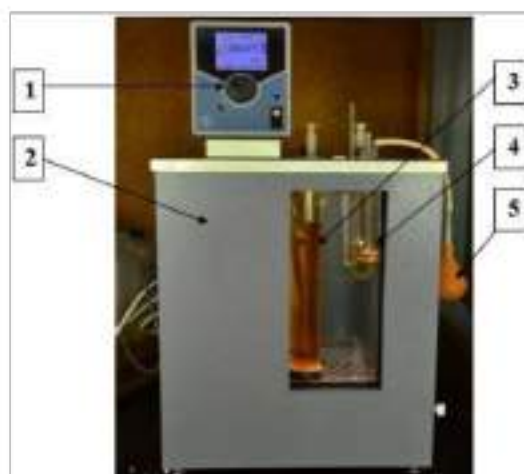
де V – об'єм палива, що подається, м^3 ;

t – час подачі, с.

3.7 Огляд приладів та обладнання

Для вимірювання кінематичної в'язкості та щільності застосовувався лабораторний віскозиметричний рідинний кріотермостат LOIPLT-912 (рис. 3.3) при температурі від 20 до $80 \text{ }^{\circ}\text{C}$ з точністю до $\pm 0,01^{\circ}\text{C}$.

Кінематичну в'язкість ($\text{мм}^2/\text{с}$) визначали за допомогою скляних капілярних віскозиметрів ВПЗ-4 (рис. 3.4, а). Щільність ρ ($\text{кг}/\text{м}^3$) вимірювалася (рис. 3.4, б) ареометрами АНТ-1.



1 – модуль терморегулювання LT-912; 2 – модуль охолодження; 3 – мірна склянка з ареометром АНТ; 4 – віскозиметр ВПЗ-4; 5 – груша

Рисунок 3.3 – Загальний вигляд кріотермостату LOIPLT-912 для вимірювання кінематичної в'язкості та щільності досліджуваних видів палива



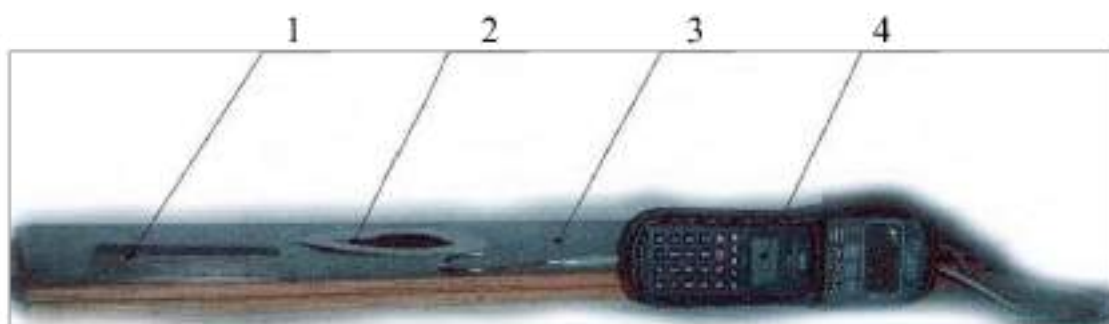
а)

б)

Рисунок 3.4 – Обладнання для вимірювання в'язкості та щільності палива:

а – віскозиметр ВПЗ-4; б – ареометр АНТ-1

Для визначення сили тертя застосовували лабораторну установку представлену на рис. 3.5.



1-3 – поверхні тертя, що випробовуються; 2 – вугільний порошок; 4 – ваги електронні підвісні ВНТ-15-2/5/10

Рисунок 3.5 – Лабораторна установка для визначення сили тертя

Для ресурсних випробувань застосовувався стенд КІ-921М (рис. 3.6), що працює на номінальному режимі із частотою обертання валу насоса 1100 хв^{-1} . Номінальна об'ємна циклова подача палива становила $74 \text{ см}^3 \pm 3\%$ за 1000 циклів із частотою обертання кулачкового валу ПНВТ 1100 хв^{-1} .

Стан плунжерної пари за швидкістю просочування палива (гідравлічної щільності) перевіряють приладом КІ-759 (рис. 3.7).



1 – паливопроводи високого тиску; 2 – випробуваний серійний насос УТН-5;
3 – форсунки; 4 – паливопровід відведення палива з порожнини насоса; 5 – стенд
для перевірки та регулювання паливної апаратури КІ-921М; 6 – кнопкові станції

Рисунок 3.6 – Модернізований стенд для випробування та регулювання паливної апаратури марки КІ-921М



1 – паливний бак; 2 – гайка; 3 – важіль; 4 – основа; 5 – гвинт-фіксатор втулки плунжера

Рисунок 3.7 – Пристрій для перевірки гідравлічної щільності плунжерних пар КІ-759

Випробування треба проводити при температурі 18-20 °С сумішшю рідини, що складається з двох вагових частин зимового дизельного масла та однієї вагової частини дизельного палива.

Плунжерна пара вважається придатною, якщо час опускання плунжера буде не менше 3 с (у новій 45 - 90 с). Час у секундах від початку навантаження плунжера до його провалювання є характеристикою густини плунжерної пари. Пари, що мають щільність менше 3 секунд, вибраковуюються.

3.8 Методика проведення моторних випробувань

Після стендових випробувань дизельного двигуна Д-243 отримані дані обробляються за допомогою залежностей:

1) крутний момент двигуна (Н·м):

$$M_{\delta} = \frac{P_T \cdot L_T \cdot i_p}{\eta_p} \quad (3.3)$$

де P_T – показання вагового механізму, кгс;

η_p – К.К.Д. редуктора, приймаємо 0,96-0,98;

L_T – довжина плеча вагового механізму електрогальма ($L_T = 0,716$ м);

i_p – передатне число редуктора, приймаємо 1.

2) ефективна потужність двигуна N_e (кВт):

$$N_e = \frac{M_{\delta} \cdot n_T}{9550}, \quad (3.4)$$

де n_T – частота обертання валу гальма, об/хв.

3) Годинна витрата палива G_m (кг/год)

$$G_m = \frac{3,6 \cdot Q}{t}, \quad (3.5)$$

де Q – витрата палива, г;

t – час досліду, с.

4) Питома ефективна витрата палива g_e (г/кВт год) визначається за формулою:

$$g_e = \frac{1000 \cdot G_m}{N_e}, \quad (3.6)$$

Стендові випробування проводилися для визначення потужних та еко-

номічних показників дизельного двигуна Д-243 по зовнішній регуляторній характеристиці для визначення можливості експлуатації дизелів на товарному літньому дизельному паливі з протизадирною присадкою [5]. Моторні випробування ДВЗ Д-243 проводили: 1 - ДП (товарне літнє дизельне паливо); 2 - товарне літнє дизельне паливо з протизадирною присадкою. Зміна параметрів роботи двигуна Д-243 на товарному дизельному літньому паливі з протизадирною присадкою виявлялася при порівнянні з параметрами, отриманими при роботі на дизельному паливі, зберігаючи початкові регулювання двигуна. У програму стендових випробувань двигуна Д-243 входить зняття зовнішньої регуляторної характеристики при використанні товарного літнього дизельного палива з протизадирною присадкою та отримання порівняльних характеристик з параметрами роботи дизеля на товарному літньому дизельному паливі.

При дослідженні роботи двигуна на товарному літньому дизельному паливі з протизадирною присадкою, було знято зовнішню регуляторну характеристику дизельного двигуна Д-243, укомплектованого агрегатами та системами, що забезпечують його штатну експлуатацію, за допомогою моторної установки на базі електрогальмівного стенду.

У випробувальному стенді між двигуном та електрогальмом встановлений редуктор, коробка передач автомобіля, яка вторинним валом з'єднана з двигуном, а первинним з валом електрогальма. При включенні п'ятої передачі вал електрогальма обертається із частотою колінчастого валу двигуна. При максимальній частоті обертання колінчастого валу двигуна 2200 хв^{-1} вал електрогальма обертається з такою самою частотою. До системи живлення двигуна входять, крім паливної апаратури, паливний бак, ваги для вимірювання витрати дизельного палива та сполучна арматура. У ДВЗ частота обертання колінчастого валу вимірювалася дистанційним електротометром з похибкою $\pm 1 \text{ хв}^{-1}$ електрогальмівного стенду.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ

4.1 Результати дослідження експлуатаційних властивостей моторного палива

Результати дослідження кінематичної в'язкості товарного літнього дизельного палива наведено на рис. 4.1. Графік зміни кінематичної в'язкості товарного літнього дизельного палива з протизадирною присадкою наведено на рис. 4.2.

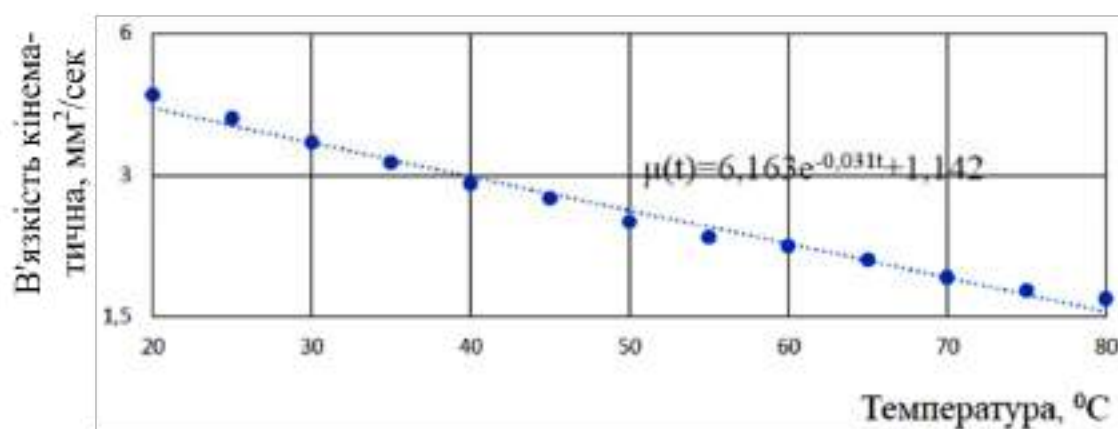


Рисунок 4.1 – Графік залежності зміни кінематичної в'язкості літнього дизельного палива від температури

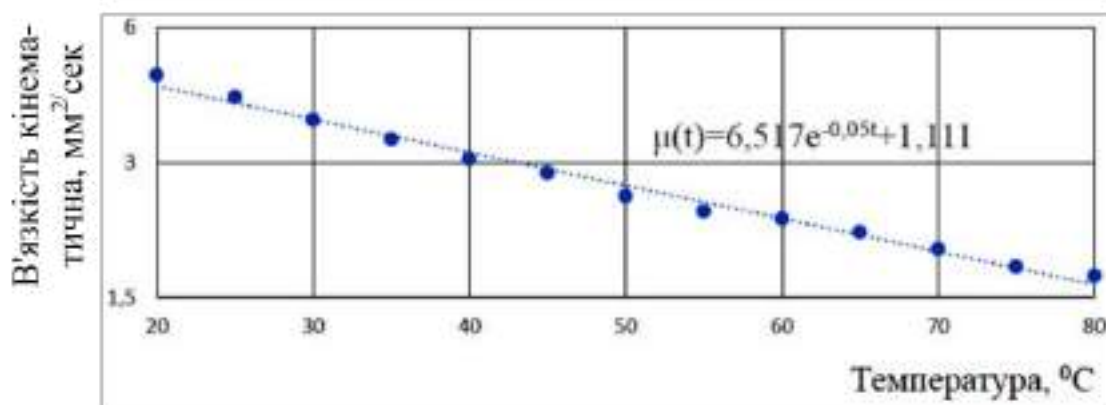


Рисунок 4.2 – Графік залежності зміни кінематичної в'язкості товарного літнього дизельного палива з протизадирною присадкою від температури

Аналіз графіків свідчить про температурну залежність зміни в'язкості моторного палива. Причому з підвищенням температури спостерігали зменшення величини

ни кінематичної в'язкості.

Графік кінематичної в'язкості визначається ступеневою залежністю виду $\mu = Ae^{ax} + B$. Виявлена похибка апроксимації кривих експериментальних даних не перевищує 5 %. Кінематична в'язкість товарного літнього дизельного палива з протизадирною присадкою при 20 °С відрізняється від товарного дизельного палива (ДП) на 5-6 %, зі збільшенням температури абсолютні значення в'язкості між досліджуваними зразками зменшуються і при досягненні 80 °С становить не більше 2,5 %.

Однорідність дисперсій проведення паралельних дослідних випробувань визначали за критерієм Кохрена. Отримана величина критерію кінематичної в'язкості не перевищує табличного значення $G_m = 0,3346$, тому, дисперсія паралельних дослідів однорідна. Відповідно до вимог [6] кінематична в'язкість дизельного палива при 20 °С має становити 3,0-6,0 мм²/с.

Результати дослідження щільності товарного літнього дизельного палива та товарного літнього дизельного палива з протизадирною присадкою наведено на рис. 4.3.

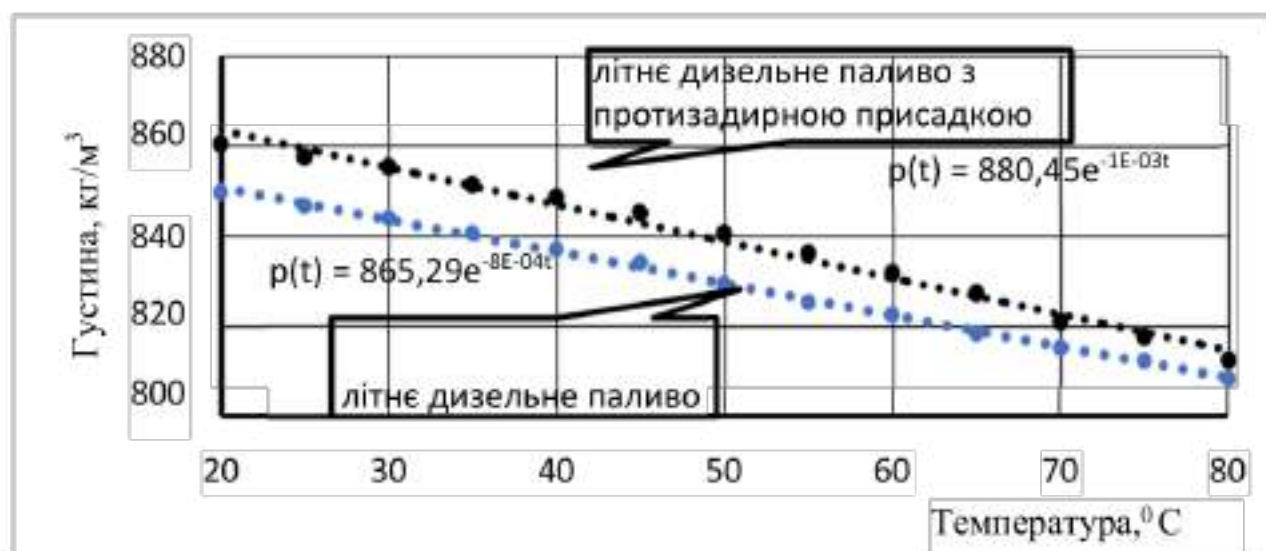


Рисунок 4.3 – Графік залежності зміни щільності товарного дизельного палива від температури

Зміна густини підкоряється залежності виду похибки $\rho = Ae^{dx}$. Помилка апроксимації кривих не перевищує 5%.

Аналіз даних графіків показує, що щільність палива відрізняється на 2-5% залежно від зміни температури.

Однорідність дисперсій проведення паралельних дослідних випробувань визначали за критерієм Кохрена [16]. Отримана величина критерію щільності не перевищує табличного значення $G_m = 0,3346$ тому, дисперсія паралельних дослідів однорідна. Відповідно до вимоги [6] щільність дизельного палива при 15 °C не перевищувала градієнт 10 кг/м³.

Результати визначення в'язкісно-температурної залежності свідчать, що можлива експлуатація паливного насоса високого тиску на товарному літньому дизельному паливі з протизадирною присадкою без переобладнання та конструктивної зміни його систем.

4.2 Результати порівняльних стендових ресурсних випробувань плунжерних пар паливного насоса високого тиску

Для оцінки даних про зміну величин подачі паливного насоса та контролю за технічним станом прецизійних деталей через кожні 10 год ходу експерименту враховувалася подача палива на номінальному та пусковому режимі роботи.

Величини зміни циклової подачі палива відносно виду застосовуваного палива наведені на рис 4.4, 4.5. Для проведення аналізу поданих величин використовуємо коефіцієнт стабільності λ і відносної інтенсивності зміни циклової подачі палива (Γ). Експериментальні дані представлені у додатках.

Коефіцієнт стабільності є однозначним показником зміни гідравлічної щільності, що вказує на зменшення середньої (по секціях) циклової подачі палива на пусковий режим по відношенню до її початкового значення величини.

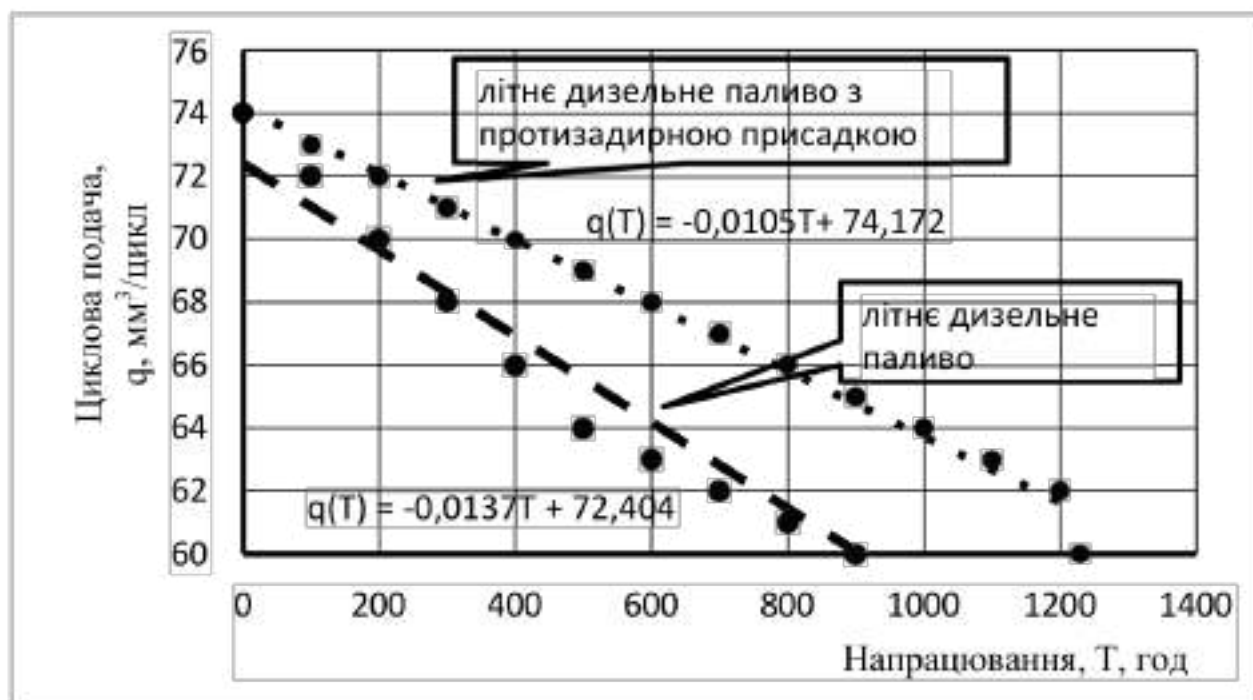


Рисунок 4.4 – Графік зміни циклової подачі палива залежно від напрацювання (пусковий режим роботи)

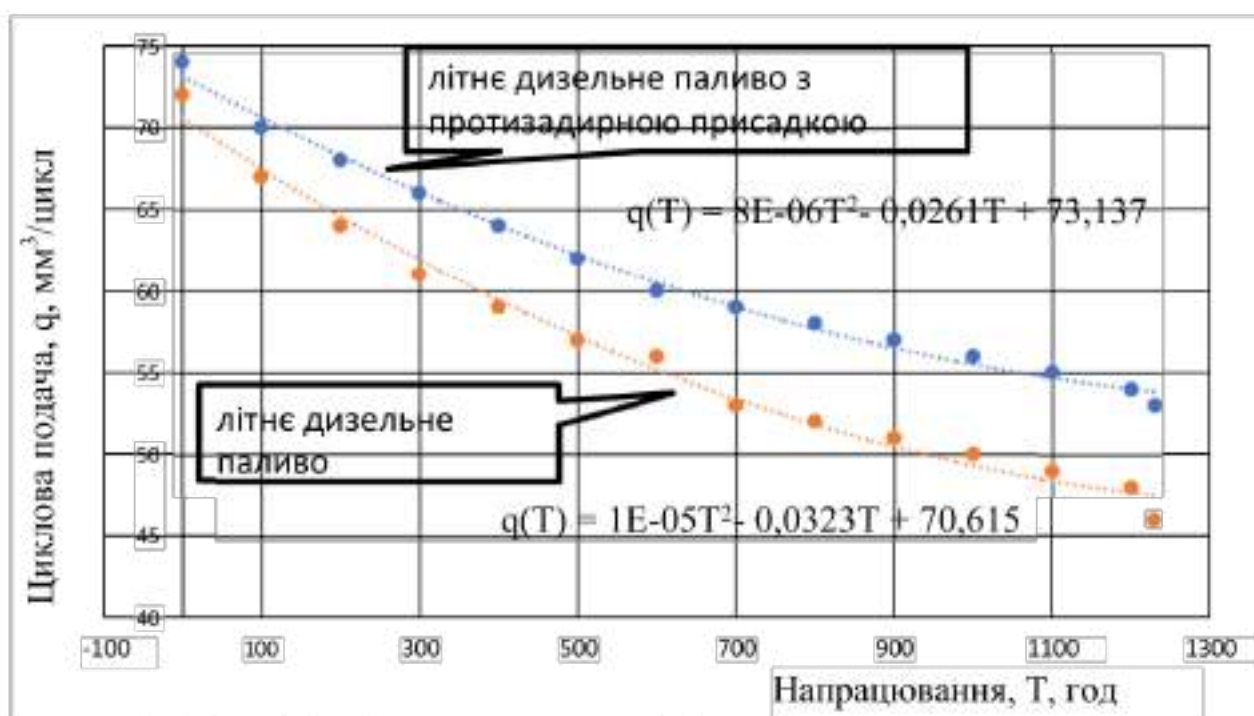


Рисунок 4.5 – Графік зміни циклової подачі палива залежно від напрацювання (номінальний режим роботи)

Коефіцієнт стабільності обчислюється з виразу:

$$\lambda = q_{ц.ср}/q_{н.ср}, \quad (4.1)$$

де $q_{ц.ср.}$ - середня (за секціями) циклова подача палива на пусковій частоті обертання валу насоса, мм³/цикл;

$q_{н.ср.}$ - середня (за секціями) початкова циклова подача палива на пусковій частоті обертання валу насоса (при $\tau = 0$), мм³/цикл.

Під час розрахунків для номінального режиму роботи ПНВТ використовували відносну інтенсивність зміни циклової подачі палива:

$$I = \frac{\Delta q_{ц.ср.}}{q_{н.ср.} \cdot \tau}, \quad (4.2)$$

де $\Delta q_{ц.ср.}$ - зміна середньої (за секціями) подачі на номінальному режимі, мм³/цикл;

$q_{н.ср.}$ - середня (за секціями) початкова циклова подача на номінальному режимі (при $\tau = 0$), мм³/цикл;

τ - тривалість випробування (1230 год).

Результати обробки експериментальних даних представлені у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати обробки експериментальних даних

Використовуване паливо	Найменування показника	
	Коефіцієнт стабільності, λ	Відносна інтенсивність зміни циклової подачі палива, I, c^{-1}
ДП	0,484	$0,390 \cdot 10^{-4}$
ДП з протизадирною присадкою	0,682	$0,278 \cdot 10^{-4}$

З таблиці випливає те, що відбувається зміна коефіцієнта стабільності, а це характеризує збільшення гідравлічної густини плунжерних пар. Зменшення відносної інтенсивності зміни циклової подачі палива на номінальному режимі показує поліпшення технічного стану плунжерних пар паливного насоса. Однорідність дисперсій паралельних дослідів випробувань обчислювали за критерієм Кохрена [16, 17]. Отримані величини застосовуваного критерію для циклової подачі палива на пусковій та номінальній частоті обертання не перевищують табличного значення

величини $G_m = 0,7885$, тому дисперсії паралельних дослідів однорідні.

Проведені ресурсні випробування плунжерних пар паливного насоса високого тиску показали те, що застосування товарного дизельного літнього палива з протизадірною присадкою знижує інтенсивність скорочення циклової подачі. Що підвищується коефіцієнт стійкості на 35%, і це свідчить про збільшення гідравлічної щільності плунжерних пар.

Залежність функції щільності розподілу результатів досліджень показують, що при використанні товарного дизельного літнього палива з протизадірною присадкою відбувається збільшення ресурсу плунжерних пар паливної апаратури (рис. 4.6).

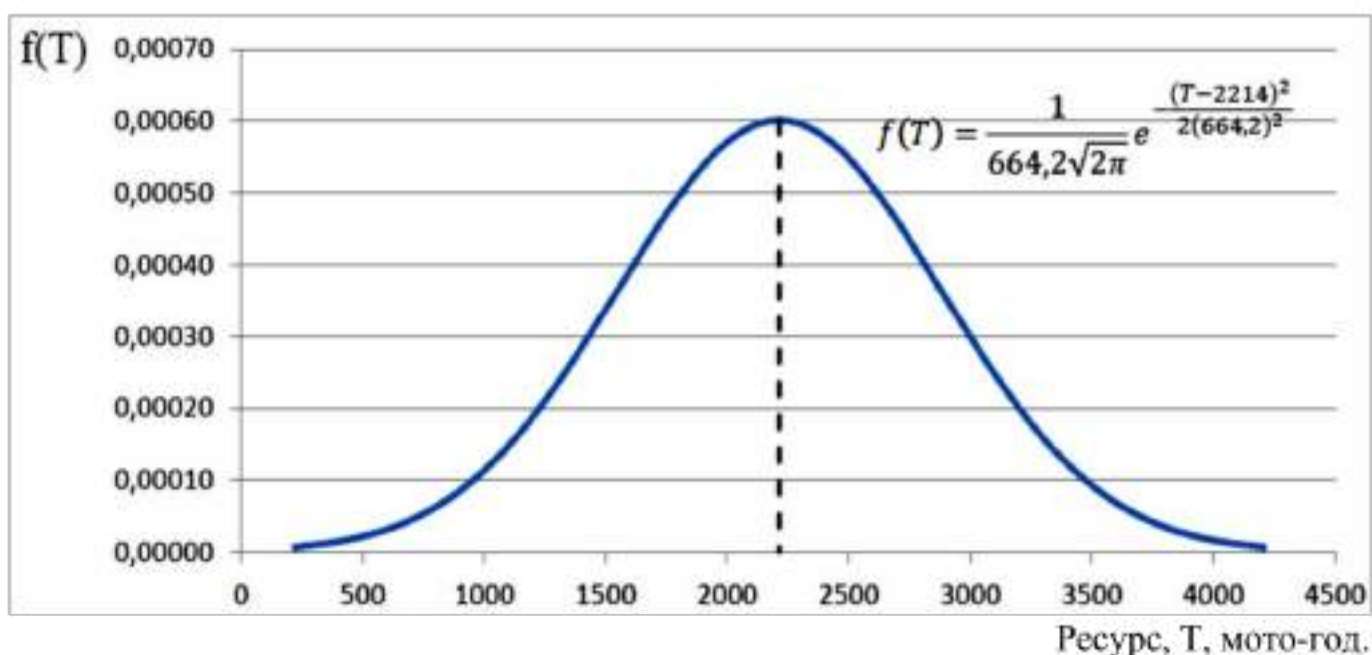


Рисунок 4.6 – Функція густини розподілу ресурсу плунжерних пар

Отримані результати при експериментальному дослідженні були апроксимовані функцією щільності ймовірності

$$f(T) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}}.$$

Напрацювання апроксимовано кривою другого порядку

$$\hat{T}_{плп} = av^2 + bw + c.$$

Для знаходження коефіцієнтів a , b , c був застосований метод найменших квадратів. За цим методом складалася система рівнянь і з цієї системи знаходилися коефіцієнти a , b , c .

$$\begin{cases} a \sum w^2 + b \sum w + n \cdot c = T \\ a \sum w^3 + b \sum w^2 + c \sum w = \sum T \cdot w \\ a \sum w^4 + b \sum w^3 + c \sum w^2 = \sum T \cdot w^2 \end{cases}, \quad (4.3)$$

де w – компонентний склад протизадирної присадки в дизельне паливо, %;

n – кількість дослідів.

Похибка апроксимації кривої розраховується за формулою:

$$\delta = \frac{1}{n} \sum \left| \frac{T - \hat{T}}{T} \right| \cdot 100\% \quad (4.4)$$

Після закінчення експериментальних досліджень отримані результати зміни циклової подачі на пусковій частоті обертання валу насоса, залежно від виду палива, що використовується апроксимовані кривою другого порядку.

При обробці результатів експериментальних досліджень отримано залежності, що характеризують закономірність зміни циклової подачі від напрацювання та виду палива:

літнє ДТ

$$q = 0,00001 t^2 - 0,0323 t + 70,615, \quad (4.5)$$

літнє ДТ із протизадирною присадкою

$$q = 0,000008 t^2 - 0,0261 t + 73,137, \quad (4.6)$$

де t – напрацювання, мото-год.

Похибка апроксимації кривих експериментальних даних не перевищує 5%, оцінена методом найменших квадратів. Подача палива на пускових оборотах дозволяє визначати технічний стан та прогнозувати залишковий ресурс плунжерних пар паливного насоса. Згідно з рекомендаціями, подача палива плунжерними парами насоса марки УТН-5 при 100 хв^{-1} повинна бути не менше $14,5 \text{ см}^3$ [7].

Отримані експериментальні дані показують, що при використанні товарного дизельного літнього палива з протизадирною присадкою ресурс плунжерних пар па-

ливної апаратури збільшується з 1230 до 2214 мото-год.

Відхилення в даних не перевищують 5 %, це свідчить про точний теоретичний опис напрацювання плунжерних пар насоса. При цьому порівняльний ресурс при ресурсних випробуваннях плунжерних пар становив 2214 мото-год. при використанні товарного літнього дизельного палива з протизадирною присадкою та 1230 мото-год. під час роботи на товарному літньому дизельному паливі. Дані представлені на рис. 4.7.

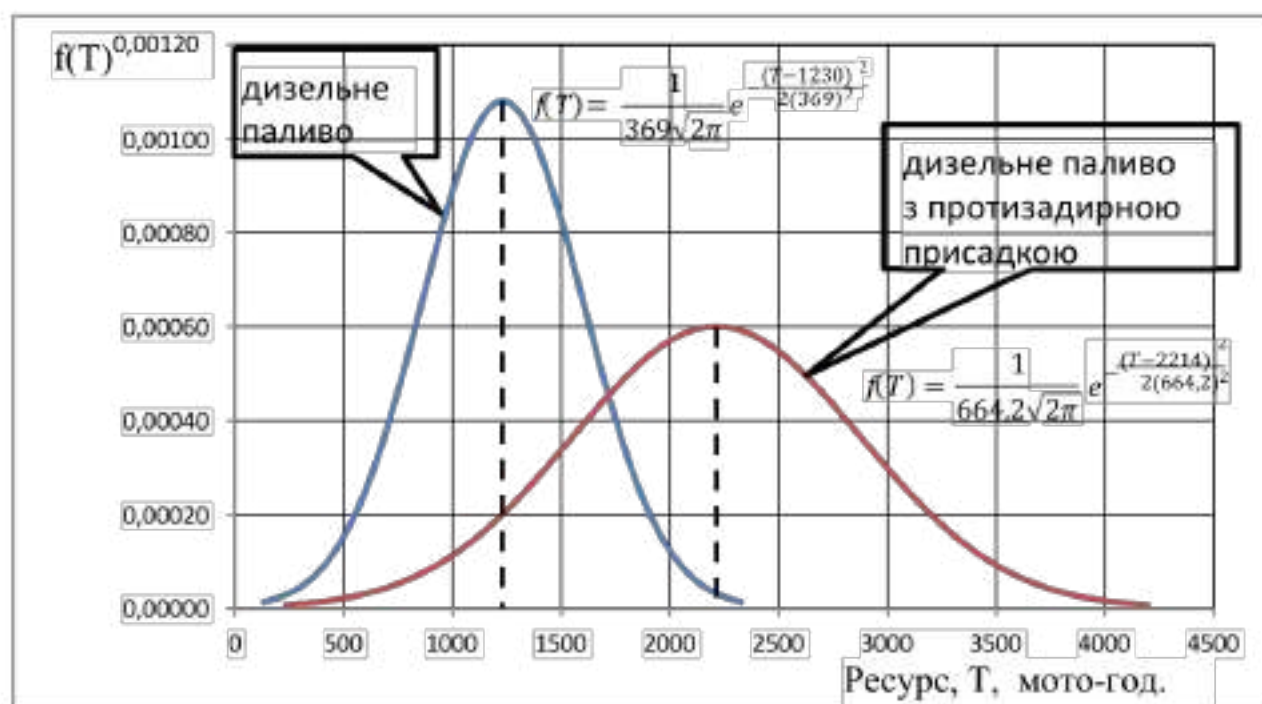


Рисунок 4.7 – Функція щільності розподілу ресурсу плунжерних пар при ресурсних випробуваннях

4.3 Результати дослідження гідрощільності плунжерних пар паливного насоса високого тиску

Для визначення взаємозв'язку між факторами було визначено коефіцієнт кореляції. Цей коефіцієнт склав 0,8889 між коефіцієнтом кінематичної в'язкості і щільністю палив, -0,8796 між кінематичною в'язкістю і гідравлічною щільністю плунжерних пар, -0,8851 між щільністю і гідравлічною щільністю плунжерних пар, -0,99647 між коефіцієнтом тертя і гідравлічною щільністю плунжерних пар. Це свід-

чить про тісний взаємозв'язок факторів.

На рис. 4.8 та 4.9 представлені графіки зміни гідравлічної щільності плунжерних пар від кінематичної в'язкості та коефіцієнта тертя.

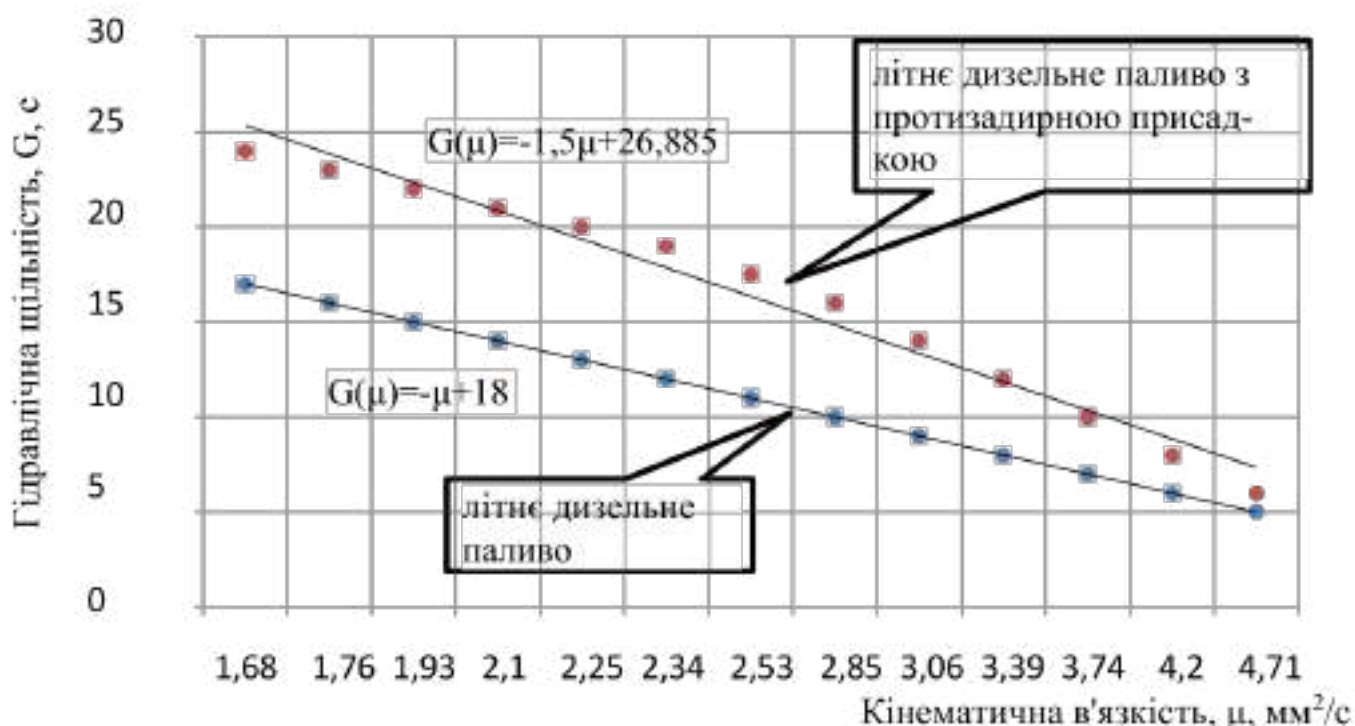


Рисунок 4.8 – Графік зміни гідравлічної щільності плунжерних пар від кінематичної в'язкості

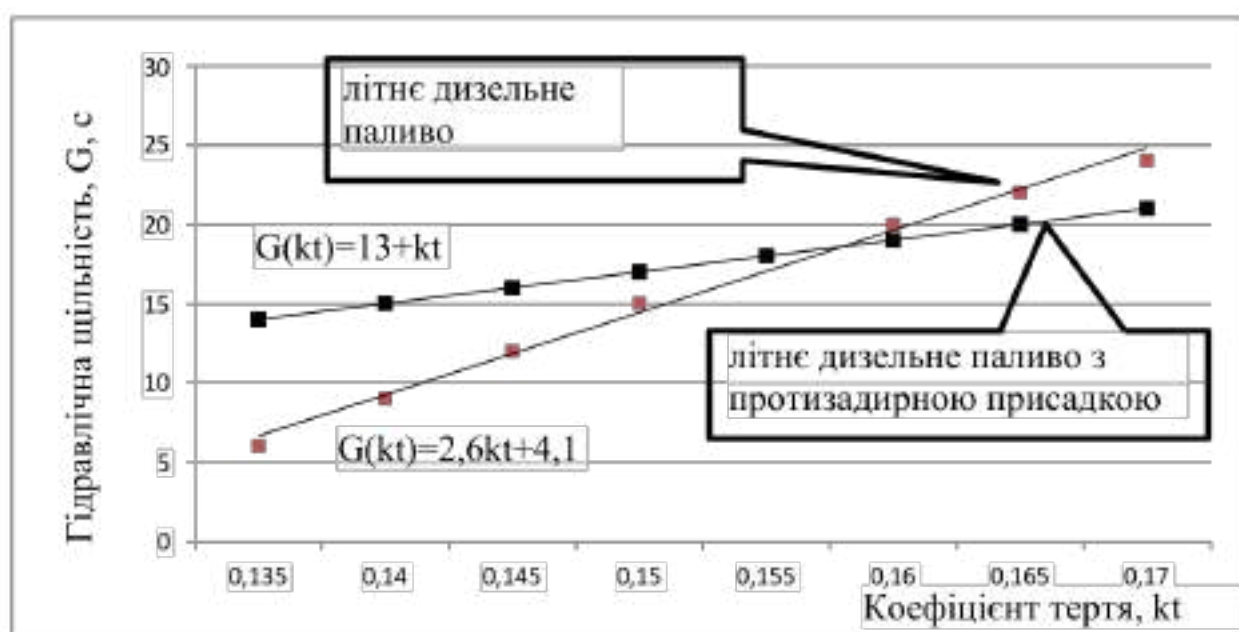


Рисунок 4.9 – Графік зміни гідравлічної густини плунжерних пар від коефіцієнта тертя

Для графіків на рис. 4.8, 4.9 було розраховано коефіцієнт детермінації, що свідчить про вплив змінних на результуючий показник. Не враховані в регресійній моделі фактори не суттєво впливають на гідравлічну щільність.

За результатами регресійного аналізу отримано регресійні моделі від кінематичної в'язкості та щільності:

- від двох факторів $y = 16,74374 - 0,05683 \cdot x_1 - 0,01422 \cdot x_2$, при цьому коефіцієнт кореляції становив 0,8;

- коефіцієнт тертя $k = 4,208287 + 0,022352 \cdot \xi_1 + 0,003457 \cdot \xi_2$, коефіцієнт кореляції становив 0,897, а детермінації – 0,894. За критерієм Фішера отримана двох факторна модель є значущою в цілому, оскільки $F_{\text{набл}} > F_{\text{табл}}$.

4.4 Результати моторних випробувань плунжерних пар паливного насоса високого тиску

Паливо з присадкою повинно мати певні експлуатаційні властивості. З метою визначення можливості експлуатації плунжерних пар паливного насоса високого тиску на товарному літньому дизельному паливі з протизадирною присадкою, було визначено зовнішню швидкісну характеристику дизельного двигуна Д-243, при його роботі на товарному літньому дизельному паливі з протизадирною присадкою та товарному літньому дизельному паливі. Дані представлені на рис. 4.10, протокол випробувань винесено в додаток. Отримані результати показують, що при роботі на товарному літньому дизельному паливі з протизадирною присадкою відбувається зниження ефективної потужності двигуна на 5,7% та збільшення питомої ефективної витрати палива на 10,7%.

На основі проведених досліджень при переводі техніки з одного виду палива на інше ніяких регулювань не проводилося, тоді можлива експлуатація на товарному дизельному літньому паливі з протизадирною присадкою.

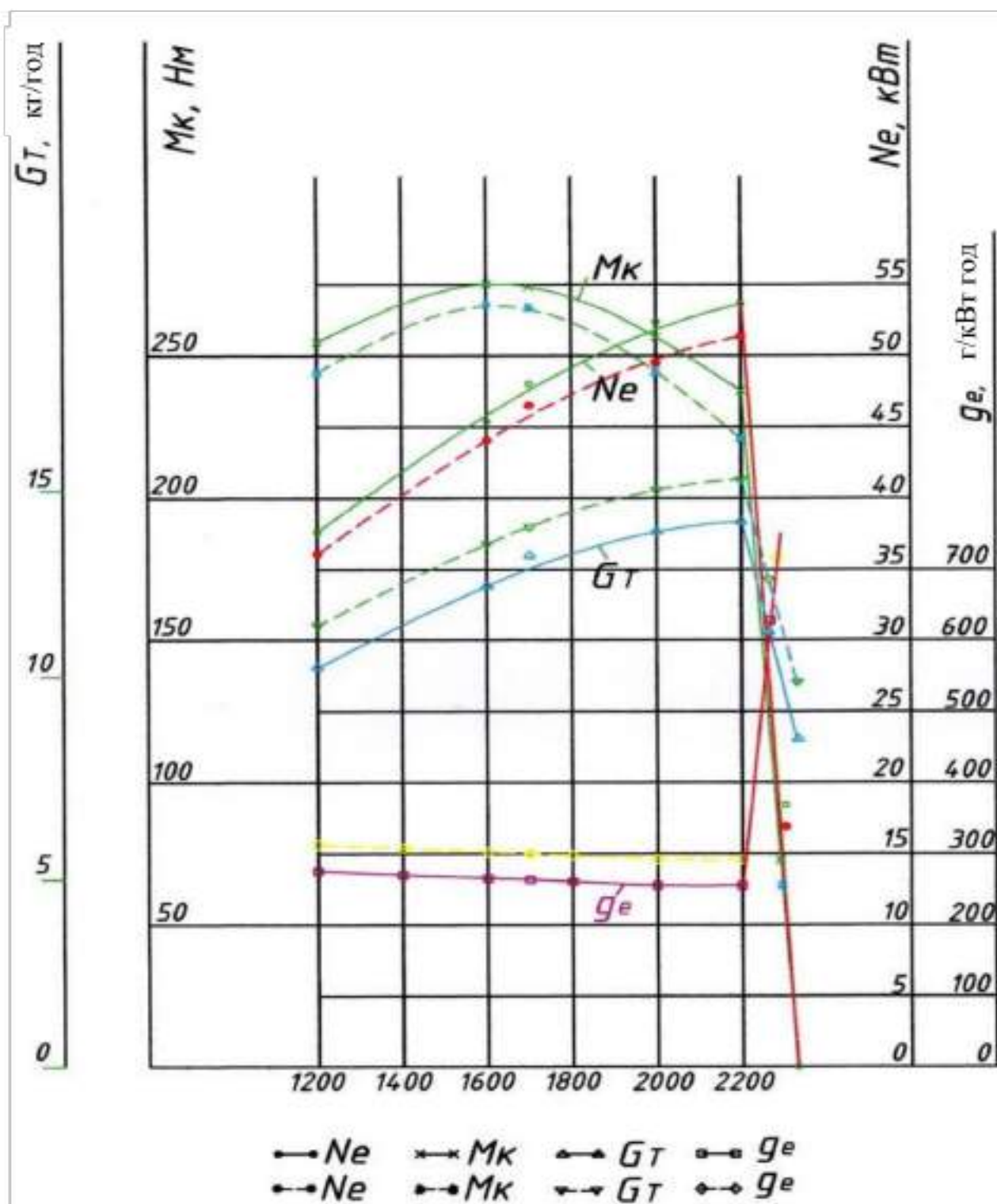


Рисунок 4.10 – Зовнішня регуляторна характеристика дизельного двигуна Д-243

4.5 Результати випробувань плунжерних пар паливного насоса високого тиску

Випробування проводились з використанням товарного літнього дизельного

палива та товарного літнього дизельного палива з протизадирною присадкою. На контрольному тракторі використовувалося літнє дизельне паливо (100% ДП). Трактори, які використовуються у дослідженні були одного року випуску, з однаковим технічним станом.

Для дослідження плунжерні пари ПНВТ двигунів внутрішнього згоряння застосовувалися відповідні технічні вимоги заводу-виробника. Перед випробуванням у плунжерних пар визначали гідравлічну густину.

У ПНВТ тракторів на стенді здійснили регулювання згідно з рекомендаціями заводу-виробника Д-243 (4ч 11/12,5). При частоті 1100 оборотів за хвилину об'ємна циклова подача палива за номінального режиму склала $74 \pm 3 \text{ \% см}^3$ за 1000 циклів. Після цього на дизельному паливі виміряно швидкісні характеристики ПНВТ. У двигуна трактора при роботі на товарному дизельному літньому паливі з протизадирною присадкою був змінений кут моменту подачі палива з 26 град. п.к.в. до 28 град. п.к.в. відповідно до нормативної документації дизеля Д-243 при роботі на дизельному паливі. Контроль напрацювання тракторів проводили по забірній картці використаного палива, та лічильнику мото-годин.

Трактори, що використовуються при дослідженні виконували однакові польові та транспортні роботи.

Визначення характеристик ПНВТ проводили з періодичністю 100 мотогодин роботи в умовах ремонтної майстерні за параметром гідравлічної щільності плунжерних пар.

При пускових та номінальних оборотах колінчастого валу проводили виміри циклової подачі з числом циклів 1000.

Результати оцінки циклової подачі палива при виробничих випробуваннях плунжерних пар паливного насоса високого тиску наведено на рис. 4.11 та 4.12.

Експериментальні дані показують, що при експлуатації плунжерних пар на товарному літньому дизельному паливі з протизадирною присадкою циклова подача в середньому знизилася з $V_{ц} = 74 \pm 3 \text{ \% мм}^3/\text{цикл}$ до $V_{ц} = 55 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ після спостережень, а на контрольних плунжерних парах ПНВТ, що працюють на ДП змінилася в середньому з $V_{ц} = 59 \pm 3 \text{ \% мм}^3/\text{цикл}$ до $V_{ц} = 37 \text{ мм}^3/\text{цикл}$.

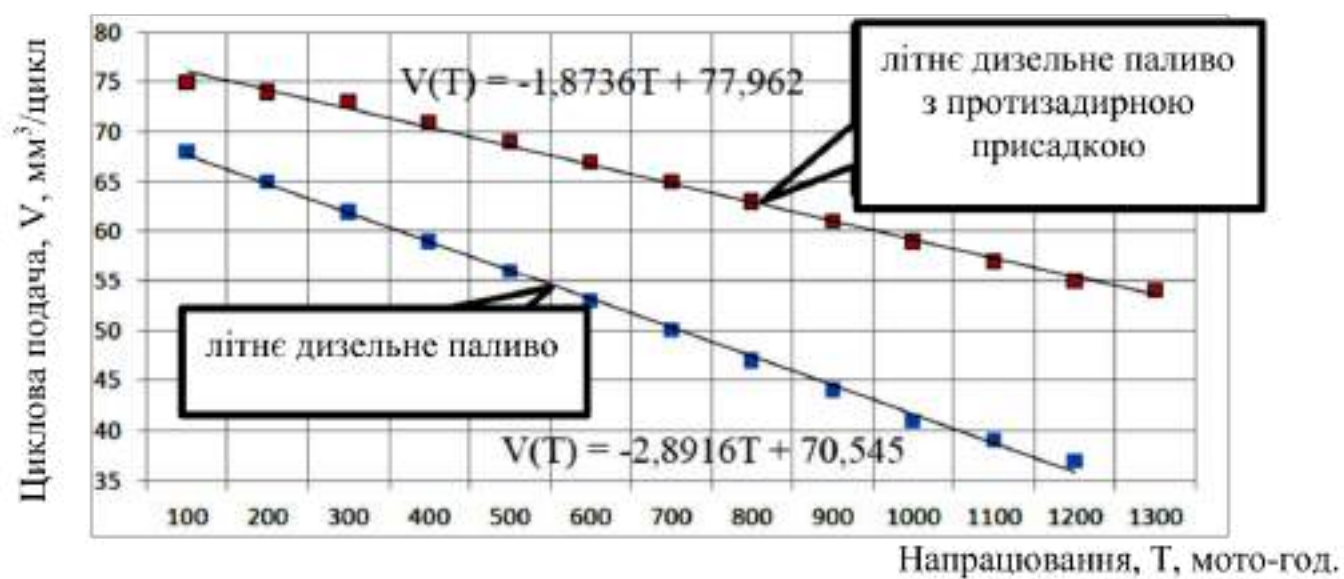


Рисунок 4.11 – Графік зміни подачі палива залежно від напрацювання плунжерної пари ПНВТ (при 1000 об/хв кулачкового валу)

5 ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА З ПРОТИЗАДИРНОЮ ПРИСАДКОЮ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ЇЇ ЗАСТОСУВАННЯ

5.1 Економічна оцінка застосування протизадирної присадки в дизельному паливі

Дослідженнями встановили, що використання товарного літнього дизельного палива з протизадирною присадкою дозволяє забезпечити працездатний стан плунжерних пар, і як наслідок, збільшувати ресурс ПНВТ. З іншого боку, однією з основних статей витрат підприємств є витрати на паливно-мастильні матеріали (ПММ) і, зокрема, на дизельне паливо. За проведеними розрахунками, при використанні товарного літнього дизельного палива з протизадирною присадкою його собівартість буде нижчою від вартості дизельного палива. З цього слідує те, що при використанні товарного літнього дизельного палива з протизадирною присадкою можна знизити витрати. Виходячи з вищесказаного, річний ефект від застосування товарного літнього дизельного палива з протизадирною присадкою E_p (грн), можна представити наступним виразом:

$$E_p = \left(\frac{TC_1}{R_1} - \frac{TC_2}{R_2} \right) * N_p, \quad (5.1)$$

де TC_1, TC_2 – витрати на експлуатацію транспортного засобу без використання протизадирної присадки в дизельному паливі та з використанням протизадирної присадки в дизельному паливі відповідно, грн.;

R_1, R_2 – ресурс плунжерної пари без використання протизадирної присадки в дизельному паливі та з використанням протизадирної присадки в дизельному паливі відповідно, год.;

N_p – середньорічне напруження, год.

За даними НТД середньорічне напруження двигуна Д-243, дорівнює 1800

мото-годин на рік, а середньогодинна витрата палива становить 9,12 кг/год.

При випробуваннях дизельного двигуна Д-243, було зафіксовано збільшення годинної витрати палива на 4%, отже, середньогодинна витрата товарного літнього дизельного палива з протизадирною присадкою дорівнюватиме 9,48 кг/год відповідно.

Витрати на експлуатацію транспортного засобу складатимуться з наступних складових:

$$TC = TCR + TCT, \quad (5.2)$$

де TCR – витрати на ремонт ПНВТ, приймемо рівними 5000 грн.;

TCT – витрати на паливо, на одиницю ресурсу плунжерної пари, грн./кг.

Витрати на дизельне паливо приймемо 41,00 грн./кг за оптовою ціною. Загальні витрати, необхідні для 1000 кг моторного дизельного палива з протизадирною присадкою, розраховуємо за такою формулою:

$$TC_{ЗАГ} = TCT + TC_{ПП}, \quad (5.3)$$

$$TC_{ПП} = TCE + TCTP + TCGV, \quad (5.4)$$

де $TC_{ПП}$ – витрати на протизадирну присадку, грн.;

TCE – витрати на спирт (етанол), 9125 грн.;

$TCTP$ – витрати на тригліцерин, 2100 грн.;

TC_{GV} – витрати на гідроксид водню, 500 грн.

Отже сума витрат на виробництво 1000 кг моторного дизельного палива з протизадирною присадкою склала:

$$TC_{ЗАГ} = 22550 + 11725 = 34275 \text{ грн.}$$

Отже, собівартість 1 л моторного дизельного палива з протизадирною присадкою становитиме 34 грн. 28 коп. Річний економічний ефект від застосування моторного дизельного палива з протизадирною присадкою E_p (грн.):

$$E_p = \left(\frac{5000 + 1230 \cdot (41 + 9,12)}{1230} - \frac{5000 + 2214 \cdot (34,28 + 9,48)}{2214} \right) \cdot 1800 = 91440 \text{ грн.}$$

Таким чином, річний економічний ефект на один транспортний засіб складає 91 440 грн.

У таблиці 5.1 наведено дані розрахунку річного економічного ефекту одним транспортним засобом.

Таблиця 5.1 – Річний економічний ефект на один транспортний засіб

Вид палива	моторне дизельне паливо з протизадирною присадкою
Ресурс плунжерної пари, год	2214
Витрати на ремонт ПНВТ, грн.	5000
Ціна 1 л палива, грн.	34,28
Середньогодинна витрата палива, трактором транспортним засобом, кг/год	9,48
Середньорічне напрацювання двигуна, мотто-годин	1800
Витрати на експлуатацію двигуна, грн./мотто-годину.	327,19
Річний ефект, грн.	91440

5.2 Рекомендації щодо застосування протизадірної присадки в дизельному паливі

Отримані в ході наукових досліджень результати рекомендується застосовувати при транспортних роботах, а саме:

1. Використання товарного літнього дизельного палива з протизадирною при-

садкою, яке складається з 55 % дизельного палива та 45 % присадки, що складається з 25 % етанолу, 15 % тригліцерину та 5 % гідроксиду водню при експлуатації вантажних автомобілів типу ЗиЛ або ГАЗ.

2. Експлуатаційні дослідження вантажних автомобілів типу ЗиЛ або ГАЗ при роботі на товарному літньому дизельному паливі з протизадирною присадкою та дизельному паливі показують, що при роботі транспортного засобу на товарному літньому дизельному паливі з протизадирною присадкою циклова подача палива на пусковій частоті обертання кулачкового валу ПНВТ після проведення транспортних робіт склала $55 \text{ мм}^3/\text{цикл}$, що на $18 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ більше, ніж під час роботи автомобіля на чистому ДП. Зміни гідравлічної щільності стану з 24 до 17 с при експлуатації плунжерних пар на товарному літньому дизельному паливі з протизадирною присадкою і з 24 с до 6 с при експлуатації на товарному літньому дизельному паливі.

Висновок

1. Встановлено:

- основною відмовою паливних насосів високого тиску двигунів є відмова плунжерних пар (близько 65 - 80% всіх відмов ПНВТ);
- ресурс плунжерних пар ПНВТ за умов рядової експлуатації загалом не перевищує 50 – 60 % від заявленого ресурсу заводом-виробником.

Відмови плунжерних пар обумовлені схоплюванням їх матеріалів, що є наслідком контактних навантажень та відсутністю протизадирної присадки у літньому товарному дизельному паливі. Для забезпечення працездатного стану плунжерних пар необхідна розробка компонентного складу протизадирної присадки товарного літнього дизельного палива.

2. Запропоновано компонентний склад протизадирної присадки в товарне літнє дизельне паливо, що включає: етанол, тригліцерин, гідроксид водню. У цій присадці етанол є регулятором щільності протизадирної присадки, тригліцерин – компонентом, що регулює процес схоплювання матеріалів деталей плунжерної пари, гідроксид водню – компонент, що стабілізує процеси окислення тригліцерину та горіння дизельного палива. Обґрунтовано концентрацію компонентів присадки: етанол – 25 %, тригліцерин – 15 %, гідроксид водню – 5 %, від загального обсягу товарного літнього дизельного палива. Концентрація компонентів обумовлена, виходячи з експлуатаційних властивостей та теплотворної здатності дизельного палива.

3. Теоретично обґрунтовано показник працездатного стану плунжерної пари. Розроблено функціональну залежність показника працездатного стану (гідрощільності) з урахуванням зазору у з'єднанні «втулка-плунжер» та експлуатаційних властивостей товарного літнього дизельного палива з протизадирною присадкою.

4. Встановлено при порівняльних стендових ресурсних випробуваннях, що ресурс плунжерних пар збільшується з 1230 до 2214 мото-годин при роботі на літньому дизельному паливі з протизадирною присадкою.

Список використаних джерел

1. A. K. Agarwal, J. Bijwe, L. M. Das. Effect of Biodiesel Utilization of Wear of Vital Parts in Compression Ignition Engine. *Transactions of 120 the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2003. Vol. 125, no 2. P. 604-611.
2. Qixin Ma, Quanchang Zhang, Zunqing Zheng. An experimental assessment on low temperature combustion using diesel/biodiesel/C2, C5 alcohol blends in a diesel engine. *Fuel*. 2021. Vol. 288. DOI: 10.1016/j.fuel.2020.119832.
3. Clark N. N. Transient Emissions of Alternative Compression Ignition Fuels. *SAE Technical Paper Series*. 1999. № 1117. P. 1-15.
4. K. Giannakopoulou, M. Lukas, A. Vasiliev, Ch. Brunner, H. Schnitzer. Conversion of rapeseed cake into bio-fuel in a batch reactor: Effect of catalytic vapor upgrading. *Microporous and Mesoporous Materials*. 2010. Vol. 128, issues 1-3. P. 126-135. DOI: 10.1016/j.micromeso.2009.08.022.
5. Cossement M. M. Effect of Erucic Acid on the Polymorphism of Hydrogenated rapeseed Oil. *Fett Wissenschaft Tehnologie*. 1990. № 8. P. 315-319.
6. L. Anantha Raman, B. Deepanraj, S. Rajakumar, V. Sivasubramanian. Experimental investigation on performance, combustion and emission analysis of a direct injection diesel engine fuelled with rapeseed oil biodiesel. *Fuel*. 2019. Vol. 246. P. 69-74. DOI: 10.1016/j.fuel.2019.02.106.
7. Grigg C. Reformulated diesel fuels and fuel injection equipment. *New fuels and vehicles for cleaner air conference*. 1994. № 6. P. 11-12.
8. G. iCnothe, K. Steidley. Lubricity of components of biodiesel and petrodiesel: The origin of biodiesel lubricity. *Energy & Fuels*. 2005. № 19. P. 1192-1200.
9. Lacey P. Fuel lubricity reviewed. *Fall fuels and lubricants meeting and exposition*. 1998. № 982567. P. 19-22.
10. LePera M. Low-Sulfur and Diesel Fuel Lubricity. *Fuel Line Magazine*. 2000. № 4. P. 18-19.
11. T. Murayama, Y. Oh, N. Miyamoto, T. Chikahisa, N. Takagi, K. Itow. Low Carbon Flower Buildup, Low Smoke, and Efficient Diesel Operation with Vegetable Oils

by Conversion to Mono-Esters and Blending with Diesel Oil or Alcohols. *SAE Technical Paper Series*. 1984. № 841161. P. 1-11.

12. D. Öoçimen, F. Karaosmanoglu. Production and characterization of bio-oil and biochar from rapeseed cake: 04/02467. *Renewable Energy*. 2004. Vol. 29 (5). P. 779–787,

13. L. A. Perkins, C. L. Peterson, D. L. Auld. Testing of Transesterified winter rape oil as fuel in Small Bore, Multicylinder, DI, CI Engines. Auld. – Idaho : National Center for Advanced Transportation Technology, 1994. 48 p.

14. Yunpu Wang, Qi Yang, Linyao Ke, Yujie Peng, Yuhuan Liu, Qiuhao Wu, Xiaojie Tian, Leilei Dai, Roger Ruan, Li Jiang. Review on the catalytic pyrolysis of waste oil for the production of renewable hydrocarbon fuels. *Fuel*. 2021. Vol. 283. DOI: 10.1016/j.fuel.2020.119170.

15. Robert O. D. Effect of antioxidants on the oxidative stability of methyl soyate (biodiesel). University St. : Peoria Fuel Processing Technology, 2005. 15 p.

16. O. Salley, K. Simon. Investigation of lubricity characteristics of biodiesel in petroleum and synthetic fuel. *Energy & Fuels*. 2009. № 23. P. 2229-2234.

17. Y. L. Machado, J. L. C. Fonseca, J. Q. Malveira, A. A. Dantas Neto, T. N. C. Dantas. Study of pressure and temperature influence on rapeseed biodiesel oxidation kinetics using PetroOXY method. *Fuel*. 2020. Vol. 282. DOI: 10.1016/j.fuel.2020.118771.

18. Габ А.І., Шахнін Д.Б., Малишев В.В. Аналітична хімія та інструментальні методи аналізу. Київ : Університет "Україна", 2017. 396 с.

19. Брускова Д.-М.Я., Кущевська Н.Ф., Малишев В.В. Фізична та калорійна хімія. Київ : Університет "Україна", 2020. 530 с.

20. Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів. Київ : Либідь, 2018. 400 с.

21. Канарчук В.Є., Курніков І.П. Виробничі системи на транспорті. Київ : Вища школа, 1997. 359 с.

22. Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів. Київ : Либідь, 2018. 400 с.

23. Ремонт автомобілів / упор. В.Я. Чабанний. Кіровоград : Кіровоградська

районна друкарня, 2007. 720 с.

24. Коваленко В.М., Щуріхін В.К. Діагностика і технологія ремонту автомобілів. Київ : Літера ЛТД, 2017. 224 с.

25. Борисюк Д.В., Яцковський В.І. Методи та засоби діагностування тракторів. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки*. 2015. № 1 (89). т. 2. С. 16-20.

26. Кукурудзяк Ю.Ю., Біліченко В.В. Технічна експлуатація автомобілів. Організація технологічних процесів ТО і ПР. Вінниця : ВНТУ, 2010. 198 с.

27. Бурлака С.А., Галушак О.О., Борисюк Д.В., Баранов В.А. Дослідження траєкторії руху частинок палива у змішувачі. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2024, № 1 (124). С. 89-94.

28. Borysiuk D. Functional-value analysis of «Common rail» system of «YaMZ-5340» series engines. *Матеріали XII-ої Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції «Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 16-18 квітня 2024 року: збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. Вінниця: ВНТУ, 2024. С. 11-19.*

29. Єленич А.П. Ємчик В.В. Особливості конструкції тракторів сільськогосподарського призначення компанії CASE. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2023. № 1 (120). С. 29-39.

30. Рябошапка В.Б., Нагорняк І.О. Підбір моделі турбокомпресора для переобладнання дизелів з вільним впуском на дизелі з турбонаддуванням. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2023. № 1 (120). С. 54-63.

31. Гуцаленко О.В. Комаха В.П., Єленіч М.П. Трактори та автомобілі. Методичні вказівки та завдання для виконання лабораторних робіт з дисципліни "Трактори та автомобілі" студентам факультету механізації сільського господарства зі спеціальності: 6.050503 "Обладнання переробних та харчових виробництв" Вінн. нац. аграр. ун-т. Вінниця: ВНАУ, 2013. 46 с.

32. Анісімов В.Ф., Гунько І.В., Гуцаленко О.В., Музичук В.І., Комаха В.П., П'ясецький А.А., Рябошапка В.Б., Кравець С.М. Паливні системи авторакторних

дизельних двигунів внутрішнього згорання. Методичні вказівки (доп. і пероб.) для лабораторних робіт з дисципліни «Трактори і автомобілі», спеціальність: 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва». Вінн. нац. аграр. ун-т. Вінниця: ВНАУ, 2015. 42 с.

33. Анісімов В.Ф., Гунько І.В., Гуцаленко О.В., Музичук В.І., Комаха В.П., П'ясецький А.А., Рябошапка В.Б., Кравець С.М. Випробування автотракторних дизельних двигунів внутрішнього згорання. Методичні вказівки (доп. і пероб.) для лабораторних робіт з дисципліни «Трактори і автомобілі», спеціальність: 6.100 102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва». Вінн. нац. аграр. ун-т. Вінниця: ВНАУ, 2015. 41 с.

34. Анисимов В.Ф., Рябошапка В.Б., А.А. Пясецкий. Дослідження характеристик впорскування запальної дози палива газодизеля по малих відхиленнях параметрів. Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. Вінниця 2006. Випуск 21. 7 с.

35. Анисимов В.Ф., Серода Л.П., Рябошапка В.Б., Пясецкий А.А. Дослідження впливу кута випередження подачі на експлуатаційні показники роботи дизеля при переведенні його на біодизельне паливо. Промислова гідравліка і пневматика. 2008. №2(20). 7 с.

36. Рябошапка В.Б. Дослідження впливу кута випередження подачі на експлуатаційні показники роботи дизеля при переведенні його на біодизельне паливо. Матеріали науково-технічної конференції “Науково-технічний прогрес у розвитку машин і засобів механізації сільського господарства”. Вінниця 2008. 4с.

37. Рябошапка В.Б. Обґрунтування експлуатаційних параметрів роботи енергетичних засобів сільськогосподарських машин на біопаливі. Матеріали науково-практичної конференції [“Науково-технічний прогрес у розвитку машин і засобів механізації сільського господарства”]. Вінниця 2009. С. 18-27.

38. Анісімов В.Ф. Рябошапка В.Б., Пясецький А.А. Дослідження характеристик дизельного двигуна при переведенні його на біодизельне паливо Матеріали міжнародної науково – технічної конференції 24-26 березня 2010.

39. Анісімов В.Ф., Яцковський В. І., В.Б. Рябошапка. Вплив біопалива на

діагностичні параметри дизельних двигунів. Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Вінниця, 2011., Серія: Технічні науки, № 7. С. 41-43.

40. Анісімов В.Ф. Яцковський В.І., Музичук В.І., Рябошапка В.Б., П'ясецький А.А. Зменшення впливу фізико-хімічних і біологічних особливостей біопалива на якість роботи двигуна. Вібрації в техніці та технологіях. 2011. №2(62) С. 114-119.

41. Анісімов В.Ф. Яцковський В.І., П'ясецький А.А., Рябошапка В.Б. Напрямки створення багатопаливних двигунів на базі дизельного циклу. Промислова гідравліка і пневматика. 2011. №2(32) С. 100-105.

42. Анісімов В. Ф. Семенов В. Г., Рябошапка В.Б. Теоретичне дослідження параметрів сумішоутворення в дизелі при роботі на біопаливі методом малих відхилень параметрів. Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Вінниця 2012., Серія: Технічні науки, №10 т. 1(58). С. 6- 10.

43. Музичук В.І. Рябошапка В.Б., Бурдейний О.М. Застосування чисельних методів при дослідженні теплових процесів на математичних моделях. Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету, Вінниця 2012. Серія: Технічні науки, №10 т. 2 (59). С. 145-148.

44. Анісімов В. Ф. Музичук В. І., Рябошапка В.Б., П'ясецький А.А., Мельничук С.Я. Про можливості пристосування тракторного дизеля для роботи на біопаливі. Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Вінниця 2012. Серія: Технічні науки, №11 т. 1 (65), С. 314-320.

45. Пришляк В.М., П'ясецький А.А., Рябошапка В.Б. Обґрунтування експлуатаційних показників дизельного двигуна за умови роботи на біопаливі. Матеріали XIII міжнародної конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки". Вінниця 2012. 2 с.

46. Семенов В.Г. Рябошапка В.Б. Про можливості використання біодизельного палива в сільському господарстві. Матеріали XIII міжнародної конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки". Вінниця 2012. 2 с.

47. Анісімов В.Ф. Рябошапка В.Б., П'ясецький А.А. Рекомендації керівникам підрозділів АПК та інженерам сільськогосподарського виробництва щодо

використання біодизельного палива в умовах сільськогосподарського виробництва. Збірник наукових праць ВНАУ. Вінниця 2014. Серія: Технічні науки. Випуск 2 (85). С. 200-203.

48. Анісімов В.Ф., Комаха В.П., Рябошапка В.Б. Елементи математичної моделі процесу горіння в дизелях, що враховує зміну виду палива. Матеріали І регіональної науково-технічної конференції [«Перспективи розвитку двигунів внутрішнього згорання працюючих на різних видах палива»]. Вінниця 2015: Видавництво ВНАУ. С. 78-80.

49. Анісімов В.Ф. В.Б. Рябошапка. Апроксимація і моделювання процесу згорання в сільськогосподарських тракторних дизелях з використанням біопалива. Матеріали всеукраїнської науково-практичної конференції [«Сучасні агротехнології: тенденції та інновації»]. Вінниця 2015. у 3 т. Т.3.: РВВ ВНАУ. С. 4-7.

50. Семенов В.Г. Комаха В.П., Рябошапка В.Б. Моделювання процесу згорання в тракторних і комбайнових дизелях, працюючих на різних видах палива за допомогою уточненої моделі І.І. Вібе шляхом апроксимації експериментальних даних. Техніка, енергетика, транспорт АПК. Вінниця 2015. №1 (91). С. 52-58.

51. Рябошапка В.Б. Розрахунок та порівняння кривих тепловиділення тракторного дизеля при роботі на дизельному паливі та біопаливі за допомогою нової математичної моделі. Техніка, енергетика, транспорт АПК. Вінниця 2015. №3 (92). С 89-94.

52. Борисюк Д.В., Фросталь В.Є. Аналіз несправностей систем живлення дизельних двигунів. *Матеріали XVII-ї міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту»*, 21-23 жовтня 2024 р. ДУ «Житомирська політехніка» (м. Житомир). С. 37-38.

Додаток А (обов'язковий).
РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Таблиця 1 – Об'єм палива, що подається по секціях, $V \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, (при $n = 100 \text{ об/хв}$)

Вид палива	ДП				ДП+ЕТГВ			
Номер секції / Об'єм палива	1	2	3	4	1	2	3	4
	24,8	23,8	23,2	24,2	26,4	24,4	24,4	25,2

Таблиця 2 – Величина витоку палива через зазор у з'єднанні «плунжер-втулка», $Q \text{ м}^3/\text{с}$

Вид палива	ДП	ДП+ЕТГВ
Величина витоку палива	$4,1 \cdot 10^{-9}$	$3,798 \cdot 10^{-9}$

Таблиця 3 – Зміна об'ємної подачі палива секціями під час експерименту, $V \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, (при $n = 100 \text{ об/хв}$)

Час, хв / Номер секції	ДП				ДП+ЕТГВ			
	1	2	3	4	1	2	3	4
0	19,8	22,2	21,4	18,8	22,0	20,8	19,5	21,4
10	19,0	21,5	20,4	17,8	21,6	20,4	19,0	20,6
20	18,2	20,4	19,2	17,2	21,2	19,6	18,6	20,0
30	16,4	19,5	18,0	15,6	20,7	19,3	18,0	19,2
40	15,0	18,2	16,2	14,0	19,4	18,6	17,2	18,6
50	13,4	15,7	13,4	11,2	18,8	17,4	16,6	17,0
60	10,6	12,0	9,2	8,0	17,0	16,2	14,6	15,0

Таблиця 4 – Зміна циклової подачі палива секціями під час експерименту, $q_n \cdot 10^{-9} \text{ м}^3/\text{цикл}$, (при $n = 100 \text{ об/хв}$)

Час, хв / Номер секції	ДП				ДП+ЕТГВ			
	1	2	3	4	1	2	3	4
0	198	222	214	188	220	208	195	214
10	190	215	204	178	216	204	190	206
20	182	204	192	172	212	196	186	200
30	164	195	180	156	207	193	180	192
40	150	182	162	140	194	186	172	186
50	134	157	134	112	188	174	166	170
60	106	120	92	80	170	162	146	150

Таблиця 5 – Зміна об'ємної подачі палива секціями під час експерименту,
 $V \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, (при $n = 1100 \text{ об/мин}$)

Час, хв / Номер секунди	ДП				ДП+ЕТГВ			
	1	2	3	4	1	2	3	4
0	35,8	36,2	36,4	35,4	36,0	36,2	35,8	35,8
10	35,4	35,8	36,0	34,8	35,8	36,4	35,4	35,6
20	34,7	35,2	35,2	34,3	35,6	35,8	35,2	35,4
30	34,2	34,8	34,5	33,4	35,2	35,4	34,8	34,5
40	33,2	34	33,6	33,2	34,8	35,0	33,8	34,2
50	32,0	33,2	32,6	31,0	34,6	34,8	33,2	33,6
60	30,6	32,2	31,4	29,4	34,0	34,2	32,6	33,0

Таблиця 6 – Зміна циклової подачі палива по секціях під час експерименту,
 $q_u \cdot 10^{-9} \text{ м}^3/\text{цикл}$, (при $n = 1100 \text{ об/хв}$)

Час, хв / Номер секунди	ДП				ДП+ЕТГВ			
	1	2	3	4	1	2	3	4
0	65,1	65,8	66,2	64,4	65,5	66,2	65,1	65,1
10	64,4	65,1	65,5	63,3	65,1	65,6	64,6	64,8
20	63,1	64,0	64,0	62,4	64,8	64,4	63,8	64,2
30	62,2	63,3	62,7	60,7	64,0	64,0	62,6	63,5
40	60,4	61,8	61,1	58,5	63,4	63,6	61,8	62,6
50	58,2	60,4	59,3	56,4	62,6	62,4	60,6	61,3
60	55,6	58,5	57,1	53,5	61,8	61,2	58,8	59,7

Таблиця 7 – Регуляторна характеристика двигуна Д-243 (ДП+ЕТГВ)

Параметри	Навантаження на гальмі	Частота обертання	Потужність	Крутий момент	Тривалість дослід	Витрата палива			Температура		Тиск масла
						за дослід	годинна	питома	води	масла	
Розмірність / № дослід	P	n	N _e	M	T	Q	G _г	g _e	t _в	t _м	P _м
	кГс	хв ⁻¹	кВт	Н·м	з	г	кг/год	г/кВт·год	°C	°C	кГс/см ²
1	0	2320	0	0	72,7	200	9,9	∞	83	75	3,6
2	10,4	2280	17,8	74,6	56,3	200	12,8	718,4	83	75	3,6
3	30,8	2200	50,9	220,9	46,5	200	15,5	304,1	85	78	3,5
4	33,0	2000	49,6	236,8	48	200	15	302	85	78	3,5
5	35,7	1800	48,2	255,7	48,6	200	14,8	307,0	84	78	3,5
6	36,5	1600	43,9	261,9	52,7	200	13,6	310,9	83	78	3,2
7	34,8	1400	36,6	249,6	61,2	200	11,7	321,2	82	78	3,2

Таблиця 8 – Регуляторна характеристика двигуна Д-243 (ДП – дизельне паливо)

Параметри	Навантаження на гальмі	Частота обертання	Потужність	Крутний момент	Тривалість дослід	Витрата палива			Температура		Тиск масла
						за дослід	годинна	питома	води	масла	
	P	n	N _e	M	T	Q	G _г	g _с	t _в	t _м	P _м
Розмірність / № дослід	кГс	хв ⁻¹	кВт	Н·м	з	г	кг/год	г/кВт·год	°C	°C	кГс/см ²
1	0	2320	0	0	81,8	200	8,8	∞	83	75	3,6
2	10,6	2280	18,2	76,2	61,0	200	11,8	648,4	83	75	3,6
3	32,7	2200	54	234,4	49,1	200	14,6	271,3	85	78	3,5
4	34,9	2000	52,4	250,2	49,5	200	14,5	277,5	85	78	3,5
5	37,2	1800	50,2	266,3	51,9	200	13,8	276,3	84	78	3,5
6	38,1	1600	45,8	273,3	56,9	200	12,6	276,2	84	78	3,3
7	36,3	1400	38,1	259,8	67,2	200	10,7	281,4	83	78	3,2

Додаток Б (обов'язковий).

**ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ
РОБОТИ**

2024/12/24 12:50

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Відновлення роботоздатного стану паливних насосів високого тиску дизельних двигунів в умовах станції технічного обслуговування «Мілана» місто Вінниця

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

магістерської кваліфікаційної роботи

Галузь знань 27 – «Транспорт»

Спеціальність 274 – «Автомобільний транспорт»

Виконав студент гр. 2АТ-23м

Фросталь В.Є.

Керівник к.т.н., доцент кафедри АТМ

Борисюк Д.В.

Вінниця – 2024

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Відновлення роботоздатного стану паливних насосів високого тиску дизельних двигунів в умовах станції технічного обслуговування «Мілана» місто Вінниця

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

магістерської кваліфікаційної роботи

Галузь знань 27 – «Транспорт»

Спеціальність 274 – «Автомобільний транспорт»

Виконав студент гр. 2АТ-23м

Фросталь В.Є.

Керівник к.т.н., доцент кафедри АТМ

Борисюк Д.В.

Вінниця – 2024

дизельних двигунів

в умовах станції технічного обслуговування «Мілана» місто Вінниця

Мета дослідження: забезпечити відновлення та працездатний стан плунжерних пар паливного насоса високого тиску з використанням протизадирної присадки на основі етилентригліцерину та гідроксиду водню в дизельному паливі в умовах СТО «Мілана».

Завдання дослідження:

Провести аналіз виробничої діяльності СТО «Мілана».

Обґрунтувати вибір та компонентний склад протизадирної присадки у товарне літнє дизельне паливо.

Обґрунтувати показник працездатного стану плунжерної пари паливного насоса високого тиску з урахуванням експлуатаційних властивостей товарного дизельного літнього палива з протизадирною присадкою.

Виявити залежність між експлуатаційними властивостями товарного літнього дизельного палива із протизадирною присадкою та показником працездатного стану плунжерної пари паливного насоса високого тиску.

Провести порівняльні випробування плунжерних пар на товарному літньому дизельному паливі з протизадирною присадкою.

Об'єкт дослідження: процес відновлення та зміни працездатного стану плунжерних пар паливного насоса високого тиску з додаванням протизадирної присадки в товарне літнє дизельне паливо.

Предмет дослідження: залежності та закономірності, що визначають працездатний стан плунжерних пар паливного насоса високого тиску з застосуванням протизадирної присадки в товарне літнє дизельне паливо.



Міністерство освіти і науки України
Державний університет "Житомирська політехніка"

Сертифікат

20.01-515-049-24

свідчить про те, що

Фросталь Владислав Євгенійович

прийняв(ла) участь у роботі XVII міжнародної науково-практичної конференції
«Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту»

з 21 жовтня 2024 р. по 23 жовтня 2024 р.

та пройшов підвищення кваліфікації тривалістю 15 годин (0,5 кредитів ЕCTS) за такими напрямками:

- стратегії та перспективи розвитку автомобільного транспорту та транспортних засобів;
- сучасні технології на автомобільному транспорті;
- транспортні системи, логістика, організація і безпека руху;
- системотехніка і діагностика транспортних машин;
- стратегії, зміст та нові технології підготовки спеціалістів з вищою технічною освітою в галузі автомобільного транспорту.

Ректор

Віктор ЄВДОКИМОВ

Дата видачі: 23 жовтня 2024 р.

Загальні відомості про СТО «Мілана»

3



Виробнича база СТО «Мілана»

СТО «Мілана» розташоване у м. Вінниця, 2-й провулок Юності, 1б.

Сервісний комплекс СТО «Мілана» об'єднує в собі ремонтну майстерню та пости ТО в м. Вінниця, шинний центр, магазин автозапчастин.



*Розташування виробничих підрозділів
СТО «Мілана»*

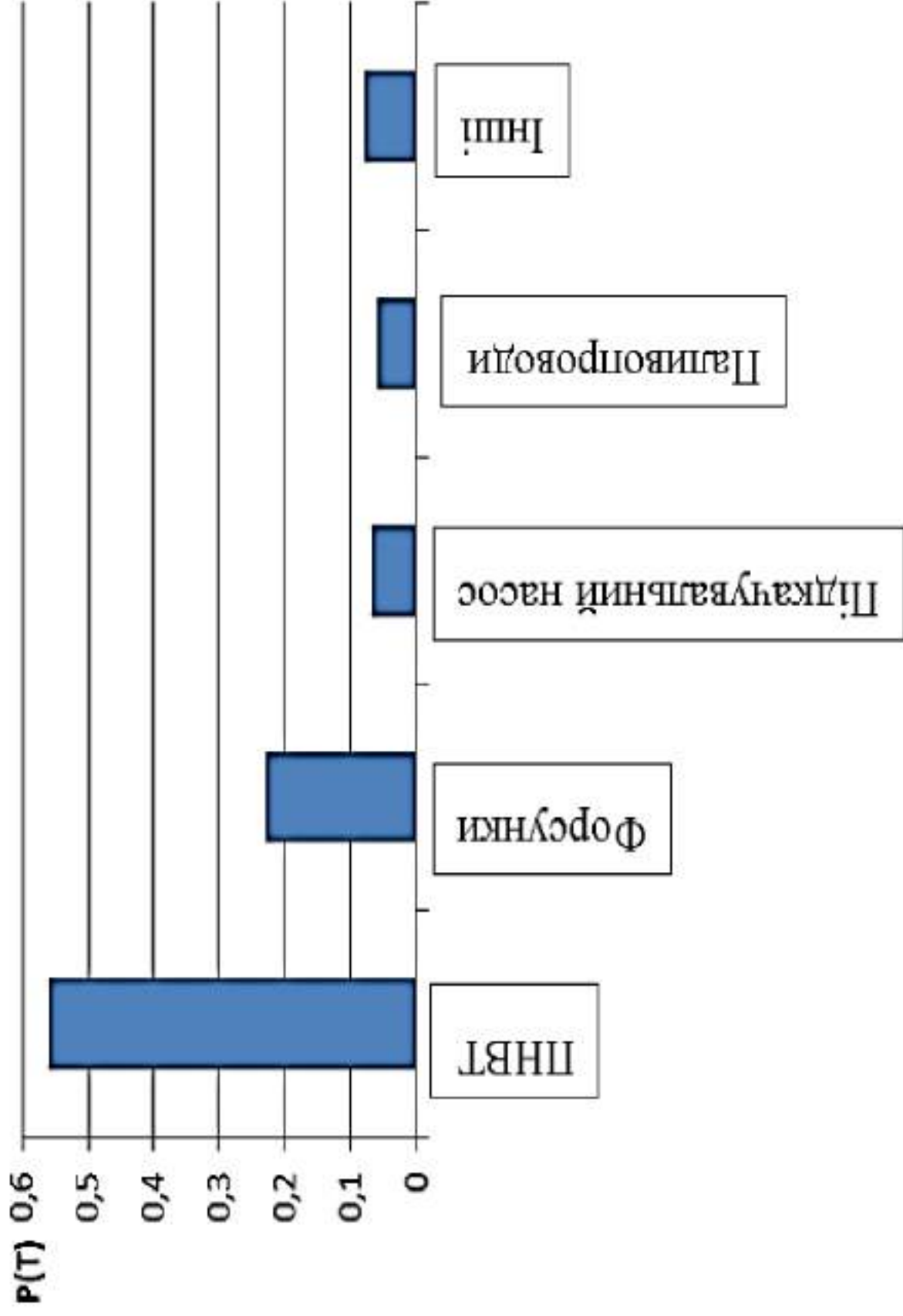


Розподіл відмов системи живлення дизельних ДВЗ

4

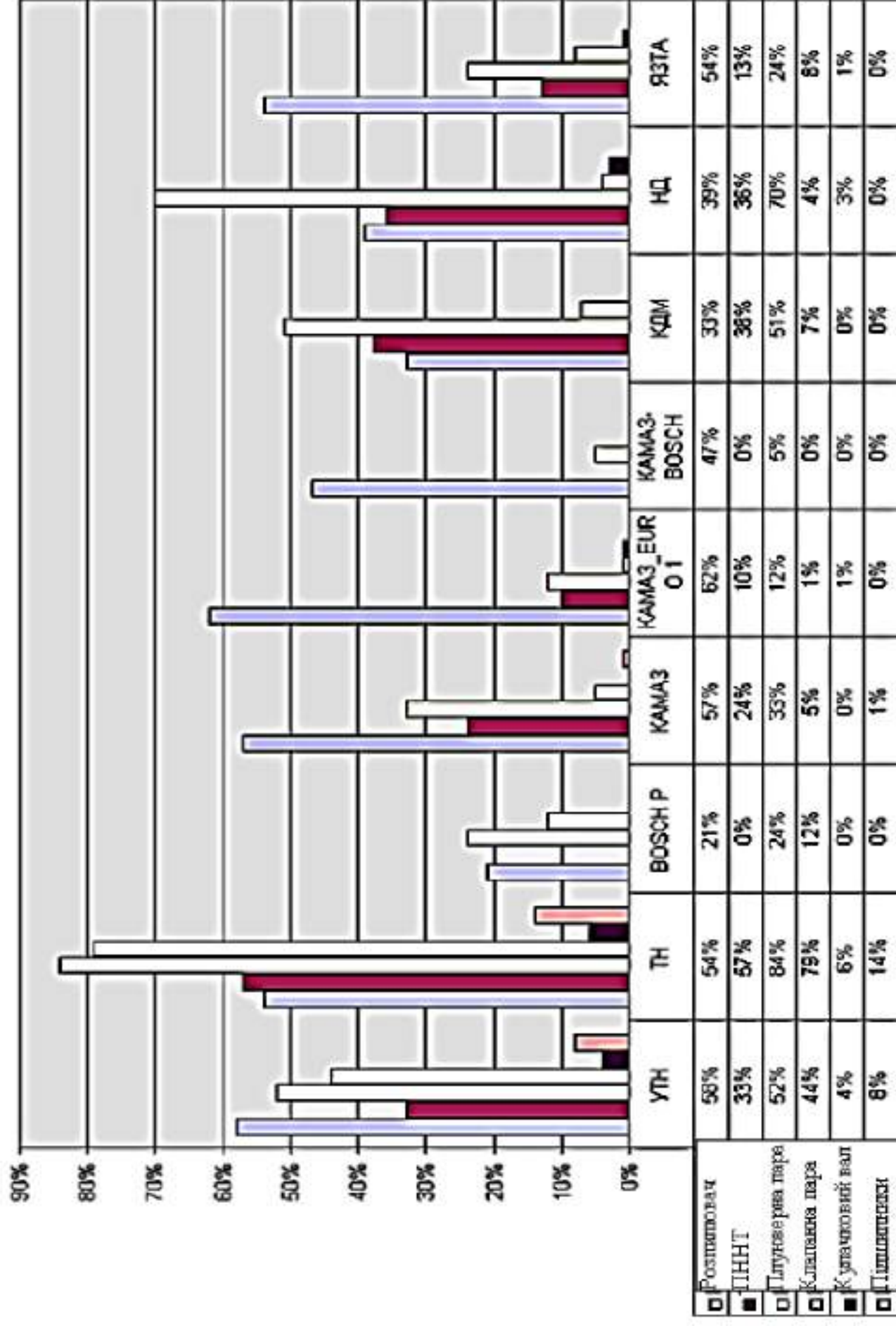


Діаграма ймовірності відмов паливної апаратури ДВЗ



Діаграма відмов елементів ПНВТ та форсунок

6



парі ПНВТ

Нехай плоска щілина шириною $b_{щ}$, заввишки $h_{щ}$ та довжиною $l_{щ}$ знаходиться під перепадом тисків p_0 , причому надлишковий тиск на виході дорівнює нулю.

Одна зі стінок зміщується відносно іншої зі швидкістю v нормальної до швидкості просочування рідини через цю щілину. Тоді, вважаючи потік ізотермічним та робочу рідину внаслідок малості впливу деформації недеформованою, а $h_{щ} = \text{const}$ при зміні в'язкості згідно із законом $\mu = \mu_0 \exp(p/p_\mu)$, можна отримати вираз витрати просочування інтегруванням рівняння

$$\frac{dp}{dx} = - \frac{12\mu_0 Q}{b_{щ} h_{щ}^3} \exp \frac{p}{p_\mu}.$$

З граничними умовами $p = p_0$ при $x = 0$, $p = 0$, $x = l$ вираз витрати буде

$$Q = \frac{b_{щ} h_{щ}^3}{12\mu_0 l_{щ}} p_\mu \left[1 - \exp \left(- \frac{p_0}{p_\mu} \right) \right] \equiv Q_0 \frac{\frac{p_0}{p_\mu}}{1 - \exp \left(- \frac{p_0}{p_\mu} \right)},$$

де Q_0 – витрата при $p_\mu \rightarrow \infty$

$$Q_0 = \frac{b_{щ} h_{щ}^3}{12\mu_0 l_{щ}} p_0.$$

$$p = -p_{\mu} \ln \left\{ \exp \left(-\frac{p_0}{p_{\mu}} \right) + \frac{x}{l} \left[1 - \exp \left(-\frac{p_0}{p_{\mu}} \right) \right] \right\},$$

а сила в'язкісного тертя при зміщенні однієї зі стінок відносно іншої

$$T = \int_0^1 \mu(x) \frac{\nu}{h_{щ}} b_{щ} dx = T_0 \frac{\frac{p_0}{p_{\mu}}}{1 - \exp \left(-\frac{p_0}{p_{\mu}} \right)}, \quad \text{де} \quad T_0 = \frac{\nu}{h_{щ}} b_{щ} \mu_0 l_{щ}$$

тобто $T \rightarrow T_0$ при $p_{\mu} \rightarrow \infty$.

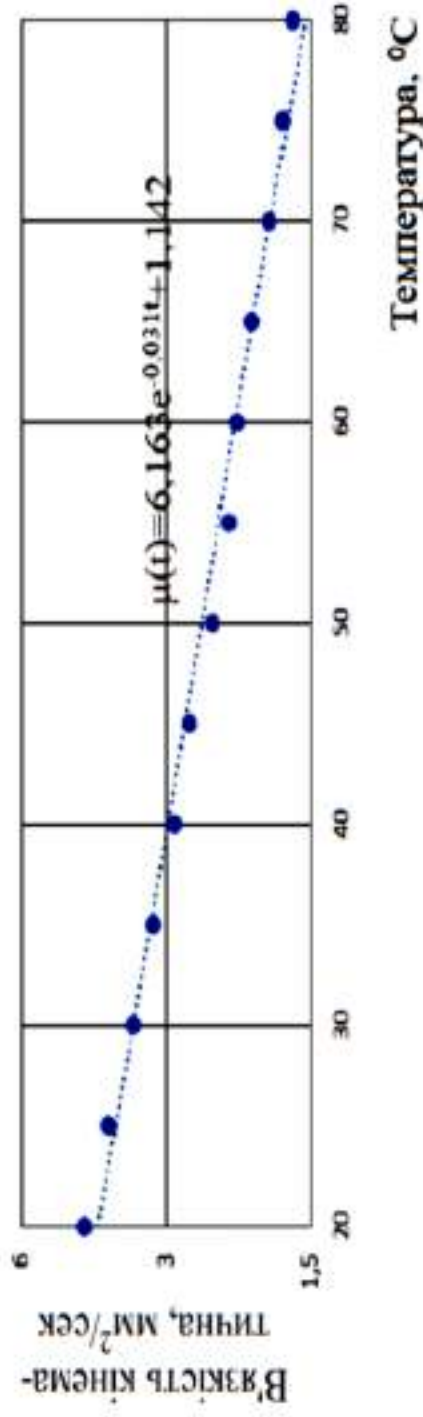
Вираз віджимання

$$P = 2 \left[\frac{\frac{p_{\mu}}{p_0} - \frac{\exp \left(-\frac{p_0}{p_{\mu}} \right)}{1 - \exp \left(-\frac{p_0}{p_{\mu}} \right)}}{P_0} \right] P_0,$$

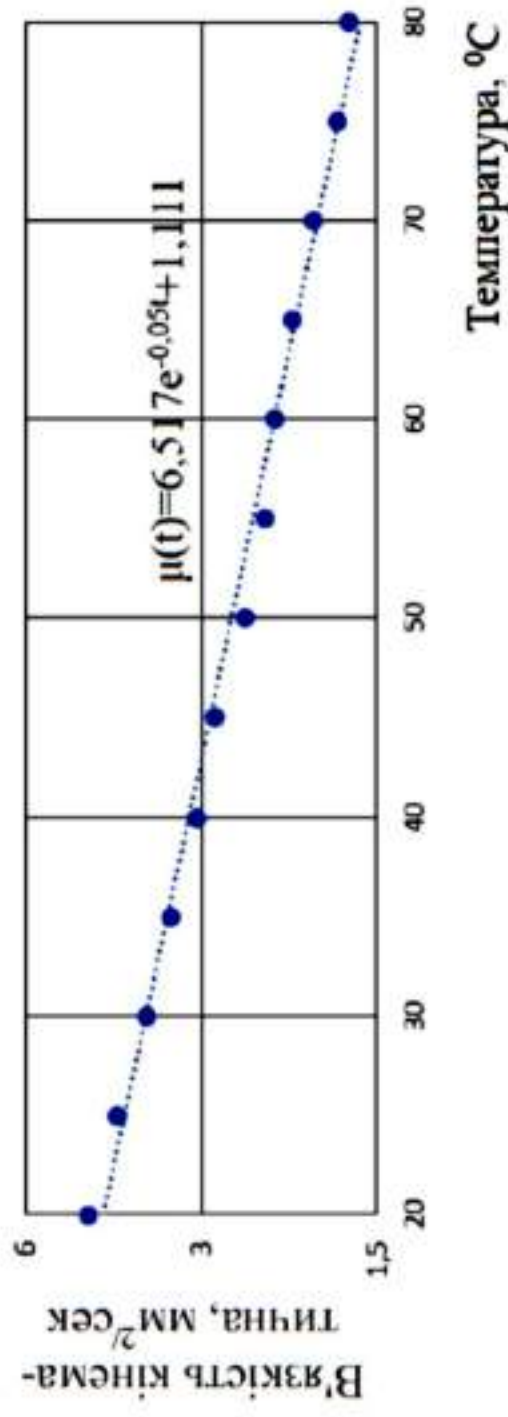
де

$$P_0 = \frac{1}{2} b_{щ} l_{щ} p_0 > P$$

Результати дослідження експлуатаційних властивостей моторного палива

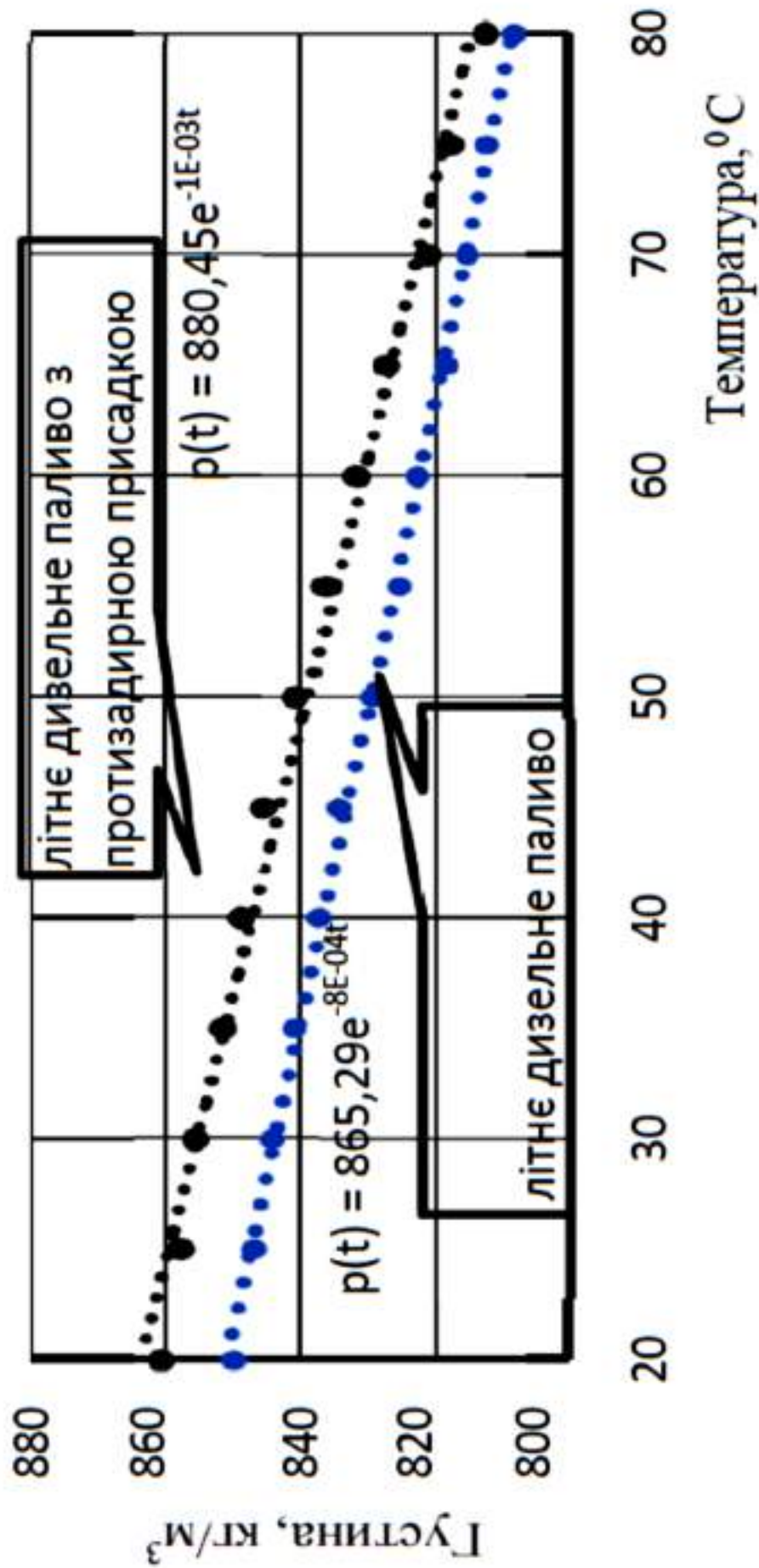


1. Графік залежності зміни кінематичної в'язкості літнього дизельного палива від температури



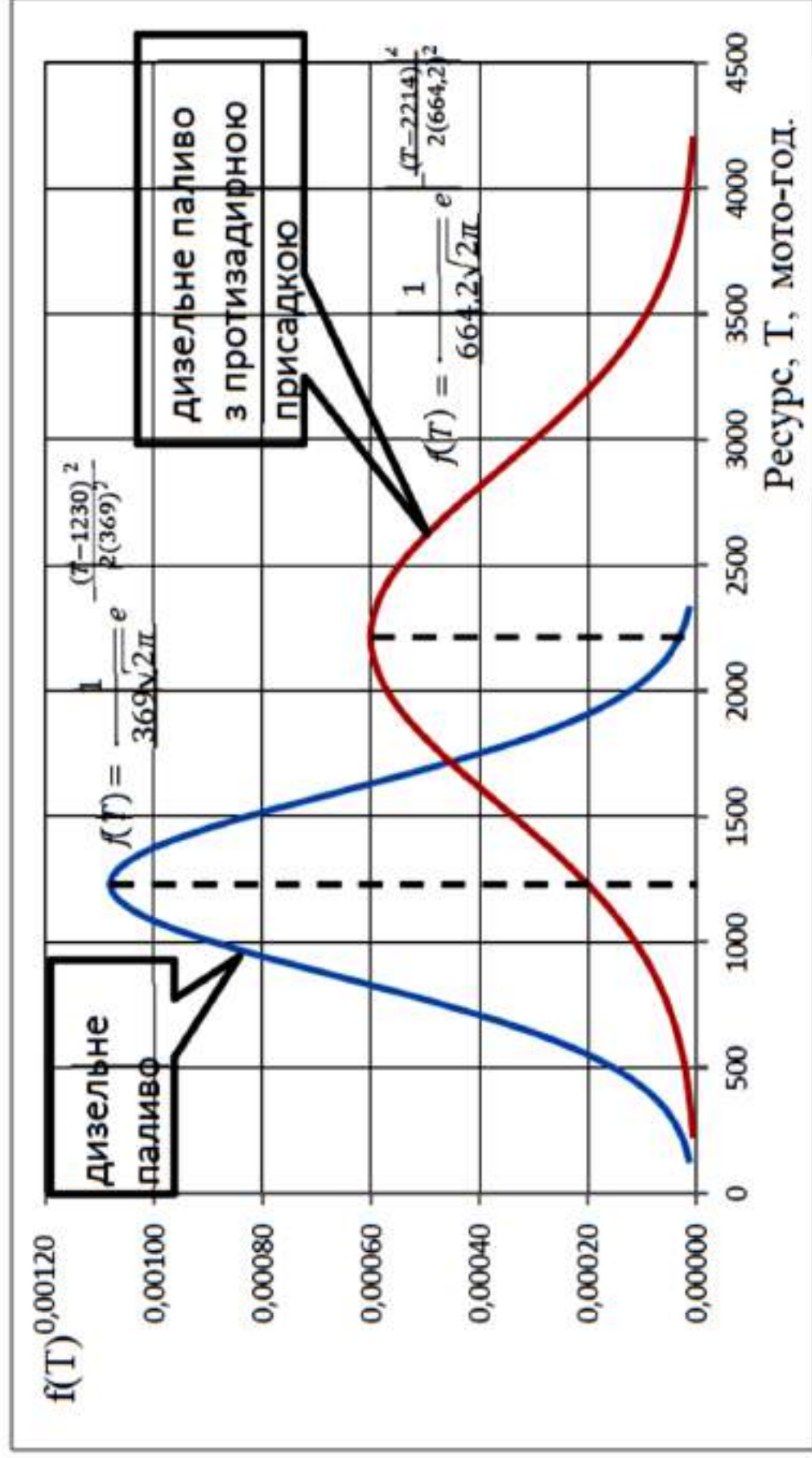
2. Графік залежності зміни кінематичної в'язкості товарного літнього дизельного палива з протизадирною присадкою від температури

Графік залежності зміни щільності дизельного палива від температури



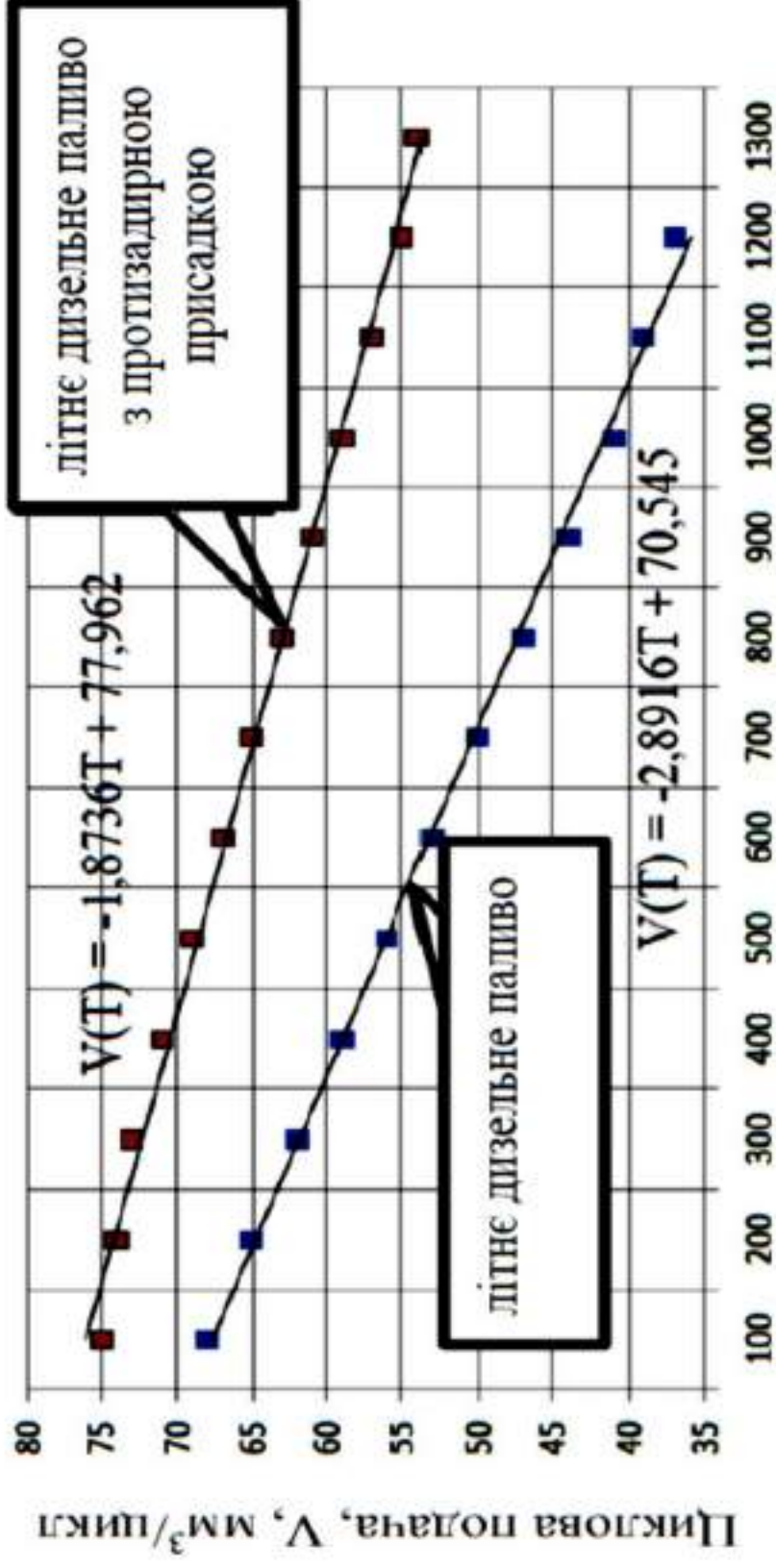
Результати порівняльних ресурсних випробувань плунжерних пар паливного насоса високого тиску

11



Функція щільності розподілу ресурсу плунжерних пар при ресурсних випробуваннях

Високого тиску



Графік зміни подачі палива залежно від напруцювання плунжерної пари ПНВТ
(при 1000 об/хв кулачкового валу)

ВИСНОВОК

1. Встановлено:

- основною відмовою паливних насосів високого тиску двигунів є відмова плунжерних пар (близько 65 - 80% всіх відмов ПНВТ);
- ресурс плунжерних пар ПНВТ за умов рядової експлуатації загалом не перевищує 50 – 60 % від заявленого ресурсу заводом-виробником.

Відмови плунжерних пар обумовлені схоплюванням їх матеріалів, що є наслідком контактних навантажень та відсутністю протизадирної присадки у літньому товарному дизельному паливі. Для забезпечення працездатного стану плунжерних пар необхідна розробка компонентного складу протизадирної присадки товарного літнього дизельного палива.

2. Запропоновано компонентний склад протизадирної присадки в товарне літнє дизельне паливо, що включає: етанол, тригліцерин, гідроксид водню. У цій присадці етанол є регулятором щільності протизадирної присадки, тригліцерин – компонентом, що регулює процес схоплювання матеріалів деталей плунжерної пари, гідроксид водню – компонент, що стабілізує процеси окислення тригліцерину та горіння дизельного палива. Обґрунтовано концентрацію компонентів присадки: етанол – 25 %, тригліцерин – 15 %, гідроксид водню – 5 %, від загального обсягу товарного літнього дизельного палива. Концентрація компонентів обумовлена, виходячи з експлуатаційних властивостей та теплотворної здатності дизельного палива.

3. Теоретично обґрунтовано показник працездатного стану плунжерної пари. Розроблено функціональну залежність показника працездатного стану (гідрощільності) з урахуванням зазору у з'єднанні «втулка-плунжер» та експлуатаційних властивостей товарного літнього дизельного палива з протизадирною присадкою.

4. Встановлено при порівняльних стендових випробуваннях, що ресурс плунжерних пар збільшується з 1230 до 2214 мото-годин при роботі на літньому дизельному паливі з протизадирною присадкою.

Додаток В (обов'язковий).

**ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ
РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ**

ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Відновлення роботоздатного стану паливних насосів високого тиску дизельних двигунів в умовах станції технічного обслуговування «Мілана» місто Вінниця

Тип роботи: Магістерська кваліфікаційна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ кафедра автомобілів та транспортного менеджменту
(кафедра, факультет)

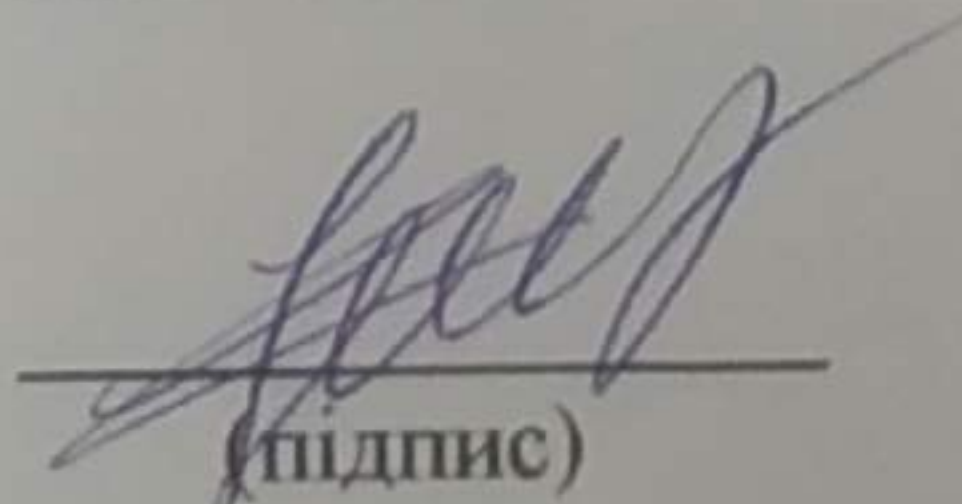
Показники звіту подібності Turnitin

Оригінальність 95 % Схожість 5 %

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

- ☒ 1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.
- ☐ 2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її виконання автором. Роботу направити на розгляд експертної комісії кафедри.
- ☐ 3. Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Особа, відповідальна за перевірку

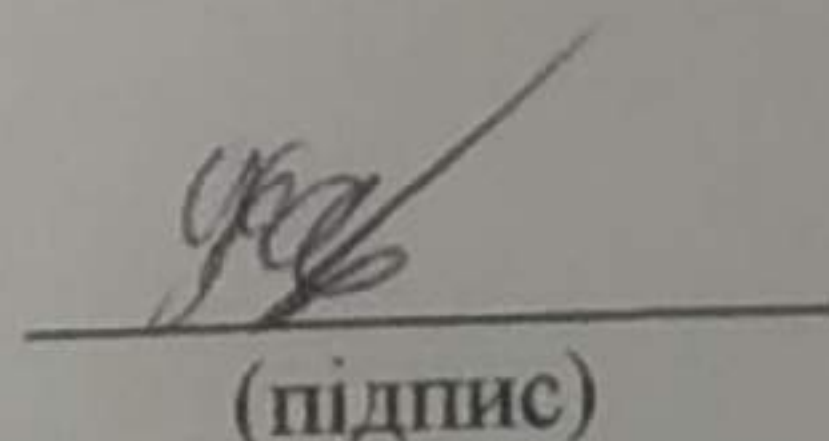

(підпис)

Цимбал О.В.

(прізвище, ініціали)

Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Turnitin щодо роботи.

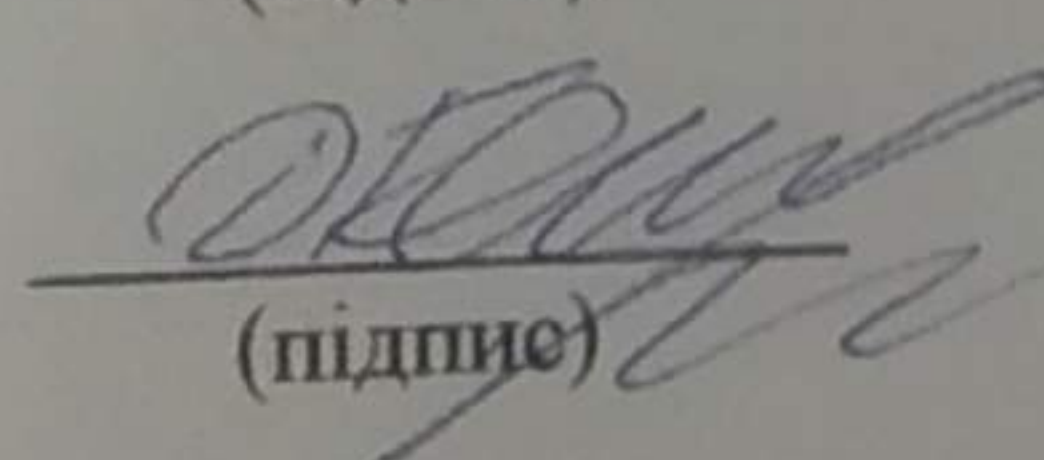
Автор роботи


(підпис)

Фросталь В.Є.

(прізвище, ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Борисюк Д.В.

(прізвище, ініціали)