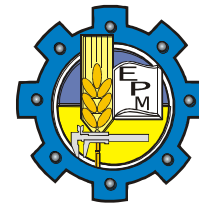




ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА, ТРАНСПОРТУ ТА
ЕНЕРГЕТИКИ



КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ МАШИН»

МАГІСТЕРСЬКА ДИПЛОМНА РОБОТА

на тему:

**«Підвищення ефективності експлуатації МТА в умовах підвищеного
рівня запиленості повітря за рахунок забезпечення надійності роботи
їх дизелів в умовах ТОВ «Калита-Нова» м. Кропивницький»**

Виконав:

магістрант групи ТС23М-1 спеціальності 208
«Агроінженерія» ОПП «Технічний сервіс
сільськогосподарської техніки»

_____ Олександр ДОРОЖІНСЬКИЙ

Керівник:

к.т.н., доцент _____ Сергій МАГОПЕЦЬ

«ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри:

к.т.н., доцент _____ Сергій МАГОПЕЦЬ

«__» _____ 2024 р.

Рецензент:

_____, _____
(наук. ст., вч. звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«__» _____ 2024 р.

Кропивницький – 2024 р.

ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА, ТРАНСПОРТУ ТА ЕНЕРГЕТИКИ
КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ МАШИН»

Рівень вищої освіти: другий (магістерський) рівень вищої освіти

Галузь знань: 20 «Аграрні науки та продовольство»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

Освітньо-професійна програма: «Технічний сервіс сільськогосподарської техніки»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри «Експлуатація та
ремонт машин»

_____ Сергій МАГОПЕЦЬ
«__» _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ

НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИПЛОМНУ РОБОТУ

ДОРОЖІНСЬКОМУ Олександр Леонідовичу

(прізвище, ім'я, по батькові здобувача)

1. Тема роботи «Підвищення ефективності експлуатації МТА в умовах підвищеного рівня запиленості повітря за рахунок забезпечення надійності роботи їх дизелів в умовах ТОВ «Калита-Нова» м. Кропивницький»

керівник роботи МАГОПЕЦЬ Сергій Олександрович, к.т.н, доцент

(прізвище, ім'я, по батькові)

(науковий ступінь) (вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від «__» _____ 2024 року № _____

2. Строк подання здобувачем роботи «30» листопада 2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: Матеріали переддипломної практики

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

4.1. Розділ 1. Визначити особливості організації виробництва ТОВ «Калита-Нова»; встановити можливі перспективні напрямки реорганізації його виробничої структури; сформулювати мету, об'єкт, предмет досліджень та завдання, які потребують подальшого вирішення в роботі.

4.2. Розділ 2. Виконати оцінку рівня забрудненості дизельного палива механічними домішками; дослідити зміни функціональних характеристик МТА в залежності від зміни рівня забрудненості дизельного палива.

4.3. Розділ 3. Встановити вплив твердості прецизійних деталей паливної апаратури дизелів на їх зносостійкість; виконати аналіз можливості повторного використання плунжерних пар ПНВТ.

4.4. Розділ 4. Навести вимоги до дизельних палив та особливості їх фільтрації; розробка раціональну технологію фільтрації дизельного палива в експлуатаційних умовах та сформулювати практичні рекомендації щодо її застосування.

5. Перелік ілюстративного матеріалу:

5.1. Оцінка ефективності виробничої діяльності підприємства. 5.2. Обґрунтування актуальності досліджень магістерської роботи. Мета, об'єкт, предмет та задачі дослідження. 5.3. Визначення рівня забрудненості дизельного палива механічними домішками. 5.4. Дослідження зміни функціональних характеристик МТА від рівня забрудненості дизельного палива. 5.5. Вплив твердості прецизійних деталей паливної апаратури на їх зносостійкість. 5.7. Оцінка можливості й доцільності повторного використання плунжерних пар ПНВТ. 5.8. Розробка раціональної технології фільтрації дизельного палива в експлуатаційних умовах. 5.9 Загальні висновки по роботі.

ГРАФІК ВИКОНАННЯ ЕТАПІВ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

№ з/п	Назва етапів магістерської дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Розділ 1. Визначення пріоритетних напрямків досліджень	28.10.2024	
2	Розділ 2. Дослідження впливу забрудненості дизельного палива на ефективні показники роботи МТА	08.11.2024	
3	Розділ 3. Дослідження шляхів підвищення ефективності ремонту ПНВТ дизелів	15.11.2024	
4	Розділ 4. Підвищення ефективності очищення дизельного палива при експлуатації МТА	22.11.2024	
5	Загальні висновки по роботі	24.11.2024	
6	Оформлення структурних елементів МР	25.11.2024	
7	Ілюстративний матеріал до МР	28.11.2024	

Магістрант

(підпис)

Олександр ДОРОЖІНСЬКИЙ
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Сергій МАГОПЕЦЬ
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Метою дослідження є підвищенні ефективності експлуатації машинно-тракторних агрегатів (МТА) в умовах підвищеного рівня запиленості повітря за рахунок забезпечення надійності роботи їх дизельних ДВЗ.

В першому розділі роботи «Визначення пріоритетних напрямків досліджень» проведена оцінка поточного виробничого потенціалу підприємства та виконаний аналіз ефективності його діяльності; визначена потреба модернізації існуючої технології ремонту ПНВТ; обґрунтована актуальність досліджень роботи; встановлено її мету, об'єкт та предмет; визначенні основні задачі, які потребують подальшого вирішення у роботі.

Так *об'єктом дослідження* виступає процес впливу рівня забрудненості палива кварцевим пилом на надійність роботи системи паливоподачі дизельних ДВЗ, *а предметом* - закономірності підвищення ефективності експлуатації МТА в умовах підвищеного рівня запиленості повітря.

Основними завданнями, які потребували вирішення у кваліфікаційній роботі визначено:

- дослідження впливу забрудненості дизельного палива на ефективні показники роботи МТА;
- дослідження впливу ступеня забрудненості дизельного палива на інтенсивність зношування прецизійних деталей (плунжерних пар) та надійність ПНВТ;
- розробка практичних заходів із забезпечення зменшення впливу концентрації пилу, що міститься у паливі МТА, при виконанні ними агротехнологічних операцій.

Другий розділ «Дослідження впливу забрудненості дизельного палива на ефективні показники роботи МТА» містить дослідження з оцінки рівня забрудненості дизельного палива механічними домішками та зміни функціональних характеристик МТА від рівня забрудненості дизельного палива.

У третьому розділі «Дослідження шляхів підвищення ефективності ремонту ПНВТ дизелів» досліджено вплив твердості прецизійних деталей паливної апаратури на їх зносостійкість й виконана оцінка можливості та доцільності повторного використання плунжерних пар ПНВТ.

Четвертий розділ «Підвищення ефективності очищення дизельного палива при експлуатації МТА» містить вимоги до дизельних палив та особливості їх фільтрації й результати вибору найбільш раціональної технології фільтрації дизельного палива в експлуатаційних умовах.

Магістерська робота складається із пояснювальної записки обсягом 64 сторінки (із 32 рисунками та 10 таблицями), яка містить завдання, реферат, зміст, вступ, 4 основні розділи, загальні висновки й перелік використаної літератури та 9 слайдів ілюстративного матеріалу загальним обсягом сторінок.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АЗС – автозаправна станція

АТЗ – автотransпортний засіб

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання

ГБЦ – головка блоку циліндрів

ГРМ – газо-розподільчий механізм

ЗШХ - зовнішня швидкісна характеристика (двигуна)

КП – коробка передач

КР – капітальний ремонт

КШМ – кривошипно-шатунний механізм

МТА – машинно-тракторний агрегат

ПНВТ – паливний насос високого тиску

ТЗ – транспортний засіб

ФВ – фільтр-віддільник

ФГО – фільтр грубого очищення

ФТО – фільтр тонкого очищення

ЗМІСТ

	стор.
РЕФЕРАТ	3
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	4
ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. ВИЗНАЧЕННЯ ПРІОРИТЕТНИХ НАПРЯМКІВ ДОСЛІДЖЕНЬ	8
1.1. Особливості організації діяльності ТОВ «Калита-Нова» м. Кропивницький	8
1.2. Визначення перспективних для підприємства напрямків досліджень	11
1.3. Обґрунтування теми, мета та задачі подальших досліджень	15
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗАБРУДНЕНOSTІ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА НА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ МТА	23
2.1. Оцінка рівня забрудненості дизельного палива механічними домішками	23
2.2. Дослідження зміни функціональних характеристик МТА від рівня забрудненості дизельного палива	25
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РЕМОНТУ ПНВТ ДИЗЕЛІВ	36
3.1. Вплив твердості прецизійних деталей паливної апаратури на їх зносостійкість	36
3.2. Оцінка можливості й доцільності повторного використання плунжерних пар ПНВТ	42
РОЗДІЛ 4. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОЧИЩЕННЯ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МТА	50
4.1. Вимоги до дизельних палив та особливості їх фільтрації	50
4.2. Розробка раціональної технології фільтрації дизельного палива в експлуатаційних умовах	53
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	60
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	63

ВСТУП

Ефективність сільськогосподарського виробництва головним чином визначається працездатністю за різних умов експлуатації, які характеризуються як екстремальні, машинно-тракторних агрегатів (МТА). Нестабільність функціонування або втрата працездатності техніки викликає ризики виникнення позапланових простоїв й, як наслідок - недотримання агростроків, зменшення продуктивності й врожайності; підвищені матеріальні, ресурсні й грошові витрати тощо. Сучасні сільськогосподарські машини (трактори, комбайни та ін.), які входять до складу МТА, є складними й енергонасиченими комплексами, працездатність яких залежить від надійності їх агрегатів, механізмів й систем.

Однією із найбільш відповідальних й вартісних систем будь-якого механічного транспортного або енергетичного засобу, є їх двигуни - головним чином ДВЗ, що використовують в якості палива важке рідке паливо - солярку. Працездатність та надійність ДВЗ залежить від технічного стану всіх без виключення його складових систем і механізмів; разом з тим, в найбільшій мірі від системи паливopодачі, яка безпосередньо приймає участь у процесах сумішоутворення й живлення двигуна. Погіршення показників паливopодачі призводить до падіння таких ефективних показників роботи ДВЗ як потужність та крутний момент, що негативним чином відображається на падіння тягових характеристик енергетичного засобу та продуктивності роботи МТА.

Основною причиною появи порушень в роботі та відмов систем паливopодачі дизелів є підвищені зноси поверхонь відповідальних деталей паливної апаратури (ПНВТ, підкачуючих насосів, форсунок та ін.), причиною яких є підвищені концентрації сторонніх домішок у паливі. Статистичні дані свідчать, що понад 50% всіх відмов, спричинені саме забрудненням дизельного палива, основними джерелами забруднення якого (в період зберігання й використання палива) визнають пил технологічного середовища й атмосферну вологу, концентрація яких суттєво змінюється в процесі виконання різних технологічних робіт та наявних агроумов. Тому, захист й максимально можливе очищення палива на всіх етапах його життєвого циклу - в процесі зберігання,

транспортування, заправки й використання, є критично важливою умовою забезпечення його якості, досягнення мінімізації витрат, а, отже й підвищення надійності МТА та зменшення витрат на складний й тривалий ремонт.

Так, лише у Кіровоградській області, річні витрати на ремонт тракторних ДВЗ й паливної апаратури, пов'язаних із використанням неякісних нафтопродуктів, збільшилася за останні роки на 35,25 млн. грн., а перевитрати палива обумовлені погіршенням технічного стану паливної апаратури складають 15...20% загальних витрат. У розрахунку на 100 тис. дизельних ДВЗ потужністю 90...140 кВт перевитрата палива досягає 108 тис. т., що порівнюється із чвертю річної потреби АПК Кіровоградської області.

Одним із напрямків зменшення експлуатаційних витрат МТА є забезпечення умов використання дизельного палива із мінімальною забрудненістю. Створення таких умов потребує подальших ґрунтовних досліджень щодо пошуку взаємозв'язку між процесами забруднення палива та робочими параметрами паливної апаратури, функціональними характеристиками та надійністю МТА.

Іншою, залежною від описаної, але не менш важливою, є проблема забезпечення якісного відновлення працездатного стану вузлів та деталей систем паливоподачі дизельних ДВЗ, втрата працездатності яких відбувається при використанні дизельного палива із підвищеними вмістом забруднюючих речовин. Найменшою надійністю та найбільшою потребою у проведенні ремонтних впливів, характеризується найбільш відповідальний механізм систем живлення дизельних ДВЗ – паливний насос високого тиску (ПНВТ).

Висока ефективність проведення технологічних операцій ремонту ПНВТ можлива лише за умови розробки та впровадження комплексного підходу, який включає як застосування ефективних технологій відновлення працездатності його основних деталей: кулачкового валу, прецизійних пар (їх відновлення, повторне використання або заміну, укомплектування в пари й групи тощо) так й попередження можливості повторного набуття дефектів за рахунок застосування організаційних заходів з мінімізації вмісту різних груп забруднень у дизельному паливі, що знаходиться у паливному баці енергетичного засобу (або АТЗ) МТА.

Розділ 1

ВИЗНАЧЕННЯ ПРІОРИТЕТНИХ НАПРЯМКІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Особливості організації діяльності ТОВ «Калита-Нова» м. Кропивницький

Підприємство ТОВ «Калита-Нова» відноситься до спеціалізованих виробничих підприємств, яке вже понад 20 років забезпечує проведення основних видів ремонтних дій для автомобільної та с.-г. техніки. Основні виробничі потужності підприємства локалізовані у промисловій зоні м. Кропивницький на вул. Сенчева, буд. 43) (рис. 1.1) [1].

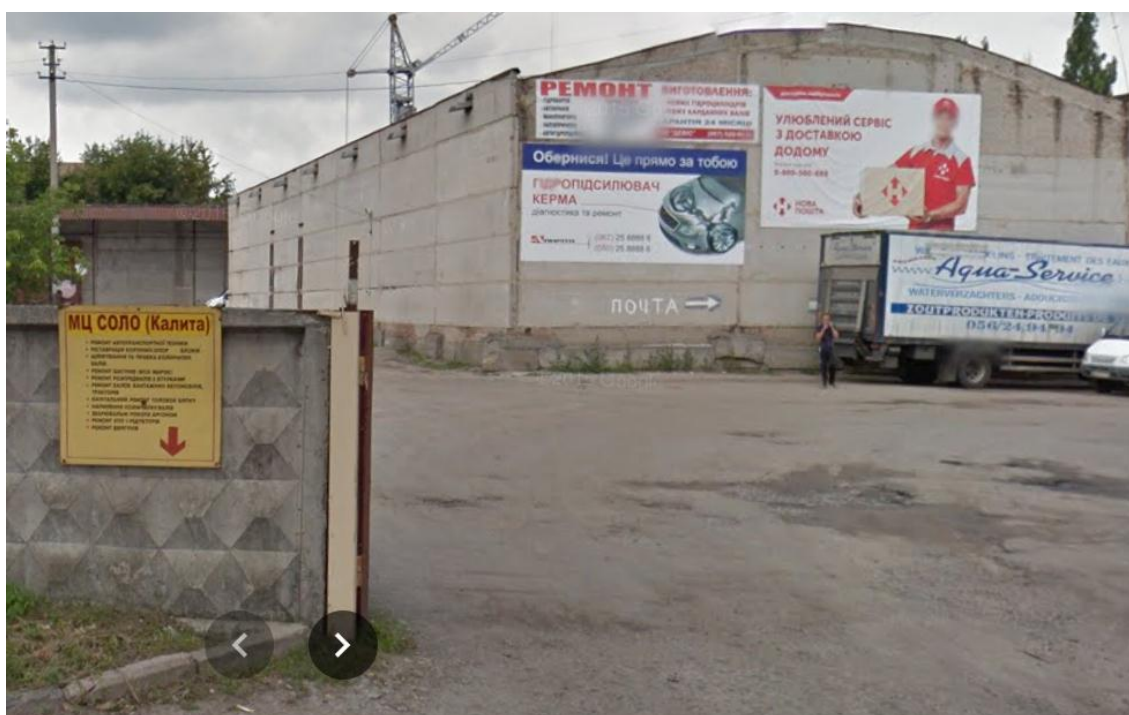


Рисунок 1.1 – Виробничі приміщення ТОВ «Калита-Нова» (м. Кропивницький)

На момент свого заснування у 1993 р., підприємство отримало назву «Калита» та мала організаційно-правову форму науково-виробничої фірми (НВФ), спеціалізацією якої було відновлення найбільш відповідальних деталей та вузлів автомобільних й тракторних ДВЗ, найбільше уваги приділяючи розробці та впровадженню новітніх технологій відновлення колінчастих валів, наприклад, електродуговим напиленням на їх шийки зносостійких покриттів в тому числі й композиційних. Високий ресурс відновлених деталей при помірній ціновій політиці підприємства, дозволили йому отримати широку популярність в регіоні, збільшити обсяги замовлень й, починаючи із вже наступного 1994 р., провести розширення обсягів та номенклатури

виробництва – підприємство запустило сучасну лінію із відновлення блоків (блок-картерів) ДВЗ, яка була оснащена новітніми, на той час, координатно-розточувальними верстатами виробництва провідних іноземних компаній й єдина була здатна забезпечувати формування хонінгувальної сітки на поверхнях гільз циліндрів. За 1995-2001 роки підприємство виконало наступний етап власної модернізації, розширивши номенклатуру надання ремонтних послуг за рахунок впровадження ефективних технологічних процесів відновлення розподільчих валів (1995 р. за підтримки Державного Інноваційного фонду), шатунів й основних дефектів головок блоків циліндрів (ГБЦ) (у 1997 р.), ремонту вузлів систем живлення всіх типів двигунів й трансмісій АТЗ (починаючи з 2001 р.) [2].

У новому форматі (організаційно-правової форми ТОВ) та із оновленою назвою «Калита-Нова» підприємство (код ЄДРПОУ 42306760) було зареєстроване 12.07.2018 р. Засновниками й кінцевими бенефіціарними власниками підприємства є Лубенець О.М. та Лубенець О.С., кожен з яких має 50% дольову участь у активах підприємства, які на початок 2024 р. оцінюються у 1 млн. 706 тис. грн. Керівником підприємства, з дня заснування товариства й по цей час, є Лубенець Олександр Миколайович. Основним видом виробничої діяльності підприємства за КВЕД є 33.12 - ремонт і технічне обслуговування машин і устаткування промислового призначення [3]. Крім цього, підприємство має право здійснювати такі види діяльності як:

- «- 45.31 - оптову торгівлю деталями та приладдям для АТЗ» [3];
- «- 45.32 - роздрібну торгівлю деталями та приладдям для АТЗ» [3];
- «- 45.20 - технічне обслуговування (ТО) та ремонт автотранспортних засобів (АТЗ)» [3].

За період функціонування, підприємство декілька разів змінювало власну дислокацію, що було обумовлено необхідністю розширення виробничих площ. На поточний час виробничий процес підприємства забезпечується наявною площею понад 4000,0 м² на якій розміщені наступні підрозділи: адміністративно-плановий відділ, бухгалтерія, мийно-очисне відділення (рис. 1.1); розбирально-складальне відділення (рис. 1.2); механічне відділення (рис.

1.3); відділення із відновлення деталей (рис. 1.4); контрольно-випробувальне відділення (рис. 1.5) та складські приміщення [2].



Рисунок 1.1. – Мийно-очисне відділення



Рисунок 1.2. – Розбирально-складальне відділення



Рисунок 1.3. – Механічне відділення



Рисунок 1.4. – Відновлювальне відновлення



Рисунок 1.5. – Контрольно-випробувальне відділення

Загальний чисельний (штатний) склад товариства налічує 12 осіб (станом на 01.10.2024 р.) до якого входять: керівник (директор) (1 особа), головний бухгалтер (1 особа), начальник виробництва (1 особа) та основні

виробничі працівники – слюсарі (3 особи), верстатники (3 особи), зварювальники (2 особи) й допоміжні працівники (1 особа) [2]. У разі виникнення потреби, чисельний штат основних виробничих працівників збільшується пропорційно необхідних для реалізації обсягів.

На поточний час підприємство здійснює надання послуг для підприємств різних форм власності та індивідуальних замовників виконання всіх видів робіт з капітального ремонту (КР) вузлів і механізмів АТЗ, тракторів, с.-г. машин та іншої техніки (як вітчизняного так й іноземного виробництва), а саме: ДВЗ всіх типів, механізмів та систем трансмісій й ходових частин виконуючи технологічні процеси відновлення базових деталей ДВЗ (блок-картерів), деталей кривошипно-шатунних механізмів (КШМ) (колінчастих валів, гільз циліндрів, маховиків, шатунів тощо), газо-розподільчих механізмів (ГРМ) (розподільчих валів, валів коромисел, ГБЦ та ін.), картерів та валів коробок передач (КП), редукторів та диференціалів ведучих мостів, деталей ходових частин, деталей й механізмів рульового керування та ін. [2].

Висока якість виконаних робіт, сучасне виробниче обладнання та технології, кваліфікований й досвідчений персонал, дозволяють підприємству ТОВ «Калита-Нова» бути одним із лідерів з надання спеціалізованих ремонтних послуг в регіоні та мати високий рівень прибутковості, який за 2023 р. оцінюються у 551 тис. грн. при його дохідності 5 млн. 838 тис. 700 грн. [3].

1.2. Визначення перспективних для підприємства напрямків досліджень

Не зважаючи на це, керівництво підприємства завжди намагається реалізовувати концепцію сталого розвитку, опановуючи нові сегменти ринку й впроваджуючи у виробництво новітні технології. Саме для цього під час проходження переддипломної практики, на замовлення підприємства, був виконаний критичний аналіз (так званий SWOT-аналіз) організації та реалізації його виробничої діяльності, який полягав у дослідженні та оцінці існуючих слабких та сильних сторін його виробничої діяльності та прогнозування можливих перспектив й ризиків їх реалізації у найближчій перспективі (рис. 1.6) [2].

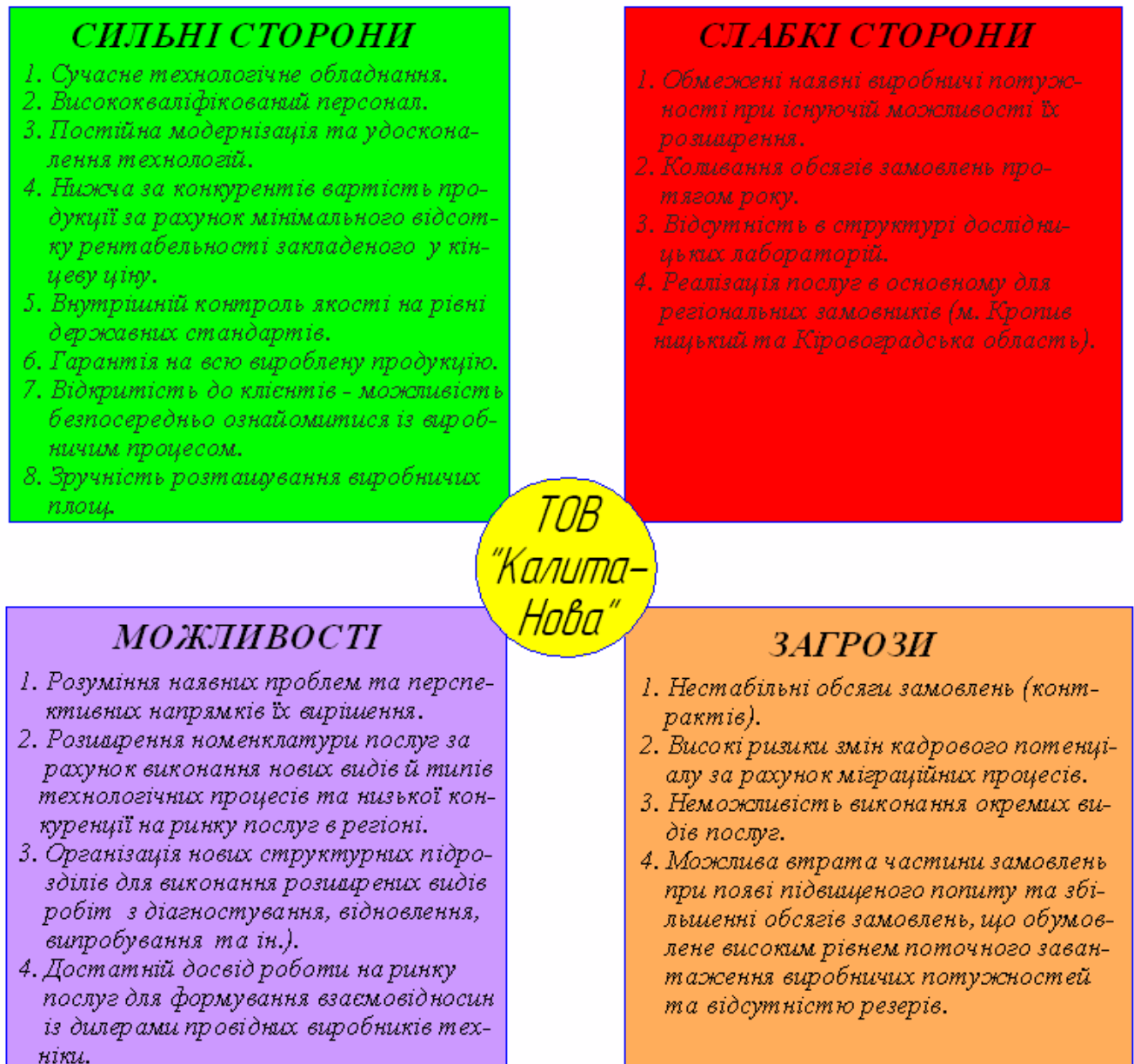


Рисунок 1.6 – SWOT-аналіз показників ефективності поточної діяльності підприємства та перспективних напрямків його можливої реорганізації

Характеризуючи та оцінюючи поточний стан організації виробництва ТОВ «Калита-Нова» та ефективності його діяльності (наведеної на рис. 1.6) слід зазначити наступне. Порівняння блоків «сильних» та «слабких» сторін показало, що переваги підприємства переважають його існуючі недоліки, що свідчить до достатньо високий рівень організації виробництва. До основних перспективних напрямків розвитку підприємства, на реалізацію яких його керівництву слід звернути увагу, можна віднести розширення обсягів виробництва, наприклад за умови укладання договорів про співпрацю як із регіональними так й всеукраїнськими галузевими машинобудівними підприємствами; виконання на замовлення науково-практичних досліджень із практичною реалізацією

отриманих результатів як на власному підприємстві, так й на підприємстві-замовнику (тим більше, що відсутність даного напрямку діяльності є однією із виявлених слабких сторін підприємства на поточний час) та ін. [2].

Вищесказане, спонукало до проведення більш ґрунтовного аналізу можливих варіантів проведення наукових досліджень. Для цього було проаналізовано специфіку обсягів замовлень на проведення ремонтних дій та відновлювальних операцій та динаміку їх зміни по підприємству за останні 4 роки – з 2021 р. по 2024 р., зведені результати якого наведені у таблиці 1.1 [2].

Таблиця 1.1 – Специфіка виконаних ТОВ «Калита-Нова» (м. Кропивницький) робіт за 2021-2024 роки (за обсягами замовлень та трудомісткостями робіт)* [2]

Об'єкт ремонту	Характеристика виконаних у році робіт							
	кількість дій, од.				трудомісткості, люд.-год.			
	2021	2022	2023	2024	2021	2022	2023	2024
<i>Агрегати</i>								
Бензинові ДВЗ	26	31	46	16	1136,6	1418,8	2511,5	2824,7
Дизельні ДВЗ	40	28	65	21	1706,2	1216,3	2887,2	7896,2
Коробки передач	24	28	41	8	103,5	118,9	234,8	266,9
Ведучі мости	38	24	55	14	206,1	167,7	301,3	285,1
Разом	128	111	207	59	3152,4	2921,7	5934,8	11272,9
<i>Окремі вузли, механізми й деталі агрегатів</i>								
Блок-картери ДВЗ	56	39	53	23	277,2	224,8	285,2	222,6
ГБЦ	82	56	112	32	301,3	256,1	476,8	389,1
Колінчасті й розподільчі вали	215	135	328	76	247,1	171,2	417,0	385,3
Інші вузли й механізми*	-	-	-	-	432,4	267,5	586,1	547,2
Разом	353	230	493	131	1258,0	919,6	1765,1	1544,2
Всього	481	341	700	190	4410,4	3841,3	7699,9	12817,1

Примітка: * - узагальнено, без поділу на види ТЗ, їх марки та моделі

На базі наведених у таблиці 1.1 даних були побудовані графічні залежності зміни обсягів реалізації ремонтних робіт для різних об'єктів ремонту (рис. 1.7), оцінюючи які можна відзначити, що у 2024 р. обсяги робіт підприємства перевищили фактично у 2,9 рази аналогічні обсяги за 2021 р. Крім того, суттєво зросли – у 3,5 рази, трудомісткості виконаних робіт за повнокомплектними агрегатами ТЗ, натомість як трудомісткості робіт за окремими елементами (вузлами й деталями) агрегатів, навпаки фактично залишилися за 4 роки без суттєвих змін (приріст за 2024 р. по відношенню до 2021 р. склав лише +22,8%).

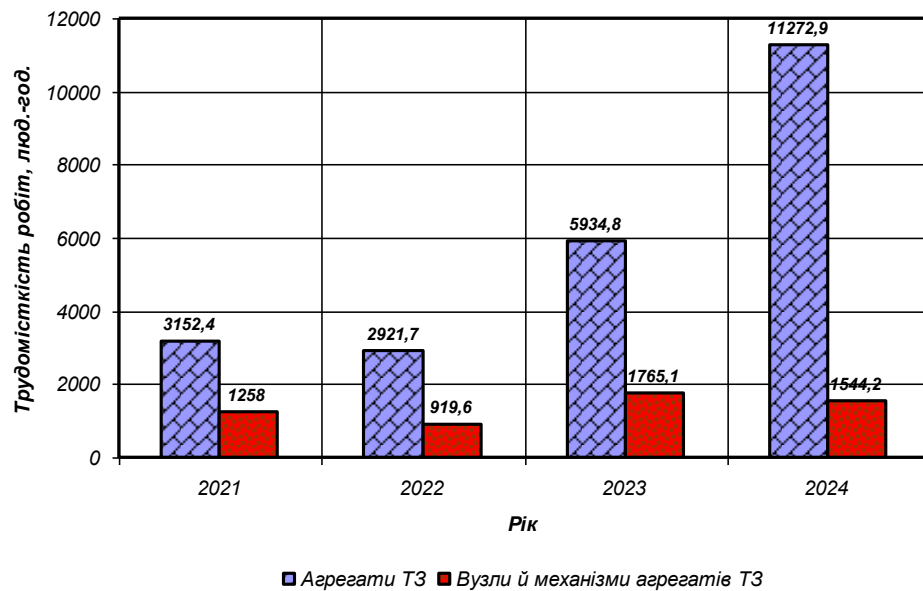


Рисунок 1.7 – Динаміка зміни виконаних підприємством обсягів робіт у 2021-2024 рр. за типами об’єктів ремонту

Результати поелементного аналізу обсягів виконаних робіт за двома типами об’єктів ремонту – повнокомплектних агрегатів ТЗ та їх вузлів і деталей представлені відповідно на рис. 1.8 та рис. 1.9.

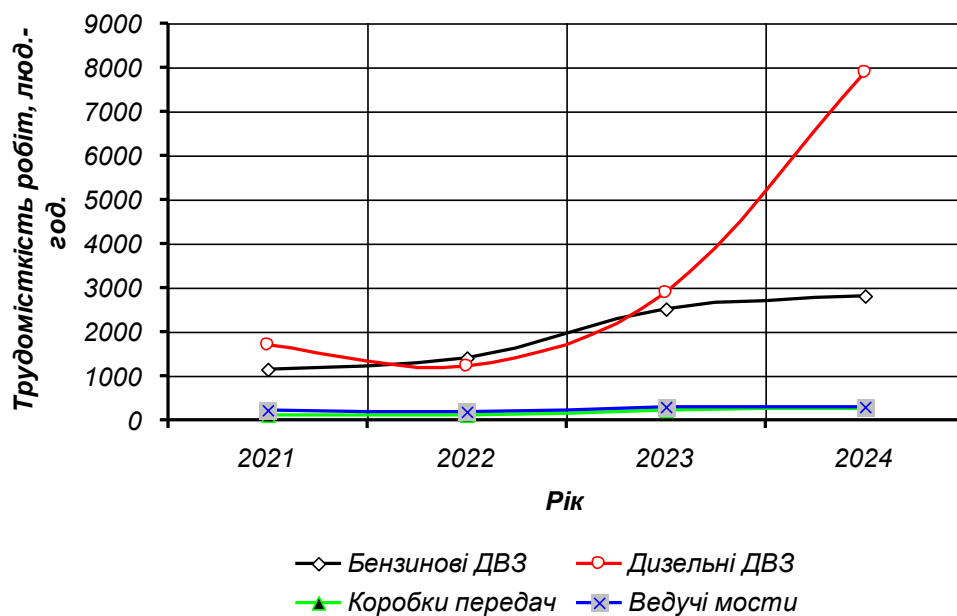


Рисунок 1.8 – Динаміка зміни виконаних підприємством обсягів робіт при ремонті агрегатів ТЗ у 2021-2024 рр.

Дані свідчать (див. рис. 1.8), що суттєво зросли (у 4,6 рази) та мають тренд до подальшого збільшення обсяги робіт з ремонту дизельних двигунів; натомість, як обсяги робіт з ремонту бензинових ДВЗ зростали більш інтенсивно лише у 2022-2023 роках (2,21 рази), а у 2024 р. – фактично

зупинилися у рості (зросли лише на 12,5% у порівнянні із 2023 р.). Найменшими показниками зростання характеризуються елементи трансмісії ТЗ коробки передач та ведучі мости – збільшення обсягів за означений період для перших становив лише 2,6 рази, а других, й того менше – 1,38 рази [2].

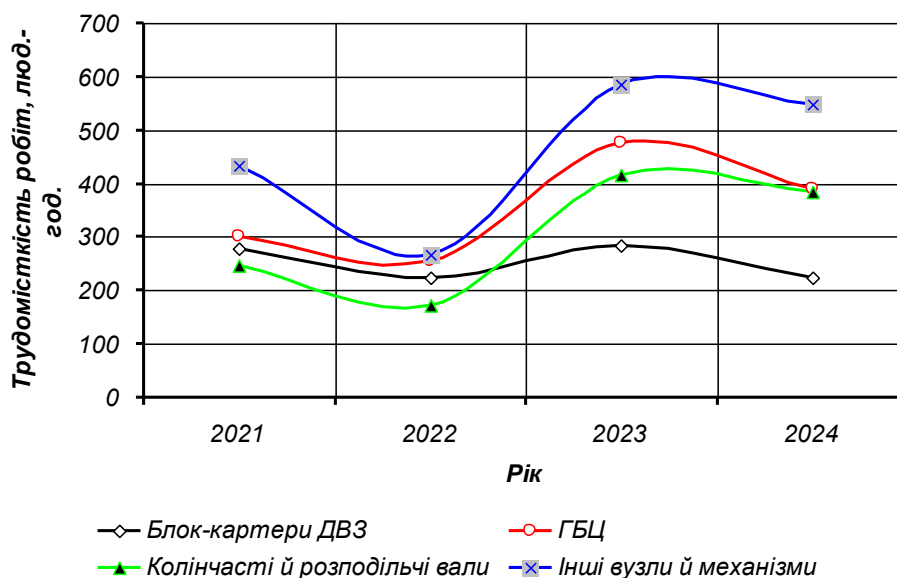


Рисунок 1.9 – Динаміка зміни виконаних підприємством обсягів робіт при ремонті окремих вузлів і деталей агрегатів ТЗ у 2021-2024 рр.

Характеризуючи зміну узагальнених показників виконаних обсягів робіт за окремими вузлами й деталями механізмів ТЗ за останні 4 роки (див. рис. 1.9), можна констатувати, що в цьому сегменті деяке збільшення відмічалось лише у період 2021-2023 років й складало на кінець 2023 р. +40,3%; у 2024 р., навпаки відмічено зниження обсягів робіт по цій групі на - 14,3% у порівнянні із 2023 р. [2]

Підсумовуючи, можна зробити попередній висновок про те, що у разі збереження встановлених трендів й тенденцій, підвищений попит й надалі буде спостерігатися при проведенні ремонтних дій для дизельних ДВЗ та їх систем, що потребує проведення поширеного аналізу вже в межах цього агрегату.

1.3. Обґрунтування теми, мета та задачі подальших досліджень

Дані зібрані на підприємстві під час проведення ремонту різних систем, механізмів і деталей дизельних ДВЗ, в першу чергу різних АТЗ (вантажних й легкових) й тракторів різних класів, надали можливість оцінити показники їх експлуатаційної надійності та трудомісткості ремонтних операцій. Аналіз цих

даних для с.-г. техніки (таблиця 1.2) показав, що однією із менш надійних систем дизельного ДВЗ є система живлення (24,5%) всіх відмов, яка має й порівняно низькі показники напрацювання на відмову (лише 2140,0 мото-год. для тракторів) та значний час – понад 12,6 год. виконання ремонтних операцій [2].

Таблиця 1.2 – Характеристика виявлених відмов основних систем дизельних ДВЗ с.-г. техніки (за рівнем зменшення показників надійності) [2]

Система ДВЗ	Частота виявлення відмови системи у загальній кількості відмов ДВЗ, %	Середнє напрацювання ДВЗ до появи відмови системи, мото-год.	Середня тривалість ремонту системи, год.
1. Система живлення	24,5	2140,0	14,6
2. Циліндро-поршнева група (ЦПГ)	17,1	2825,0	24,3
3. Система охолодження	16,2	3250,0	12,2
4. Система мащення	13,5	3810,0	12,8
5. Кривошипно-шатунний механізм (КШМ)	11,3	4610,0	26,6
6. Газо-розподільчий механізм (ГРМ)	10,8	4140,0	9,5
7. Системи впуску повітря й випуску відпрацьованих газів	6,6	3850,0	4,7

Характеризуючи надійність елементів самої системи живлення дизельного ДВЗ, що структурно складається із двох підсистем – систем подачі палива й повітря, які у свою чергу суттєво відрізняються як за рівнем конструктивної складності так й за кількістю структурних компонентів (рис. 1.10) слід відзначити, що підвищеним рівнем присутніх дефектів й несправностей, виявлених під час проведення дефектувальних операцій, характеризуються деталі основного та найбільш відповідального елемента системи паливopодачі дизеля – його паливного насоса високого тиску (ПНВТ) [4]. Характеризуючи причини появи дефектів таких елементів ПНВТ як деталі плунжерних пар (плунжера і втулки) й поверхонь кулачкового валу, можна відзначити, що вони піддаються так званому гідроабразивному виду зношування, який визначається присутністю у дизельному паливі абразивних часток води та кварцевого пилу, які потрапляють до нього як в процесі зберігання та заправки, так й під час виконання машиною польових робіт [5]. Причому інтенсивність протікання процесів зношування безпосередньо

залежить від концентрації цих домішок, яка може суттєво збільшуватися в залежності від умов запиленості агросередовища [6].

В більшій мірі ця проблема проявляється саме у системах паливоподачі дизелів; наявні в їх конструкціях штатні засоби фільтрації й очищення палива від сторонніх домішок, при високому рівні забрудненості, не здатні забезпечити необхідної якості очищення, що й виявляється основною причиною прискореного зношення спряжень ПНВТ [4, 5].

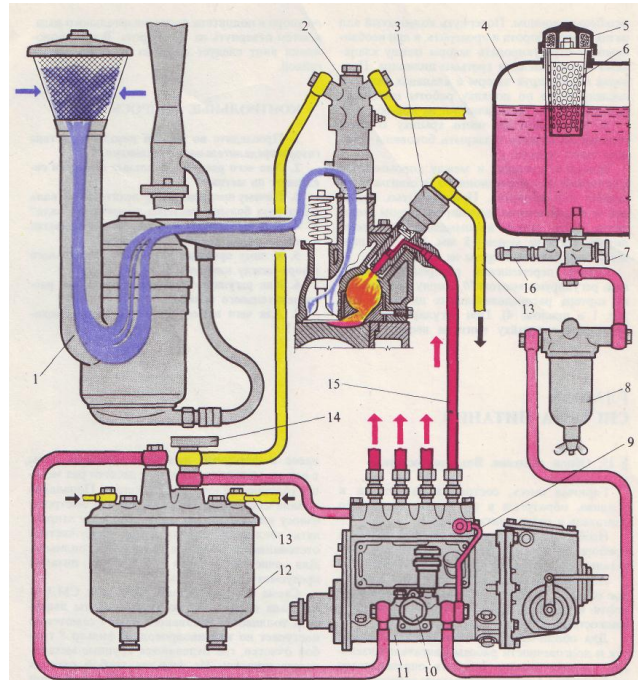


Рисунок 1.10 - Схема класичної системи живлення дизельного ДВЗ:

1 – повітроочисник; 2 – передпусковий підігрівач; 3 – паливні форсунки; 4 – паливний бак; 5 – кришка паливо заливної горловини баку; 6 – фільтруючий сітчастий елемент попереднього очищення палива; 7 – кран; 8 – фільтр попереднього (грубого) очищення палива; 9 – перепускну магістраль; 10 – паливопідкачувальний насос; 11 – ПНВТ; 12 – двохсекційний фільтр тонкого очищення палива; 13 – зливна магістраль; 14 – вентиль для продувки; 15 – магістраль високого тиску; 16 – зливний кран паливного баку.

Характеризуючи найбільш небезпечні зноси деталей ПНВТ, слід одразу відмітити, що вони діагностуються на плунжерах та гільзах плунжерів (так званий прецизійному спряженні) й мають локальних характер розміщення. Так, інтенсивний знос спостерігається у верхній частині головки плунжера навпроти впускного отвору (вікна) гільзи та переміщуючись вздовж його осі, формується на робочій поверхні навколо спіральної канавки відведення палива, й простягається від верхнього торця плунжера до середини нижньої частини його головки (рис. 1.11) [2, 5, 7].

За результатами проведеного мікрометражу плунжерів, максимальні величини зносів його поверхні характеризуються глибинами у діапазоні $(23,0...25,0) \cdot 10^{-3}$ мм та шириною близько 5,0 мм й локалізуються поблизу верхнього частини торцю головки плунжера, утворюючи загальну довжину ділянки зносу 9,2...10,0 мм. При цьому величини зносів зменшуються із віддаленням від верхнього торцю й повністю вирівнюються із робочою поверхнею вже у середній частині головки [2].

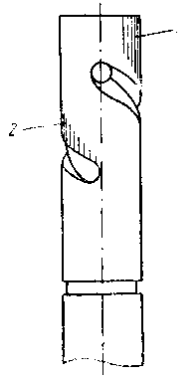


Рисунок 1.11 – Зона розташування найбільших за величиною зносів на робочій поверхні головки плунжера:

1 – початкова зона із найбільшим за величиною рівнем зносу (навпроти впускного отвору гільзи); 2 – зношена зона навколо гвинтової канавки.

Присутність саме абразивного (гідроабразивного) виду зношування поверхні плунжера, з-за наявності часточок пилу у паливі, підтверджується наявністю на прецизійній поверхні, яка повинна бути чистою й блискучою, ділянок із матовою структурою із багатократними паралельно розміщеними рисками й прорізами глибинами $(4,0...5,0) \cdot 10^{-3}$ мм [2, 7].

Характеризуючи величину й форму зношеної гвинтової поверхні головки плунжера можна відзначити, що вона розташована у 5,5 мм від його верхнього торцю й охоплює майже всю ділянку гвинтової канавки з максимальною шириною зони 2,5...2,7 мм навпроти перепускного отвору та повздовжньою довжиною близько 4,0 мм.

Профілі величин зносів зони гвинтової канавки за довжиною також відрізняються між собою; максимальні знаходяться в зоні бічного перепускного отвору плунжера (у 6,5 мм від верхнього торцю) й складають $(18,0...20,0) \cdot 10^{-3}$ мм, натомість як мінімальні дорівнюють $(3,0...5,0) \cdot 10^{-3}$ мм та розміщуються на відстані 9,5...10,0 мм від краю торцю.

Шорсткість робочої поверхні в цій зоні також набуває змін; на ній з'являються розташовані подовжні заглиблення (риски) із середніми глибинами в $(4,0...5,0) \cdot 10^{-3}$ мм. Набуває іншої форми й відсічна частина крайки в зоні навпроти перепускного отвору плунжера, що визначається особливостями руху (перетікання) палива із великим швидкостями із бічного перепускного отвору плунжера до відсічного вікна гільзи (з зони високого тиску до зони низького тиску). При цьому, рух палива відбувається за найкоротшим шляхом, що й визначає появу максимальних зносів саме на ділянці відсічної крайки плунжера навпроти перепускного отвору. В цій зоні, паливо зустрічає значний опір власному руху за рахунок зменшеного прохідного перерізу каналу, частково перекритого у початковий період, й спричиняє зношення відсічної крайка паливом із наявним в ньому абразивом.

Зноси гільзи плунжера формуються на внутрішній її поверхні, що дотична до впускного й перепускного вікон. При цьому, більші величини зносів фіксуються у впускного вікна, натомість як менші - у іншого, перепускного. Так, знос ділянки впускного вікна гільзи характеризується прямокутною жолобоподібною смугою, яка розташовується вздовж осі гільзи й має ширину $4,5...5,0$ мм, причому її більша за довжиною $(6,0...7,0)$ мм частина розміщена над вікном, в той час як ділянка зносу під вікном має довжину лише $4,5...5,0$ мм. Максимальні величини зносів (за глибинами) відмічаються безпосередньо поблизу крайки й складають у верхній частині $(25,0...27,0) \cdot 10^{-3}$ мм та $(15,0...17,0) \cdot 10^{-3}$ мм у нижній. Макрохарактер зношеної ділянки в цій зоні гільзи, є аналогічним описаному вище характеру поверхонь плунжера, й сформований рівнобіжними паралельними рисками (бороздами) (рис. 1.12 а).



Рисунок 1.12 – Локалізація зношених ділянок робочої поверхні гільзи плунжера:
а - в зоні впускного вікна; б – в зоні перепускного вікна

Характер й форма зносу робочої поверхні гільзи в зоні перепускного вікна мають суттєві відмінності від зносів навколо впускного вікна, характеризуючись як несиметричною локалізацією у лівій частині крайки вікна, так й формуванням фігурної ділянки шириною 2,0...2,5 мм, яка поширюється на 2,0...3,0 мм до верхнього торцю й на 4,5...5,0 мм до нижнього; максимальні значення величин зносів становлять (15,0...17,0) 10^{-3} мм й фіксуються у крайній зоні, натомість як із наближенням до торців гільзи їх значення стрімко зменшуються. Права ж сторона поверхні гільзи в зоні перепускного отвору фактично не піддається зношуванню (рис. 1.12 б), що пояснюється конструктивними особливостями й принципом роботи спряження «плунжер - гільза».

В експлуатаційних умовах, поява означених дефектів робочих поверхонь плунжерної пари під час робочого процесу ПНВТ, призводить до запізнення моменту паливоподачі за рахунок зворотного перетікання певних обсягів палива із надплунжерної камери до вікна його подачі за новоутвореною (за рахунок появи зносу) спіральною канавкою. Подальше переміщення плунжера, зменшує глибину та ширину канавки сформованого місцевого зносу, що зменшує й величину зазору в цьому місці та скорочує величину моменту запізнення подачі палива. Таким чином, збільшення величин зносів прецизійної пари «плунжер - гільза», інтенсифікує процес зворотного перетікання палива й негативним чином впливає на збільшення часу початку подачі палива до форсунок, що натомість скорочує кут випередження вприскування палива та визначає підвищену «жорсткість» роботи дизельного ДВЗ. Так, експериментальними дослідженнями встановлено, що наприклад, у ПНВТ моделі УТН-5 поява зносів головки плунжера у його верхнього торця, що характеризуються глибиною (23,0...25,0) 10^{-3} мм та шириною 4,5...5,0 мм при довжині зношеної ділянки 9,5...10,0 мм зміщує момент вприскування палива на $5^0 \dots 6^0$ у бік запізнення.

Інтенсивний знос плунжерних пар особливо критичний для ДВЗ на режимі його пуску за рахунок значного зниження рівня продуктивності через наявні втрати паливоподачі; так, якщо при роботі ДВЗ на номінальних режимах та наявних граничних величинах зносів плунжерних пар, витоки палива

складають лише 33,0...35,0%, то на пускових режимах за таких же умов - всі 70,0...75,0%, що пояснюється збільшенням часу перетікання, а отже й білими обсягами втраченого палива при повільному русі плунжера характерному для зменшеної кількості обертів колінчастого валу двигуна. За певних обставин, якими є недостатня величина тиску палива у магістралях високого тиску, що подають паливо від паливо-нагнітальних секцій ПНВТ до паливних форсунок окремих циліндрів, можливість пуску ДВЗ значно ускладнюється, а у окремих випадках й повністю унеможлиблюється.

Так як, плунжерні пари одного ПНВТ завжди мають індивідуальні й відмінні від інших пар величини зносів, а отже й наявні відмінні обсяги перетікання палива через зношені поверхні, нерівномірність паливоподачі насосу також суттєво підвищується. Так, якщо при граничних зносах плунжерних пар (при регламентованому допустимому рівні у 3%) й номінальному швидкісному режимі роботи, показники нерівномірності збільшуються у 3 рази, то на пускових режимах нерівномірність сягає вже 5 разового перевищення [4].

Знос плунжерних пар ПНВТ спричиняє суттєве падіння тиску палива, що подається через магістраль підвищеного тиску до паливних форсунок [5]. Так, якщо на пускових обертах двигуна у відповідності до діючих нормативів, плунжерні пари повинні створювати тиск палива в діапазоні 500,0...600,0 кгс/см², то при їх зношенні він знижується фактично у 4...5 разів; при створенні же тиску в системі паливоподачі високого тиску нижче 150,0 кгс/см² на пускових обертах валу ПНВТ у 200...250 об/хв., пуск ДВЗ є неможливим, так як 30,0...70,0 кгс/см² тиску витрачається лише на подолання паливом опору магістралі високого тиску (в залежності від її довжини) [5].

Слід відзначити, що на запізнювання моменту впорскування впливають й зноси штовхачів, робочих поверхонь кулачкового валу, нагнітальних клапанів та інших деталей ПНВТ [5], які не були розглянуті у наведеному аналізі та визначаються підвищеною концентрацією частинок пилу у моторній оливі та дизельному паливі.

Безумовно, низький тиск у системі паливоподачі дизелів, визначає

зниженні показники роботи його паливної апаратури, низьку ефективність роботи ДВЗ та критично низьку продуктивність МТА [4, 8].

Саме тому, основна *мета роботи* полягає у підвищенні ефективності експлуатації машинно-тракторних агрегатів (МТА) в умовах підвищеного рівня запиленості повітря за рахунок забезпечення надійності роботи їх дизельних ДВЗ.

Об'єктом дослідження виступає процес впливу рівня забрудненості палива кварцевим пилом на надійність роботи системи паливоподачі дизельних ДВЗ.

Предметом дослідження є закономірності підвищення ефективності експлуатації МТА в умовах підвищеного рівня запиленості повітря.

Визначена мета потребує розв'язання *наступних задач*:

- дослідження впливу забрудненості дизельного палива на ефективні показники роботи МТА;
- дослідження впливу ступеня забрудненості дизельного палива на інтенсивність зношування прецизійних деталей (плунжерних пар) та надійність ПНВТ;
- розробка практичних заходів із забезпечення зменшення впливу концентрації пилу, що міститься у паливі МТА, при виконанні ними агротехнологічних операцій.

Розділ 2.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗАБРУДНЕНOSTІ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА НА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ МТА

2.1 Оцінка рівня забрудненості дизельного палива механічними домішками

В експлуатаційних умовах під час виконання МТА планових агротехнічних дій, відбувається підвищення попередньої концентрації домішок у паливі, що міститься у його паливному баці. В першу чергу це стосується частинок кварцу (пилу), концентрація якого в значній мірі залежить від вологості ґрунту, температурних показників навколишнього середовища, швидкості та інтенсивності руху повітряних мас, герметичності паливно-заливної горловини паливного баку та інших, менш вагомих й впливових факторів [10, 11, 19].

На рис. 2.1 представлені гістограми розподілу ймовірностей появи різних типів забруднювачів дизельного палива МТА у їх паливних баках, отримані після обробки тестової групи зразків палива відібраних у літній період 2024 р. у агрогосподарствах Кіровоградського району [2].

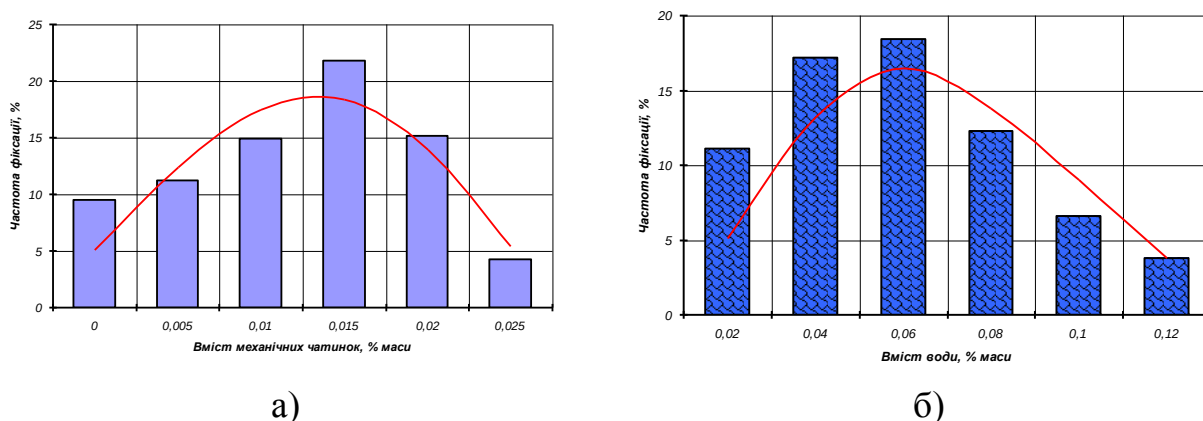


Рисунок 2.1 – Характер розподілу ймовірностей наявного вмісту різних видів забруднень у паливних баках МТА із дизельними ДВЗ:

а – води; б- частинок кварцу (пилу)

Кліматичні умови центрального регіону України є помірно-сухими та відносно теплими із мінімальними температурами повітря у зимовий період до -25°C , а у літній – майже до $+37^{\circ}\text{C}$. У літньому періоді переважають південно-східні повітряні потоки, натомість як у зимовому - північно-західні. При цьому відмічаються доволі часті поривчасті зміни напрямків руху повітря із

швидкостями 2,2...7,0 м/с, досягаючи максимальних значень у майже 17,0 м/с. Режими випадіння атмосферних опадів мають аналогічні до температурних коливання, як сезонного, так й річного характеру, забезпечуючи середній показник річного рівня атмосферних опадів у діапазоні 310...360 мм [2].

Ступінь забрудненості навколишнього середовища механічними домішками, оціненими за результатами відібраних проб повітря із зон розташування паливних баків МТА при виконанні ними різних видів польових робіт показали (таблиця 2.1), що величина забрудненості палива в баці МТА має кореляцію із запиленістю навколишнього середовища елементами технологічного середовища (грунтами) [2].

Таблиця 2.1 – Результати порівняльної оцінки рівня запиленості повітря й вмісту механічних домішок у дизельному паливі МТА, взятому із їх паливних баків, при виконанні різних видів польових робіт [2]

Вид польових робіт	Концентрація механічних домішок (кварцового пилу) у дизельному паливі (з баку), г/м ³	Рівень запиленості повітря, г/м ³
Оранка	0,198...2,453	0,165...2,115
Культивація	0,389...2,346	0,341...2,011
Збирання зернових культур	0,138...2,376	0,124...2,126
Лущення	0,224...2,492	0,192...2,184
Транспортні роботи	0,124...2,126	0,087...1,824
Усереднені показники	0,214...2,359	0,182...2,052

Проведеними дослідженнями визначено, що виконання польових робіт різних видів формує відмінні показники концентрації шкідливих домішок у паливних баках МТА (див. таблицю 2.1). Так, найбільший вміст кварцового пилу зафіксований у повітрі при проведенні лущильних робіт (становить 2,115 г/м³), що забезпечує наявність у паливі частинок кварцу розмірами 1,0...20,0 мкм із підвищеною концентрацією (0,389...2,346) г/м³. Найменшими показниками забрудненості характеризується повітря при проведенні МТА транспортних робіт – лише до 1,824 г/м³, натомість концентрації механічний домішок у паливі залишається стабільно високою (2,126..2,453) г/м³, що зумовлює необхідність застосування технології більш якісного очищення від твердих домішок, як палива у паливному баці, так й повітря, що надходить до нього.

2.2 Дослідження зміни функціональних характеристик МТА від рівня забрудненості дизельного палива

Загально відомим є те, що основними функціональними характеристиками МТА під час виконання польових робіт є продуктивність (W , га/год.), питома ефективна витрата палива (q_{ega} , кг/год.) та коефіцієнт готовності (K_z , показник надійності), що визначено у відповідності до функціональної схеми наведеної на рис. 2.2 [10, 11].

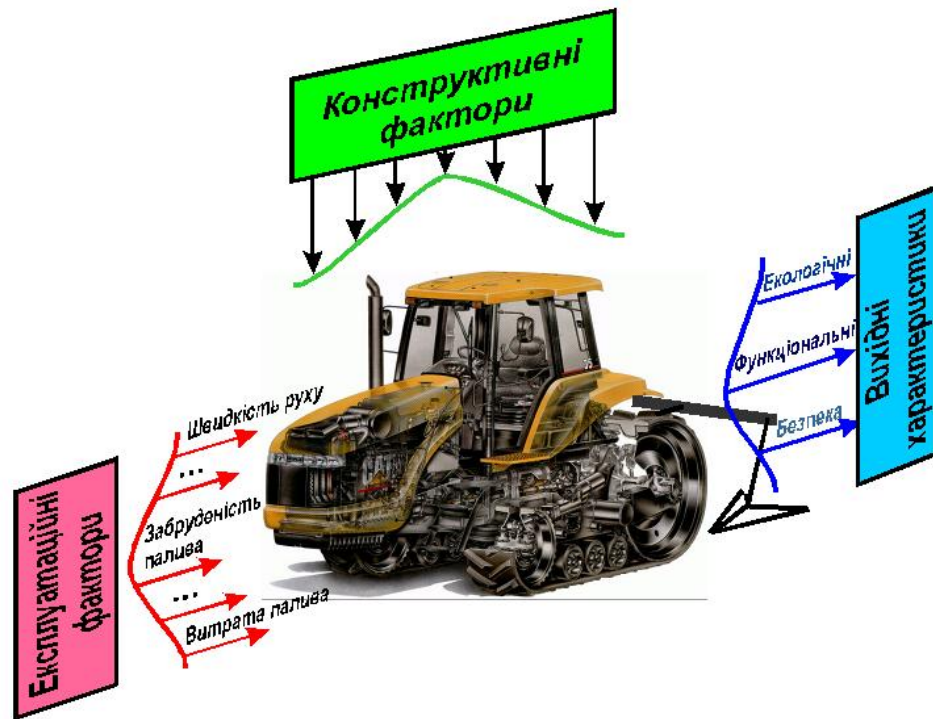


Рисунок 2.2 – Загальна функціональна схема роботи МТА

Величину продуктивності роботи МТА W визначаємо спираючись на основні положення динаміки с.-г. машини при виконанні оранки за наступною залежністю:

$$W = \frac{0,36 N'_{кр} \beta}{0,5 K_o h \left(1 - \frac{V_o \Delta C}{100} \right) + \sqrt{0,25 K_o^2 h^2 \left(1 - \frac{V_o \Delta C}{100} \right) + \frac{3,6 N'_{кр} \xi_{ркр} \Delta C}{100 b_k n_k \beta}}}, \quad (2.1)$$

де $N'_{кр}$ - поточне значення потужності трактора, визначене на його гаку
 $(N'_{кр} = N_{кр max} N'_e / N_{e max})$;

$N_{кр max}$ та $N_{e max}$ - максимальні значення потужності на гаку трактора й

ефективної потужності його ДВЗ за паспортом ТЗ;

N'_e - поточне значення ефективної потужності ДВЗ, що визначається дійсним поточним технічним станом його ЦПГ та ефективністю роботи ПНВТ (в білішій мірі саме станом плунжерних груп);

K_0 - величина поточної сили, що характеризує тяговий опір плуга при русі МТА зі швидкістю $V_0 = 5 \text{ км/год}$; кПа;

h - поточна глибина оранки, м;

ΔC - динаміка збільшення величини питомого тягового опору плугу в при зміні швидкості руху МТА, (% год)/км;

ξ_{pkr} - коефіцієнт використання тягового зусилля;

b_k - конструктивна ширина лемешу плугу, м;

h_k - кількість лемешів плугу, шт.;

β - коефіцієнт використання конструктивної ширини лемешу плуга.

Характер зміни показника надійності K_e роботи системи паливоподачі дизельних ДВЗ МТА визначали ґрунтуючись на положення теорії ймовірності із врахуванням різних експлуатаційних умов за виразом.

$$K_e = \frac{\lambda_{23} + \lambda_{24} + \lambda_{25} + \lambda_{26}}{\lambda_{23} + \lambda_{24} + \lambda_{25} + \lambda_{26} + \left(\frac{\lambda_{02}}{I + \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}}} \right) \cdot \left(I + \frac{\lambda_{23}}{\lambda_{30}} + \frac{\lambda_{24}}{\lambda_{40}} + \frac{\lambda_{25}}{\lambda_{50}} + \frac{\lambda_{26}}{\lambda_{60}} \right)}, \quad (2.2)$$

де λ_{ij} та μ_{10} - інтенсивність подій переходу паливної системи та її структурних елементів у різні стани; числові значення величин λ_{ij} й μ_{10} обиралися після наданих фахівцями з обслуговування й ремонту паливної апаратури експертних висновків.

У випадку, коли поточне значення ефективної потужності ДВЗ (N'_e) буде визначатися лише величинами наявних зносів прецизійних пар ПНВТ, справедливою буде наступна залежність:

$$N'_e = f(I, \tau), \quad (2.3)$$

де I - сумарний знос поверхонь деталей прецизійних пар ПНВТ;

τ - час роботи ДВЗ МТА.

Аналіз наведених залежностей (2.1) й (2.2) показує, можливість їх застосування при дослідженні впливу рівня забрудненості дизельного палива на функціональні характеристики МТА за умови, що встановлена й перевірена залежність (2.3).

За умови, якщо швидкість зношування плунжерних пар ПНВТ, через зазори яких витікає паливо із домішками абразивних частинок, буде зростати із збільшенням концентрації таких частинок, величина елементарного зносу ΔM_x при проходженні маси Δg_x , частинок розміром x разом із дизельним паливом через зазор у спряженні «плунжер – гільза плунжера», складе:

$$\Delta M_x = J \cdot \Delta g_x, \quad (2.4)$$

де J - питома швидкість зношення, яка визначається ймовірністю P_x проникнення у зазор величиною a плунжерної пари частинок пилу розмірами x (мкм).

Разом з тим:

$$\begin{aligned} J &= k \left(\frac{x-a}{\bar{x}} \right)^\lambda P_x, \\ P_x &= \exp \left\{ -\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2} \right\}, \end{aligned} \quad (2.5)$$

де γ - коефіцієнт, що визначає конструктивні особливості плунжерної пари ПНВТ;

$\bar{x}$ та σ - середньоарифметичне й середньоквадратичне значення розмірів механічних частинок у дизельному паливі;

k - коефіцієнт, що враховує співвідношення властивостей матеріалу деталей плунжерної пари й твердих частинок у паливі.

Загальновідомим й доведеним багатьма дослідниками є те, що дисперсний склад механічних частинок у дизельному паливі найбільш часто характеризується логарифмічно-нормальним законом розподілу.

У процесі роботи дизельного двигуна з паливного баку разом із витратою палива затримуються системою фільтра механічні домішки.

Система паливоподачі дизельного ДВЗ функціонує таким чином, що при роботі двигуна в ньому завжди існує надлишкова кількість палива, що забезпечує можливість отримання запасу потужності двигуна та виконати охолодження деталей паливоподаючої апаратури. При цьому частина палива q повертається назад до баку, а інша частина - Q , спрямовується до ПНВТ й у процесі нагнітання зношує робочі поверхні деталей плунжерної пари (втулки та гільзи).

У паливі, що знаходиться у паливному баці трактора присутні сторонні механічні домішки, які потрапили в нього двома різними шляхами: перший шлях – накопичення у паливі сторонніх домішок на етапі його транспортування від виробника до паливного баку МТА, натомість як другий – надходження часток пилу (води, й інших забруднювачів) разом із повітрям, яке надходить через негерметичності паливного баку (в основному кришки горловини) із запиленого навколишнього середовища. При цьому, швидкість надходження твердих часточок, що містяться у повітрі, складає θ_x для розміру x , а фракційний склад може відрізнятися від фракційного складу механічних домішок, що вже накопичилися у баці трактора.

Отже, результатом цього є те, що концентрація й фракційний склад механічних домішок, що перебувають у дизельному паливі, яке знаходиться у баці МТА, безперервно змінюється. Враховуючи це, за час Δt у паливо потрапить певна кількість частинок розміром x , що забезпечить наступну їх концентрацію:

$$\Delta g_x = \Delta g_{lx} - (\Delta g_{2x} + \Delta g_{3x}), \text{г} / \text{м} \quad (2.6)$$

де Δg_{lx} - кількість механічних домішок, що потрапили до баку МТА за час Δt разом із повітрям з навколишнього середовища;

Δg_{2x} - кількість механічних домішок, що були затримані за час Δt системою фільтрації МТА;

Δg_{3x} - кількість механічних домішок, які за час Δt потрапили до ПНВТ й пройшли скрізь зазори його плунжерних пар.

Для дуже малого відрізка часу ($\Delta t \rightarrow 0$) можна скласти диференціальне рівняння, яке визначає динаміку зміни концентрації механічних домішок у

дизельному паливі, що знаходиться у баці

$$\frac{dg_x}{dt} + \frac{qK_x + Q}{V_0 - Q \cdot t} \cdot g_x = \theta_x, \quad g_x(0) = g_{0x}, \quad (2.7)$$

де Q - об'єм палива, що проходить через ПНВТ, кг/год.;

q - об'єм палива, яке повертається до баку від ПНВТ, кг/год.;

K_x - коефіцієнт фільтрації частинок розміром x у системі фільтрації МТА;

V_0 - об'єм паливного баку, кг;

t - час роботи ДВЗ МТА визначений з моменту останньої заправки його паливного баку, год.

Якщо вираз (2.7) підставити у (2.6) й проінтегрувати за t у межах від t_1 до t_2 , то результатом буде визначення концентрації механічних частинок, які пройшли через плунжерну пару за відрізок часу $\Delta t = t_2 - t_1$:

$$\Delta g_{3x}(t_1, t_2) = \frac{\theta_x(t_2 - t_1)}{Q\alpha_x} + \frac{g_{0x} - \frac{\tau}{\alpha_x}}{Q(\alpha_x + 1)} \left[\left(1 - \frac{t_1}{\tau}\right)^{\alpha_x + 1} - \left(1 - \frac{t_2}{\tau}\right)^{\alpha_x + 1} \right], \quad (2.8)$$

де $\tau = \frac{V_0}{Q}$ - час, за який відбувається спорожнення баку машини;

$\alpha_x = K_x \frac{q}{Q}$ - коефіцієнт, що враховує швидкість витрати палива з баку.

Вираз, за яким можна визначити величину сумарного зносу плунжерної пари можна визначити шляхом підстановки рівняння (2.8) у (2.5) за умови переходу до безрозмірних величин: $\xi = x / \bar{x}$, $\xi_1 = a / \bar{x}$, $\xi_{max} = a_{max} / \bar{x}$, $\sigma_0 = \sigma / x$. Отже:

$$H(t_1, t_2) = k \int_{\xi_1}^{\xi_{max}} (\xi - \xi_1) \exp \left\{ -\frac{(\xi - \xi_1)^2}{2\sigma_0^2} \right\} (1 - K_\xi) \times \\ \times \left\{ \frac{\theta_\xi(t_2 - t_1)}{\alpha_\xi} + \frac{1}{\alpha_\xi + 1} \left(g_{0x} - \frac{\theta_\xi \tau}{\alpha_\xi} \right) \left[\left(1 - \frac{t_1}{\tau}\right)^{\alpha_\xi + 1} - \left(1 - \frac{t_2}{\tau}\right)^{\alpha_\xi + 1} \right] \right\} d\Phi(\xi) \quad (2.9)$$

Для вирішення отриманого рівняння (2.9) було розроблено математичну комп'ютерну програму. При цьому, значення невідомих коефіцієнтів k , γ та σ

приймали при співставленні експериментального калібрувального графіку $I = f(t)$, який було одержано на дослідному зразку прецизійної пари за допомогою машини тертя й розрахованому за рівнянням (2.4). У подальших дослідженнях, приймали наступні величини цих коефіцієнтів: $k = 1$, $\gamma = 2,5$, $\sigma = 20$. Приймавши різні початкові концентрації й фракційний склад механічних домішок у дизельному паливі, які можуть бути присутні у паливних баках МТА у експлуатаційних умовах, було одержано ряд залежностей величин сумарного зносу плунжерної пари від часу її роботи.

Аналіз результатів визначення величини сумарного зносу плунжерної пари $I(t_1, t_2)$ за виразом (2.9) показав, що присутність механічних домішок у дизельному паливі є вирішальним фактором, який в найбільшій мірі впливає на ресурс прецизійних з'єднань системи паливоподачі дизелів. Попередні дослідження виявили, що при використанні неочищеного дизельного палива ресурс плунжерної пари складає близько 540 мото-год., натомість як фільтрація палива штатним фільтром тонкої очистки забезпечує його збільшення до 960 мото-год.; застосування підвищеного подвійного очищення штатним фільтром й додатковим електричним – забезпечує ресурс у 2370 мото-год. Це свідчить про необхідність й доцільність додаткового очищення палива, забезпечуючи затримку не тільки частинок розмірами 20 мкм (як у базовому фільтрі), а й з розмірами 10 мкм, що дозволить підвищити ресурс плунжерних пар ПНВТ більш як у 2,5 рази.

Розроблена математична модель дозволяє обчислити прогнозний ресурс будь-яких прецизійних з'єднань, шляхом зміни параметрів забрудненості дизельного палива, які визначаються як ґрунто-кліматичними умовами й видом виконуваних технологічних операцій, так й конструктивними параметрами системи паливоподачі ДВЗ, що є важливим для проектування нових конструкцій елементів паливних систем дизелів.

Разом з тим, не менш важливою задачею є встановлення гранично допустимих норм забрудненості палива твердими домішками в експлуатаційних умовах. Для вирішення цієї задачі, були проведені прискорені випробування модельних зразків плунжерних пар ПНВТ на зношення та отримані графічні

залежності зміни інтенсивності протікання процесів зношування від концентрації механічних домішок у дизельному паливі та від фракційного складу цих домішок, результати яких представлені на рис. 2.3 та 2.4.

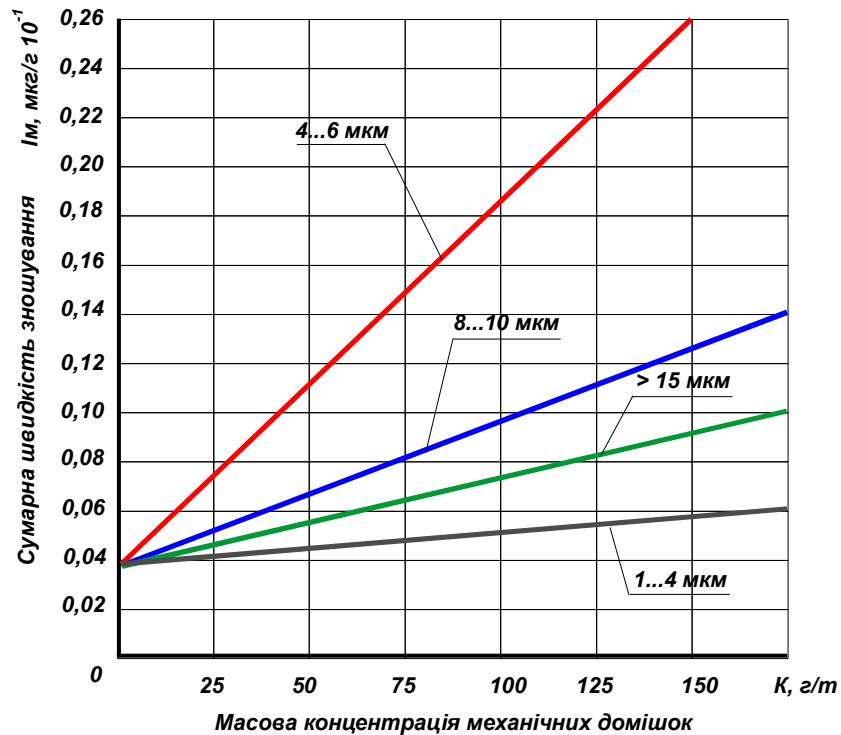


Рисунок 2.3 – Характер зміни сумарної швидкості зношення дослідної плунжерної пари в залежності від масової концентрації механічних домішок у дизельному паливі

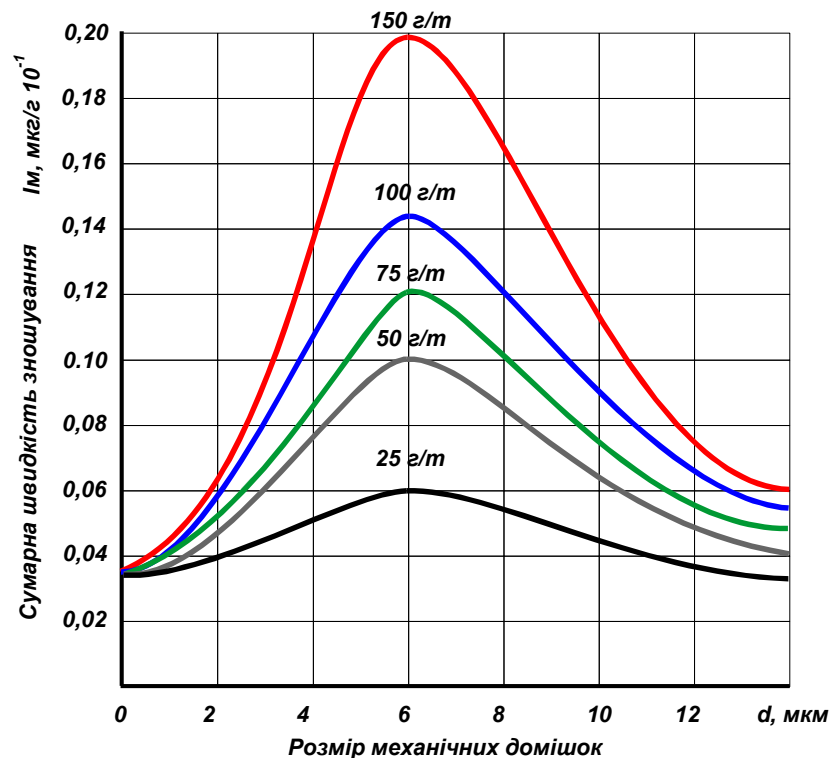


Рисунок 2.4 – Характер зміни сумарної швидкості зношення дослідної плунжерної пари від зміни розмірів механічних часток у дизельному паливі

Аналіз наведених на рис. 2.4 й рис. 2.5 графічних залежностей, дозволяє стверджувати, що допустима масова частка механічних домішок у дизельному паливі розмірами 4,0...6,0 мкм не повинна перевищувати 25,0 г/т, розмірів 8,0...10,0 мкм – 64,0 г/т й розмірів понад 15,0 мкм – 100,0 г/т. Дослідженнями також встановлено, що найбільш небезпечними розмірами механічних домішок у дизельному паливі, наявність яких зумовлює найвищу швидкість зношування плунжерних пар ПНВТ дизельних ДВЗ МТА, є частинки розміром близько 6,0 мкм. Оцінюючи умови, які супроводжують появу частинок зазначеного розміру, було встановлено, що найбільша їх концентрація (6,0 мкм) присутня у повітрі під час виконання МТА таких агротехнологічних операцій, як збирання зернових культур, лушіння та ін.

Подальшими дослідженнями була визначена тривалість експлуатаційних випробувань у часі в межах ресурсу, який характеризується зносом плунжерної пари, що дорівнює зносу отриманому на моделі в процесі проведення прискорених випробувань за час t_m :

$$t_H = t_M K, \quad (2.10)$$

де K - коефіцієнт моделювання.

$$K = \left(\frac{N_M}{N_H} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{V_M}{V_H} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{K_{\phi H}}{K_{\phi M}} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{Q_H}{Q_M} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (2.11)$$

де N_H та N_M - навантаження на натурній й дослідній плунжерних парах, Н;

V_H та V_M - швидкість ковзання натурної й дослідної пар тертя, м/с;

$K_{\phi H}$ та $K_{\phi M}$ - коефіцієнт форми натурної й дослідної пар тертя;

Q_H та Q_M - витрата дизельного палива через натурну й дослідну пари тертя.

Виконаний розрахунок величини коефіцієнта моделювання K дозволив встановити, що:

$$t_H = 80, I t_M, \text{ натомість як } I_H = 0,0892 I_M. \quad (2.12)$$

При проведенні експериментальних досліджень, вимірювання характеристик забрудненості дизельних палив домішками виконували за відомими методиками із застосуванням серійного вимірювального приладу

ПКЖ-904В, а для його юстирування – методику фотографування осаду механічних домішок під мікроскопом; лабораторний мікроскоп був використаний й для спостережень та фотографування кінематики руху механічних часток у дизельному паливі.

Отримання експлуатаційних результатів передбачало проведення оціночних експериментів, які забезпечували спостереження за експлуатацією МТА, до складу яких входили трактори ЮМЗ-6 й МТЗ-82. Паливний бак кожного трактору поетапно заправляли дизельним паливом із різним ступенем забрудненості твердими домішками. В порівняльних дослідженнях було використано дизельне паливо трьох груп забрудненості:

- I-ої – паливо у стані поставки з АЗС;
- II-ої – паливо після гравітаційного відстоювання;
- III-ої – паливо після примусового очищення від механічних домішок.

Процедура очищення палива, з-за відсутності на підприємстві спеціальної фільтрувальної установки, передбачала його трикратну фільтрацію шляхом переливання між двома ємкостями із встановленими промисловими фільтруючими елементом на основі целюлози.

Дослідження впливу ступеня забрудненості дизельного палива на надійність паливної системи й стабільність функціональних характеристик МТА, агрегатованого трактором ЮМЗ-6 показали, що використання дизельного палива у стані поставки (з АЗС) створює перепад тиску на фільтрах тонкого очищення у 30,0 кПа (при допустимому значенні 35,0 кПа) вже через 750,0 мото-год. напрацювання, забезпечуючи ресурс у 915,0...920,0 мото-год; при використанні дизельного палива із попереднім гравітаційним відстоюванням спостерігається підвищення ресурсу фільтрів до 1500,0 мото-год., натомість як попередня примусова фільтрація дизельного палива забезпечує величину ресурсу вже у понад 3000,0 мото-год.

Встановлено, що серед доступних в експлуатаційних умовах варіантів застосування дизельного палива, найбільш високі показники стабільності функціонування МТА, забезпечує попереднє примусове очищення дизельного палива фільтром (рис. 2.5) або модернізація штатної системи фільтрації палива МТА із встановленням фільтрів підвищеного рівня ефективності очищення.

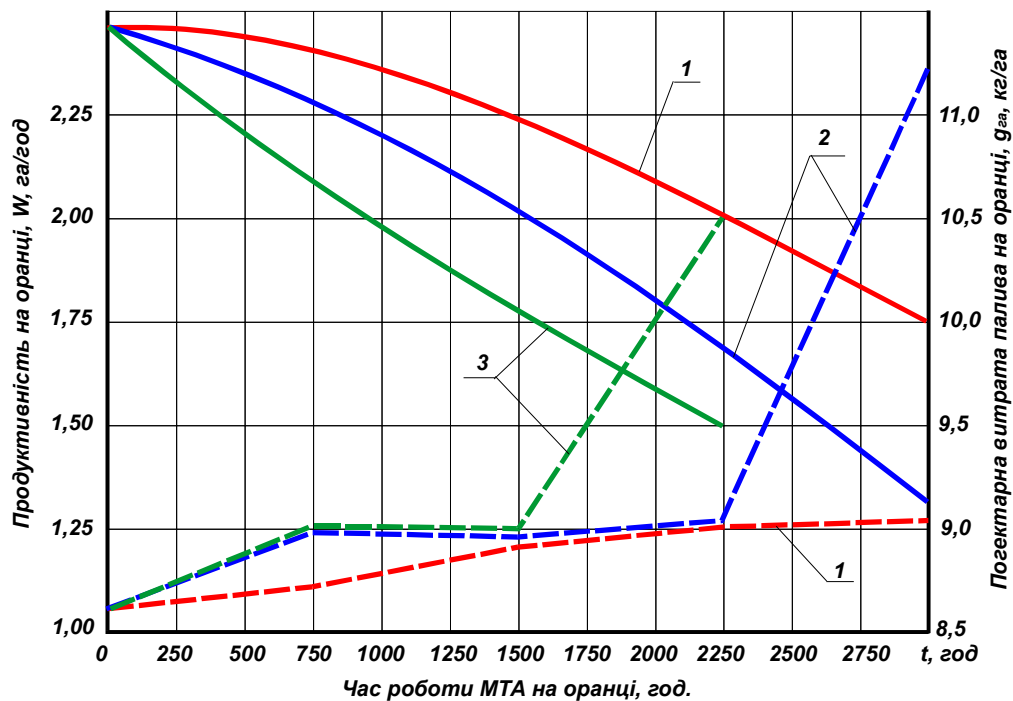


Рисунок 2.5 – Зміна продуктивності й погектарної витрати палива від часу роботи МТА на ґрунті при різних варіантах очищення дизельного палива:

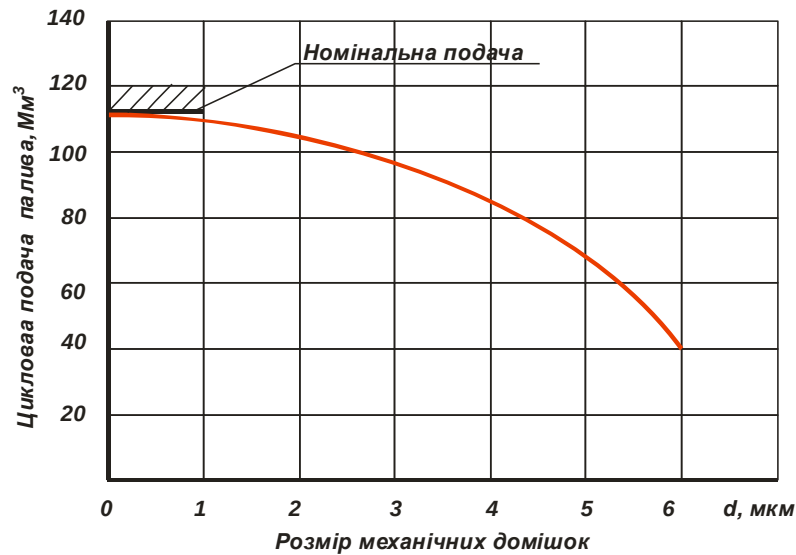
1 – додаткове очищення палива фільтром; 2 – гравітаційно відстоює паливо; 3 – паливо у стані поставки (з АЗС).

Аналізуючи наведені на рис. 2.5 графічні залежності можна побачити, що наприклад, при застосуванні додаткової фільтрації палива динаміка зниження продуктивності МТА на ґрунті протікає у 1,92 рази (рис. 2.5, криві 1 та 3) повільніше, натомість як найгірша динаміка збільшення погектарної витрати палива відмічається для палива у стані поставки й має тенденцію до зниження із 2,43 га/год до 1,51 га/год при застосуванні попереднього гравітаційного відстоювання, та до 1,95 га/год - при додатковій примусовій фільтрації. Загалом же, концентрація абразивних частинок у дизельному паливі не повинна перевищувати 20,0 г/т.

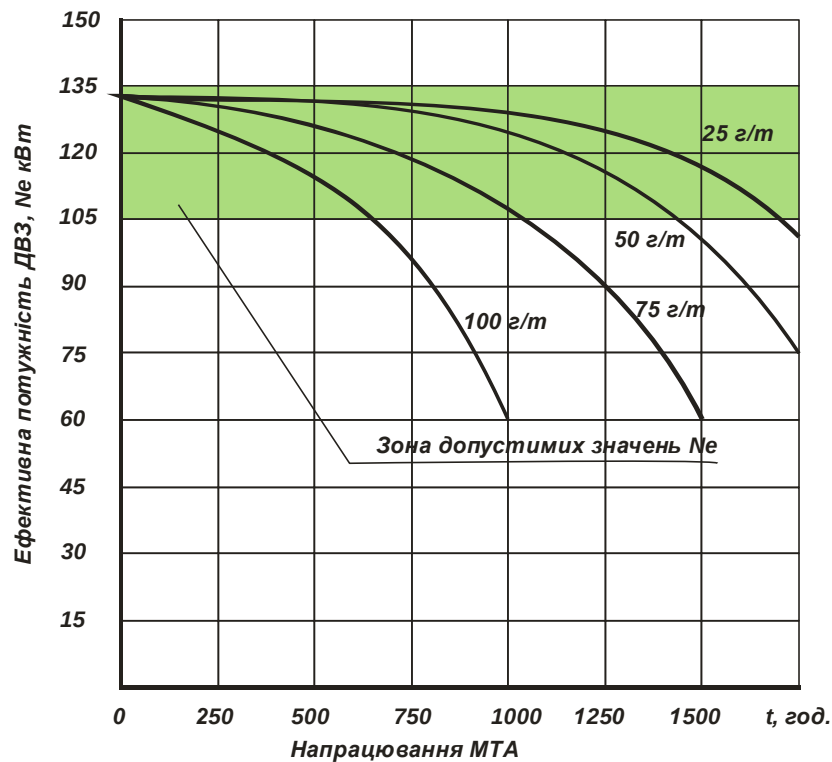
На підставі отриманих залежностей виконано також моделювання зміни циклової подачі палива однієї плунжерної пари при збільшенні зазору (рис. 2.6 а), а також зниження ефективної потужності дизельного ДВЗ ЯМЗ-236 при експлуатації на паливі, що містить механічні домішки розмірами 6,0 мкм при різних їх концентрації (рис. 2.6 б).

На підставі отриманих даних встановлено, що експлуатація МТА на дизельному паливі, із концентрацією забруднення 20 г/т, призводить до збільшення часу виконання технологічних операцій на 5,1%...5,3%; при цьому

витрата палива збільшується на 5,0%...6,8% по кожній технологічній операції, що із розрахунку на 100,0 га оброблюваної площі збільшує витрату дизельного палива енергетичним засобом МТА на 283,1 кг.



а)



б)

Рисунок 2.6 – Зміна циклової подачі палива однією плунжерною парою ПНВТ в залежності від величини зазору (а) та ефективної потужності дизельного ДВЗ ЯМЗ-236 від напрацювання при різних концентраціях механічних домішок (б)

Оцінка комплексного показника надійності паливної системи за допомогою коефіцієнта готовності K_g , визначеного за виразом (2.2) для різних варіантів використання дизельного палива, показала можливість його підвищення у діапазоні 0,79...0,85, тобто на 7,6%.

Розділ 3.

ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РЕМОНТУ ПНВТ ДИЗЕЛІВ

3.1. Вплив твердості прецизійних деталей паливної апаратури на їх зносостійкість

Як вже було відзначено у попередніх розділах роботи, стабільність й рівномірність параметрів подачі палива ПНВТ дизельних ДВЗ визначають економічні та екологічні показники МТА в експлуатаційних умовах. Найбільш часто, при проведенні діагностичних операцій на ПНВТ у ТОВ «Калита-Нова», відмічаються такі порушення їх роботи як нерівномірність циклової подачі палива плунжерними парами, яка виникає через абразивне зношення прецизійних пар. Спираючись на багаторічний накопичений ремонтний досвід, фахівці підприємства відзначають, що зносостійкість матеріалу цих деталей до абразивного зношування головним чином залежить від твердості, хімічного складу і мікроструктури матеріалів плунжера й гільзи.

Якщо в якості об'єкту досліджень прийняти ПНВТ та паливні форсунки найбільш поширених ДВЗ марок СМД й ЯМЗ, то довід їх експлуатації та ремонту показує, що із напрацюванням відзначається поява нерівномірності подачі палива, що вимагає постійного корегування. Більш того, після проведення ремонтних впливів та заміни елементів плунжерних пар ПНВТ та розпилювачів форсунок, ситуація погіршується й в подальшому проявляється вже при менших експлуатаційних термінах.

При проведенні оцінки наявності дефектів та ступеня зносу робочих поверхонь деталей плунжерних пар, були виявлені як характерні для них дефекти, так й зафіксовані значні відхилення показників твердості поверхонь.

Поясненням цього може бути лише одне - на інтенсивність гідро-механічного зношування поверхонь плунжера й гільзи, а отже й на робочі характеристики ПНВТ, впливають показники початкової й поточної твердості цих поверхонь, що потребує проведення підтверджуючих досліджень. Оцінюючи нормативні значення твердості робочих поверхонь плунжера й його втулки, то їх значення не повинні бути нижчими за 60 HRC (за Роквелом), однак

процес масового виробництва цих деталей може формувати значні розбіжності у величинах твердості партії деталей.

На першому етапі експериментальних досліджень було відібрано по 60 плунжерних пар ПНВТ ТН10×10 й 4УТНМ, що надійшли до ремонту на підприємство. Оцінку твердості проводили її виміром на приладі ТК-3 за шкалою HRC. При цьому, твердість втулки вимірювали у її верхній частині на відстані 5,0 мм від торцю в площині, що є перпендикулярною осі розташування отворів, натомість як твердість плунжера на його головці. Обробку результати вимірів проводили методами математичної статистики.

Результати проведеного аналізу наведені у таблиці 3.1. показав, що у 38 нових плунжерів (31,7%) та 33 втулок (27,5%) виявлені технологічно занижені показники твердості робочих поверхонь. Також встановлено, що розбіжність у значеннях твердості деталей однієї пари може перевищувати 4,1...6,3 HRC.

Таблиця 3.1 – Експериментально визначена твердість деталей плунжерних пар ПНВТ та її статистичні параметри

Марка ПНВТ: деталь пари	HRC, діапазон/середнє значення	Стандартне відхилення σ	Коефіцієнт варіації V	Відхилення від стандартного значення, %
4УТНМ:				
- втулка	(57...63)/60,3	1,72	0,029	21,2
- плунжер	(57...62)/59,6	1,41	0,024	30
ТН10×10:				
- втулка	(55...66)/61,2	4,9	0,08	15
- плунжер	(54...63)/58,9	4,5	0,076	28

Оцінку характеру впливу показників твердості робочих поверхонь плунжерних пар на їх зносостійкість виконували за результатами їх прискорених порівняльних досліджень на знос на модернізованому стенді КИ-22205. Для цього була розроблена й змонтована конструкція додаткової системи, яка забезпечувала перекачування дослідного палива (із змінним вмістом абразиву) із основного баку до ПНВТ, а після нього – через систему фільтрів до баку відстою. В якості забруднювача дизельного палива використовували абразив із питомою площею поверхні 10500,0 см²/м та концентрацією 0,015 г на 1,0 л палива. Розміри часток абразиву визначали за допомогою приладу ПКЖ-902.

Методика проведення досліджень передбачала оцінку всіх показників, що характеризують характер й величини зносів плунжерних пар, після кожних 4 год. напрацювання (роботи установки). Зносостійкість плунжерних пар визначали за величинами створених ними циклових подач: на пусковій частоті обертання й номінальній частоті обертання кулачкових валів ПНВТ.

Результати порівняльних випробувань плунжерних пар ПНВТ ТН10×10, які мали різні показники твердості (60, 57, 54 HRC) на знос наведені на рис. 3.1 та рис. 3.2. Аналіз отриманих результатів показав, що плунжерні пари із твердістю 60 HRC вже після 20 год. напрацювання забезпечували циклову подачу на пусковому режимі на 40% вищу, ніж пари із твердістю 54 HRC (рис. 3.1); на номінальній частоті обертання виявлена аналогічна закономірність із відмінністю лише у тому, що для плунжерних пар із твердістю 60 й 54 HRC різниця величин циклових подач менш очевидна (рис. 3.2). Поясненням цього є те, що на підвищених швидкісних режимах роботи плунжерної пари, паливо не встигає перетікати через утворений за рахунок зносу поверхонь зазор.

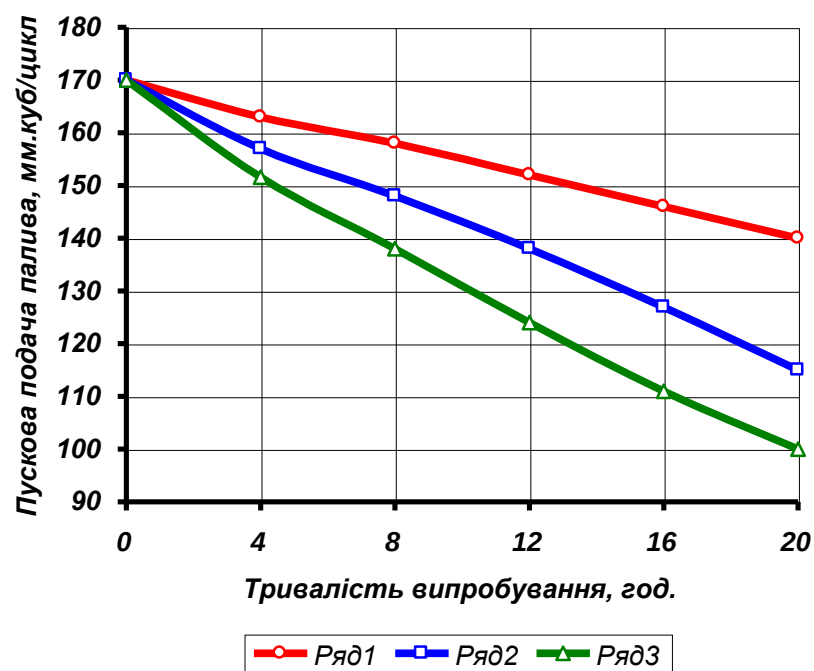


Рисунок 3.1 – Характер зміни величини пускової подачі палива для плунжерних пар ПНВТ із твердістю:

1 – 60 HRC; 2 – 57 HRC; 3 – 54 HRC

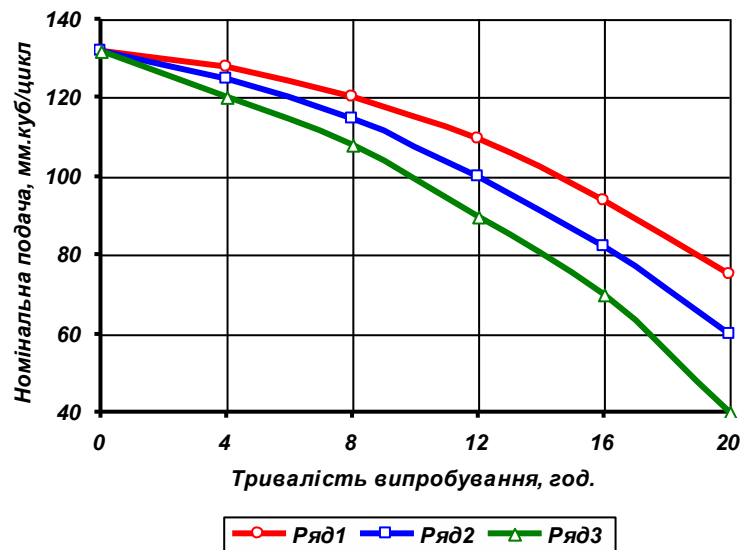


Рисунок 3.2 – Характер зміни номінальної подачі палива для плунжерних пар ПНВТ із твердістю:

1 – 60 HRC; 2 – 57 HRC; 3 – 54 HRC

Після отримання даних щодо суттєвого впливу твердості прецизійних пар ПНВТ на їх експлуатаційну зносостійкість, було прийнято рішення щодо проведення додаткового аналогічного дослідження й інших, менш надійних та більш підданих зносам деталей паливної апаратури дизелів - розпилювачів та голок паливних форсунок, основними порушеннями роботи яких є: втрата герметичності форсунки, погіршенні якості розпилювання палива, закоксування соплових отворів, втрата вільного переміщення голки, зниження гідроцільності та ін. Для виготовлення корпусів розпилювачів як правило використовують сталі 18X2H4BA й 18X2H4MA із твердістю понад 60 HRC. Результати проведеного дослідження із виміру твердості нових й вживаних корпусів розпилювачів форсунок показали наявність значної розбіжності у величинах твердості (таблиця 3.2).

Таблиця 3.2 - Експериментально визначена твердість корпусів розпилювачів форсунок та її статистичні параметри

Характеристик а розпилювача форсунки	HRC, діапазон/середнє значення	Стандартне відхилення σ	Коефіцієнт варіації V	Відхилення від стандартного значення, %
Нова:				
- ЯЗТА	(52...60)/57,3	1,13	0,02	28
- НЗТА	(50...58)/56,2	1,53	0,03	71
Після напрацювання	(49...58)/53,7	2,83	0,05	90

Основними причинами зниження твердості корпусів розпилювачів форсунок в процесі експлуатації визнано невідповідність температури їх відпуску (близько 220 °C) й робочої температури в діапазоні (230...250) °C.

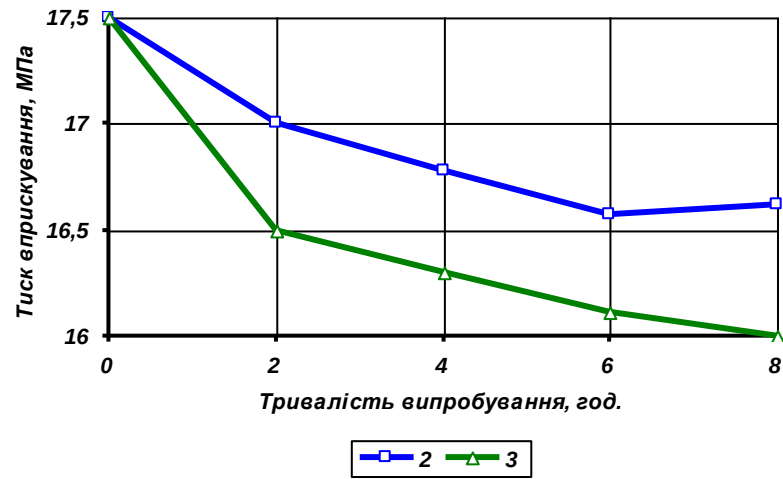
Подальші дослідження мали на меті проведення оцінки впливу твердості корпусів розпилювачів на показники роботи форсунок при збільшенні величин зносів спряження «корпус - голка», яку здійснювали за результатами аналізу її прискорених випробувань на знос. Модельне дослідження потребувало використання оригінальної камери, яка забезпечувала вприскування палива у стиснуте газове середовище. У дослідженні приймали участь 12 розпилювачів (із твердістю поверхонь 52, 54 та 57 HRC) із ідентичними висотами підйому голки, величинами зазорів, гідрощільністю й продуктивністю. Методика проведення досліджень передбачала визначення величин тисків вприскування, пропускної здатності й гідрощільності через кожні 2 год. напрацювання.

Результати даного дослідження показали наступне: вже після 4-ох год. досліджень 2 розпилювачі, що мали твердість 52 HRC, відмовили через підтікання запірною з'єднання; натомість як розпилювачі із твердістю 54 HRC були працездатними впродовж 8 год., а із твердістю 57 HRC – впродовж 10 год.

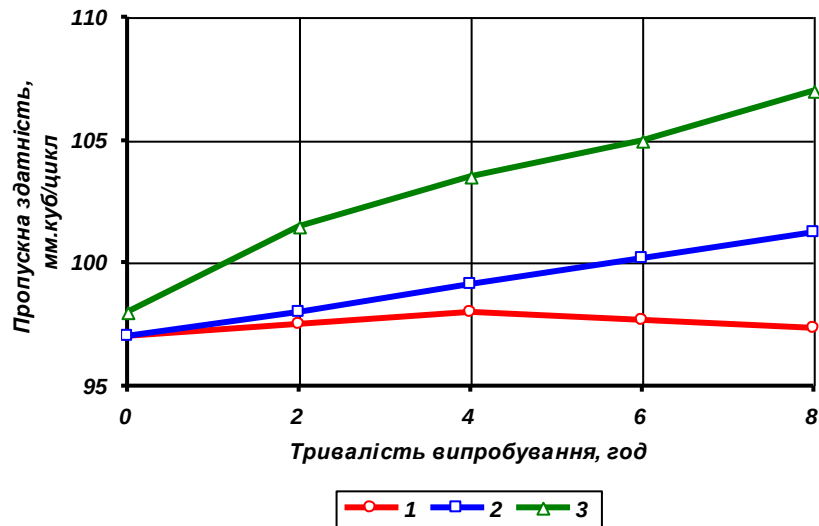
Результати випробувань свідчать, що падіння величин тисків початку вприскування, зменшення щільності прямої частини й збільшення пропускної здатності, більш характерні для розпилювачів із меншими значеннями твердості. При цьому доведено, що зносостійкість розпилювачів може знизитися у 1,8...2,2 рази, при зниженні твердості їх робочих поверхонь з 57 HRC до 52 HRC (рис. 3.3).

Результати виконаних досліджень надають можливість надання наступних висновків й рекомендацій.

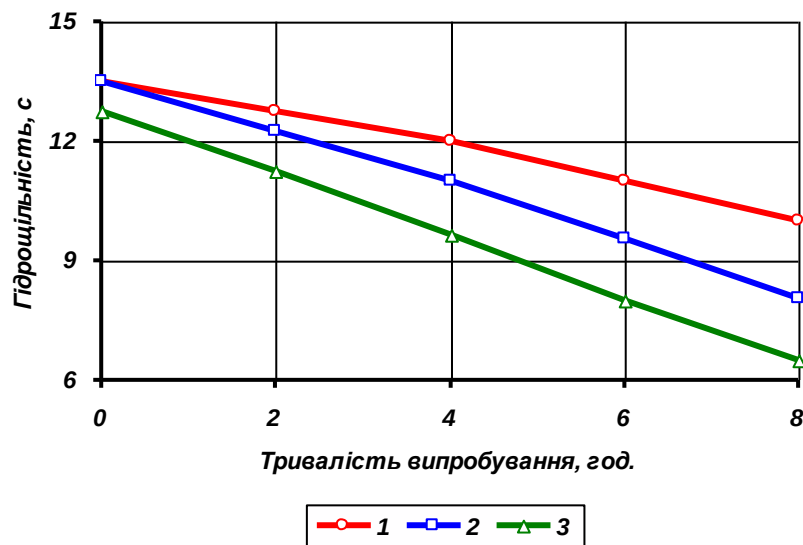
Головним висновком є те, що існуючі на поточний час технологічні процеси ремонту вузлів й елементів систем паливоподачі дизельних ДВЗ (ПНВТ, форсунок) не передбачають контролю та підбору найбільш відповідальних деталей за показниками твердості їх робочих поверхонь, що викликає комплектування одного ПНВТ (або ДВЗ) плунжерними парами й розпилювачами форсунок, що мають різні твердості, а отже й, потенційно різні прогнозовані інтенсивності зношування в подальших експлуатаційних умовах.



а)



б)



в)

Рисунок 3.3 – Порівняльні результати прискорених випробувань на зносостійкість розпилювачів форсунок із різними показниками твердості:
а – температура вприскування; б – пропускна здатність, в - гідроцильність

1 – 60 HRC; 2 – 57 HRC; 3 – 54 HRC

Як результат - вже при нетривалому напрацюванні виникає нерівномірність подачі палива по циліндрах ДВЗ й, як наслідок, відбувається зниження його потужності, збільшуються витрати палива, спостерігається та нерівномірність роботи двигуна на різних режимах (в більшому ступені мінімально стійких обертах холостого ходу) й димлення. Все вище означене знижує показники продуктивності роботи машини (автомобіля, трактора, комбайна тощо) та/або МТА на його основі, суттєво підвищує собівартість виконаних робіт, знижує показники прибутковості агрогосподарства.

Саме тому, основною рекомендацією, яка стосується технології ремонту паливної апаратури дизелів є - обов'язкове проведення підбору деталей прецизійних пар у комплект на один ПНВТ (плунжерів й втулок) та ДВЗ (корпусів й голок розпилювачів форсунок) із урахуванням твердості їх робочих поверхонь, що дозволить зменшити негативну дію наступних неминучих процесів зношування.

3.2. Оцінка можливості й доцільності повторного використання плунжерних пар ПНВТ

На підприємстві під час виконання технологічного процесу ремонту ПНВТ контролюється технічний стан деталей прецизійних (плунжерних) пар, як найбільш відповідального за його основні робочі параметри з'єднання. При цьому, доволі часто виникає ситуація відповідності розмірів цих деталей нормативним вимогам та відсутності слідів зношення на їх робочих поверхнях; натомість як замовник наполягає на їх заміні новими, обґрунтовуючи власну позицію доцільним збільшенням поточних ремонтних витрат у порівнянні із майбутніми експлуатаційними. Така позиція є суб'єктивною й не завжди правильною так як не ґрунтується на достовірних результатах.

Саме тому, актуальними є дослідження можливості та доцільності повторного використання плунжерних пар ПНВТ без їх заміни (та/або відновлення) за умови повної відповідності їх показників нормативним вимогам та розробки обґрунтованих рекомендацій щодо таких дій.

Для виявлення функціонального зв'язку комплексного критерію якості ремонтних дій за факторами, що входять до нього, були проаналізовані

параметри 15 паливних насосів марки УТН-5, що були відремонтовані у ТОВ «Калита-Нова».

Гідравлічну щільність плунжерних пар перед установкою їх до ПНВТ, визначали на приладі КП-1640А, а циклову подачу палива й нерівномірність цієї подачі - на стенді NC-129 «MOTORPAL». Швидкісним режимом оцінки циклової подачі був прийнятий режим номінальних обертів кулачкового валу - $n_{ном} = 1100 \text{ хв}^{-1}$, а обсяги поданого палива визначалися аналітично, при кількості циклів подачі $i = 300$ шляхом виміром об'єму палива, який містився у мірній ємкості за виразом:

$$q_{\text{ц}} = \frac{Q}{i} \cdot 10^3, \quad (3.1)$$

де Q - об'єм палива, що був поданий ПНВТ через паливопровід високого тиску й вприснутий форсункою до мірної ємкості за i циклів (робочих ходів плунжера), см^3 .

Наступний етап досліджень передбачав розрахунок середнього значення циклової подачі ПНВТ; нерівномірність подачі палива на номінальному режимі по секціях ПНВТ обраховували за виразом:

$$\delta = \frac{Q_{\text{max}} - Q_{\text{min}}}{Q_{\text{med}}} \cdot 100, \quad (3.2)$$

де Q_{max} - максимальний обсяг палива, що був поданий насосною секцією за час експерименту, см^3 ;

Q_{min} - мінімальний обсяг палива, що був поданий насосною секцією за час експерименту, см^3 ;

Q_{med} - середній обсяг палива, що був поданий насосною секцією
 $Q_{\text{med}} = (Q_{\text{max}} + Q_{\text{min}}) / 2$.

Для розрахунку комплексного критерію якості ремонту, були задані базові й граничні значення параметрів, прийняті за рекомендаціями наведеними у технологічних картах ремонту ПНВТ (таблиця 3.3).

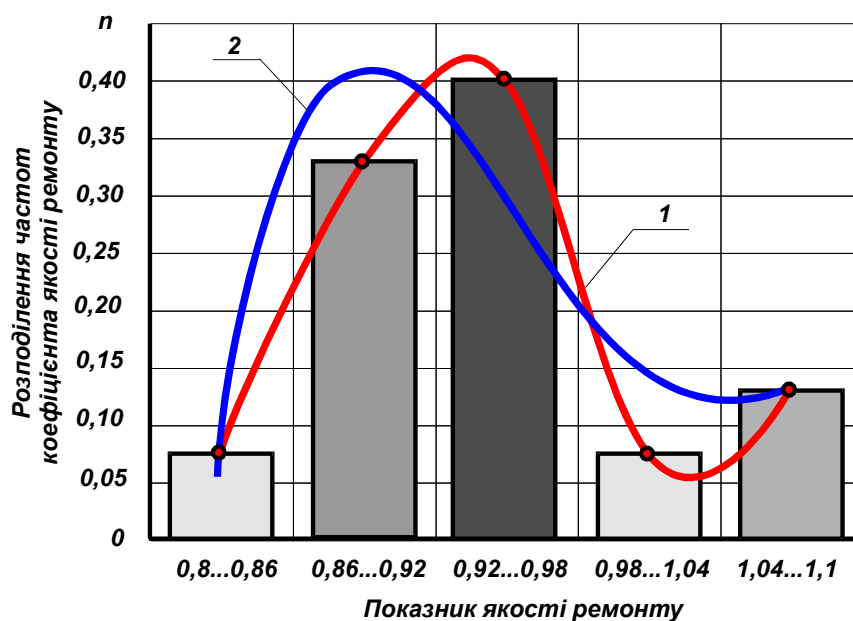
Це дало змогу визначити величини коефіцієнтів якості ремонту за кожним ПНВТ (таблиця 3.4) й побудувати графічну залежність його зміни в залежності від показника якості ремонту (рис. 3.4).

Таблиця 3.3 - Базові і граничні значення параметрів

Показник	Значення показника	
	базове	граничне
Тривалість циклу паливоподачі τ , с	13,0	0,0
Циклова подача $q_{\text{ц}}$, мм ³ /цикл	76,7	45,0
Відхилення подачі від нормативу δ , %	3,0	50,0

Таблиця 3.4 – Значення коефіцієнтів якості ремонту для кожного ПНВТ, визначені за експериментальними даними

Об'єкт дослідження	Тривалість циклу паливоподачі τ , с	Циклова подача $q_{\text{ц}}$, мм ³ /за цикл	Відхилення подачі від нормативу δ , %	Коефіцієнт якості ремонту $K_{p\Sigma}$
ПНВТ №1	10,3	76,5	4,3	0,899
ПНВТ №2	10,8	77,1	3,4	0,923
ПНВТ №3	11,4	77,4	2,6	0,941
ПНВТ №4	9,6	76,7	2,2	0,873
ПНВТ №5	10,7	75,8	4,4	0,910
ПНВТ №6	9,1	75,2	3,9	0,839
ПНВТ №7	10,8	75,5	4,4	0,917
ПНВТ №8	10,2	76,2	3,1	0,895
ПНВТ №9	11,5	76,8	4,3	0,933
ПНВТ №10	12,5	76,2	3,9	0,962
ПНВТ №11	12,4	76,4	1,7	0,991
ПНВТ №12	14,8	76,8	2,6	1,054
ПНВТ №13	12,3	76,2	2,6	0,978
ПНВТ №14	14,7	77,4	3,0	1,076
ПНВТ №15	10,8	77,1	1,7	0,935

Рисунок 3.4 - Емпіричний (1) і лінеаризований (2) розподіл частот (n) узагальненого коефіцієнта $K_{p\Sigma}$ якості проведення ремонту ПНВТ

Отримане й рівняння регресії, що характеризує взаємозв'язок показника якості ремонту із гідравлічною щільністю плунжерних пар, цикловою подачею і

нерівномірною подачею палива, яке має вигляд:

$$K_{p\Sigma} = 0,164 + 0,0366\tau + 0,00487q_u - 0,00443\delta. \quad (3.3)$$

При цьому величина множинного коефіцієнту кореляції складає $R = 0,997$, а множинного коефіцієнту детермінації - $D = 99,398\%$. Складові коефіцієнта детермінації, що характеризує вплив τ , q_u , δ на $K_{p\Sigma}$, мають наступні значення: за τ - $D_\tau = 94,781\%$; за q_u - $D_{q_u} = 2,277\%$ й за δ - $D_\delta = 2,34\%$.

Складова коефіцієнта детермінації D_τ , яка є найбільш вагомим фактором у комплексному критерії якості ремонту ПНВТ показує, що у $94,781\%$ змін у якості ремонту ПНВТ залежить саме від гідравлічної щільності його плунжерних пар. В даний час на підприємстві, ремонт ПНВТ супроводжується вибракуванням плунжерних пар без ефективної перевірки їх технічного стану, що економічно є неефективним та збільшує ремонтні витрати, так як плунжерні пари на момент вибракування ще не відпрацювали в повній мірі закладений під час їх виготовлення конструктивний ресурс.

При цьому, плунжерні пари із неперевіреним технічним станом у більшості випадків характеризуються здатність й надалі забезпечувати необхідні характеристики ПНВТ та ДВЗ, не гіршими за характеристики створені новими плунжерними парами.

Практика ремонтного виробництва для оцінки гідравлічної щільності плунжерних пар ПНВТ використовує спеціалізовані прилади, якими визначається час переміщення плунжера щодо гільзи на задану величину при дії навантаження, яке створює в надплунжерному просторі постійний тиск й запобігає переміщенню плунжера. Недоліком такої методики є неточність у фіксації відліку часу із початку обпресування до моменту появи відсічки. Тому, більш доцільним є виконання оцінки технічного стану плунжерних пар, приладом, принцип дії якого заснований на порівняльній оцінці випробуваної плунжерної пари щодо еталонної пари.

Сутність способу полягає у збільшенні кута відхилення індикатора, що фіксує зменшення величини гідрощільності при збільшенні величини зносу

плунжерної пари. За цією величиною можна оцінити дійсний технічний стан прецизійної пари й виконати процедуру дефектування із поділом прецизійних пар на придатні, непридатні й такі, що можуть бути відновлені. Залежність кута відхилення індикатору приладу від гідрощільності, що була вимірена на стандартному приладі КП-1640А для 40 плунжерних пар ПНВТ показана на рис. 3.5.

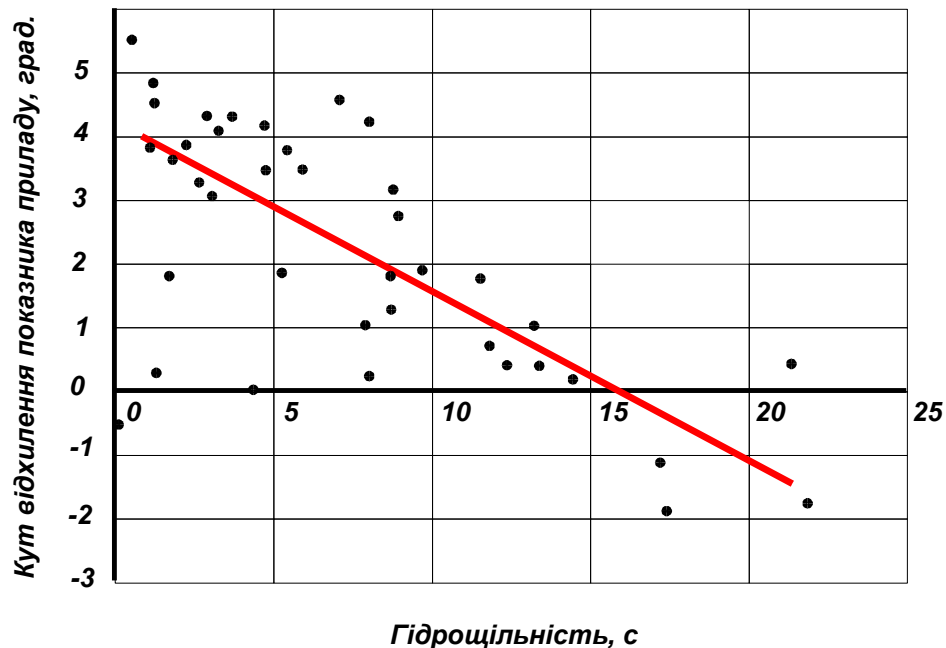


Рисунок 3.5 – Зміна кута α відхилення індикатора приладу від величини гідрощільності ($R = 0,746$, $D = 55,7\%$, $S_r = 0,108$, $T_r = 6,912$)

Проведеними дослідженнями дослідної групи плунжерних пар ПНВТ встановлено, що у 43% пари, що були вибракувані, були придатними, й їх повторна установка до ПНВТ мала б забезпечити всі необхідні ефективні показники роботи ДВЗ.

Порівняльну оцінку ефективності даного способу діагностування технічного стану плунжерних пар (із напрацюванням) за показниками гідравлічної щільності, було здійснено під час випробування ПНВТ УТН-5. В дослідженнях приймали участь ПНВТ укомплектовані як новими плунжерними парами, так й плунжерними парами, що мали певний експлуатаційний термін (з тих, що попередньо були вибракувані) та пройшли підбір за прийнятою методикою. При проведенні випробувань ДВЗ, плунжерні пари були підібрані з інтервалом відхилення індикатору приладу 0...20 (що відповідало рівню гідрощільності 11...13 с) й встановлені по чергово до ПНВТ. Результати досліджень представлені на рис. 3.6.

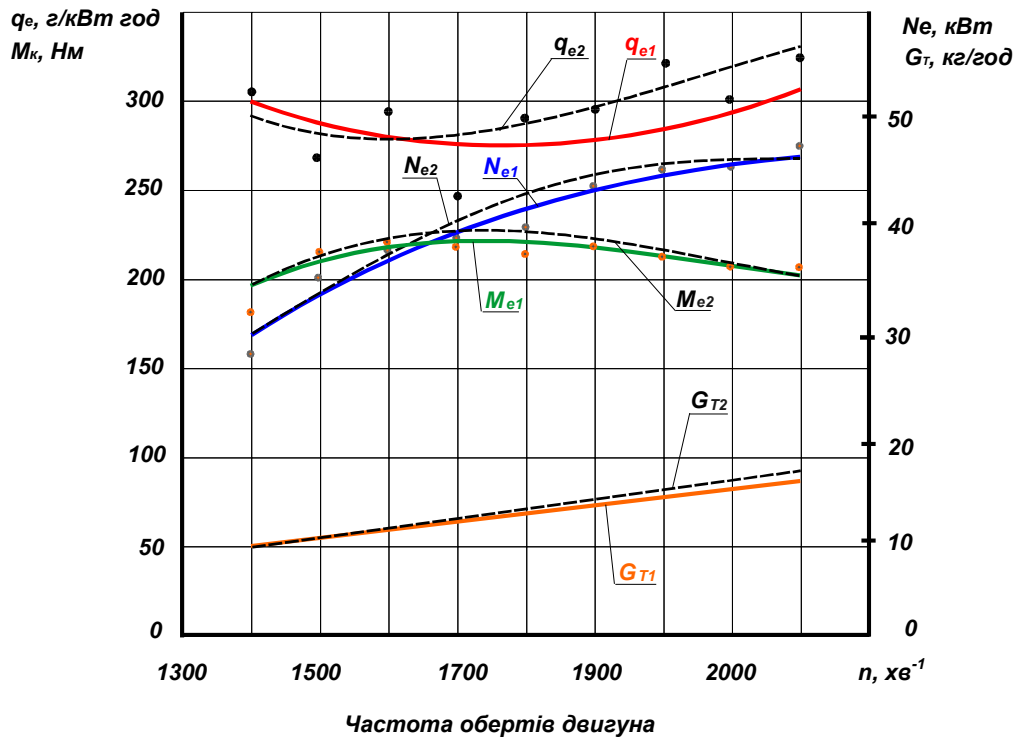


Рисунок 3.6 - Порівняльна швидкісна характеристика дизельного ДВЗ Д-240Л при комплектуванні ПНВТ різними типами плунжерних пар:

N_e - потужність; G_T - погодинна витрата палива; g_e - питома ефективна витрата палива; M_k - крутний момент дизеля Д-240Л. Індекс «1» - ПНВТ із новими плунжерними парами; індекс «2» - ПНВТ із плунжерними парами, що мають певний термін напрацювання.

За результатами аналізу ЗШХ ДВЗ отриманої на навантажувальному стенді КИ-5543, що дозволяє отримати його гранично можливі енергетичні показники, встановлено, що питома ефективна витрата палива g_e , при комплектуванні плунжерними парами, підібраними із тих, що були вибрані, й перевірені за оригінальною методикою, на номінальному швидкісному режимі зменшилася на 2,1%, а на режимі максимального крутного моменту M_k - збільшилася на 2,4% (рис. 3.7).

Аналіз характеристики холостого ходу ДВЗ, що показує залежність погодинної витрати палива G_T від частоти n обертання колінчатого вала при роботі ДВЗ без навантаження показав, що комплектування ПНВТ плунжерними парами, що вже мали напрацювання, призводить до зниження величини G_T на 3,8% (рис. 3.7).

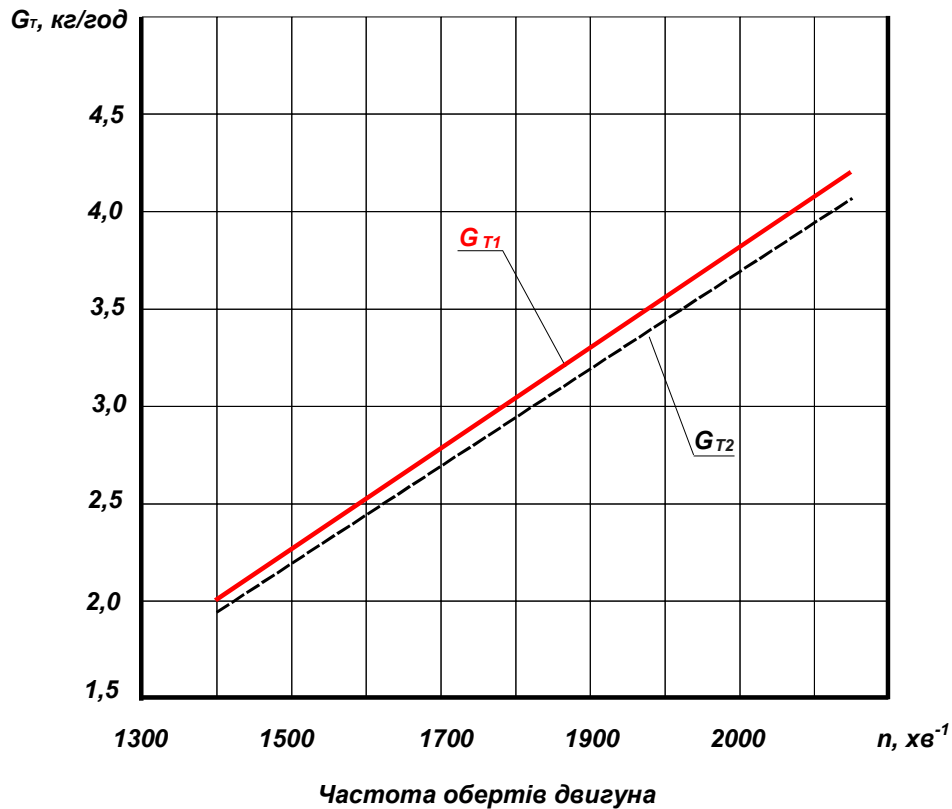


Рисунок 3.7 - Порівняльна характеристика погодинної витрати палива G_T двигуна Д-240Л при роботі на режимі холостого ходу й комплектуванні ПНВТ різними типами плунжерних пар:

G_{T1} - нові плунжерні пари; G_{T2} - підібрані плунжерні пари (з напрацюваннями).

Аналіз регуляторної характеристики, дозволяє оцінити характер зміни динамічних й енергетичних показників ДВЗ показав, що комплектування ПНВТ плунжерними парами, підібраними з тих, що вже були у експлуатації й мають напрацювання, забезпечує лише незначне зниження номінальної потужності (до 3,2%) ДВЗ у порівнянні із аналогічними показниками того ж двигуна при комплектуванні ПНВТ новими плунжерними парами (рис. 3.8).

Аналіз навантажувальної характеристики (рис. 3.9) отриманої при $n_{\text{об}} = 2150 \text{ хв}^{-1}$ показав, що при максимальному навантаженні (55,0 кВт) витрата палива G_T ДВЗ при комплектуванні ПНВТ плунжерними парами, відібраними із тих, що вже були у експлуатації та мають напрацювання, збільшилася лише на 1,3%, натомість як питома ефективна витрата палива g_e зросла на 4,0% у порівнянні із характеристиками, отриманими при випробуваннях ДВЗ із новими плунжерними парами ПНВТ.

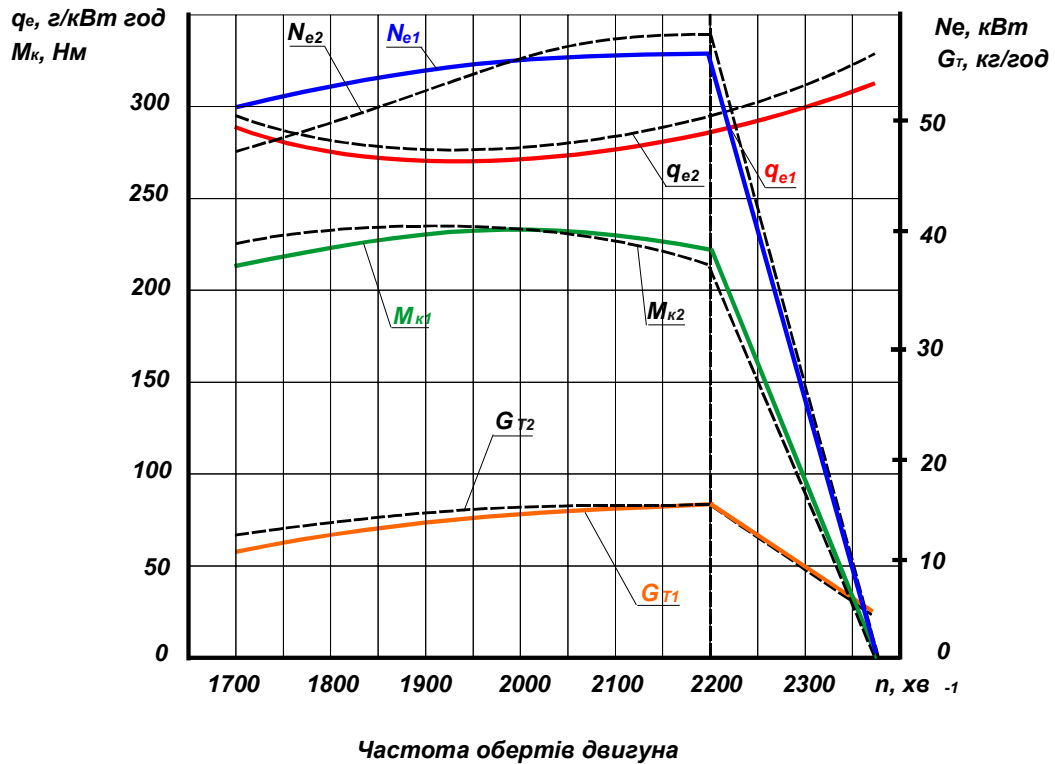


Рисунок 3.8 - Порівняльна регуляторна характеристика ДВЗ Д-240Л при комплектуванні ПНВТ різними типами плунжерних пар:

Індекс «1» - ПНВТ із новими плунжерними парами; індекс «2» - ПНВТ із плунжерними парами, що мають певний термін напрацювання.

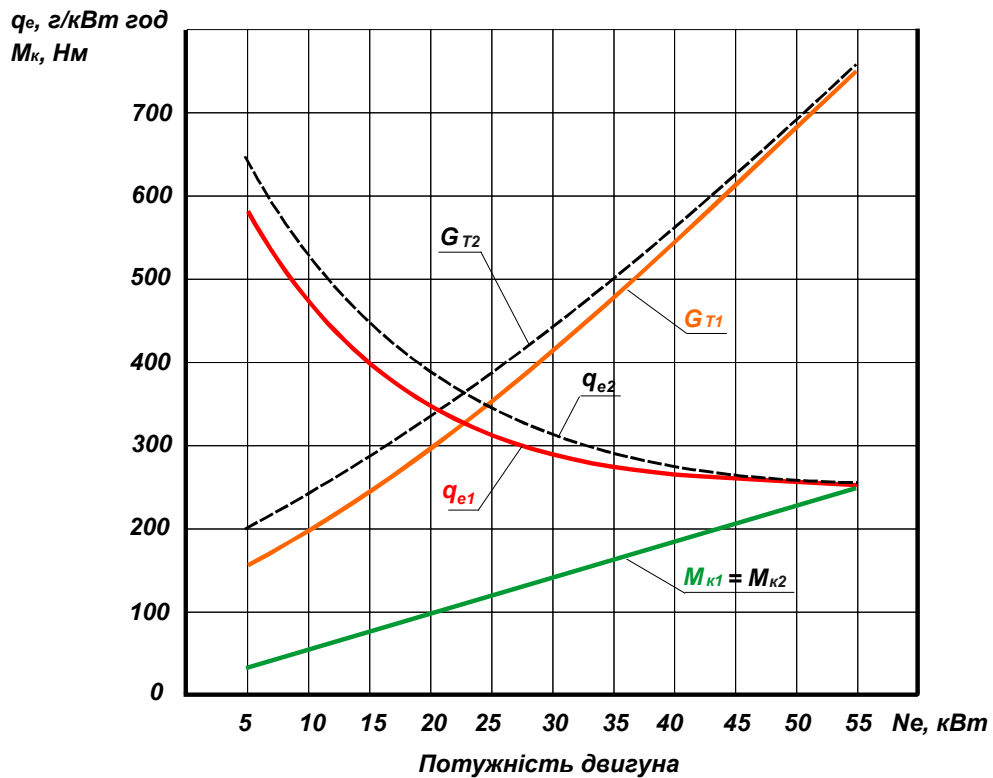


Рисунок 3.9 - Навантажувальна характеристика двигуна Д-240Л при комплектуванні ПНВТ різними типами плунжерних пар:

Індекс «1» - ПНВТ із новими плунжерними парами; індекс «2» - ПНВТ із плунжерними парами, що мають певний термін напрацювання.

Розділ 4

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОЧИЩЕННЯ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МТА

4.1. Вимоги до дизельних палив та особливості їх фільтрації

На поточний час дизельні ДВЗ залишається превалюючим типом двигунів, якими агрегатуються сучасні вантажні й легкові автомобілі, трактори, комбайні, самохідних шасі та інші ТЗ [9].

Основною перевагою двигунів цього типу є їх висока паливна економічність, вища на 25...30% у порівнянні із ДВЗ, що працюють на бензинах й газових паливах. Крім цього, що також є немало важливим, перевагою є й високі тягові характеристики дизелів, що забезпечують високий рівень продуктивності виконання МТА різних видів агротехнічних робіт [8, 9].

Характеризуючи властивості дизельних палив слід відмітити, що вони є «складними сумішами парафінових, ароматичних вуглеводнів і їх похідних з числом атомів вуглецю 10...20, середньої молекулярної маси 200...250, які википають у межах 170...380 °С» [18]. «Прозора, більш в'язка ніж бензин, масляниста рідина від жовтуватого до світло-коричневого кольору густиною 780...860 кг/м³. Одержують дизельне паливо прямою перегонкою нафти з додаванням до 20% продуктів каталітичного крекінгу» [18].

Забезпечення в експлуатаційних умовах надійної та економічної роботи дизельних ДВЗ, формується лише за умови правильного вибору палива, яке характеризується високим ступенем якості із обов'язковим дотриманням наступних основних вимог [18]:

«- високої здатності до прокачування у широкому діапазоні змін температур навколишнього середовища;

- якісного розпилення, ефективного сумішеутворення та своєчасного займання;

- відсутності сірчаних сполук, органічних та мінеральних кислот, води та, особливо, механічних домішок;

- стабільності властивостей при довготривалому зберіганні» [18].

Прокачувальна здатність палива є запорукою високої надійності роботи

паливної апаратури й ДВЗ в цілому, так як забезпечує можливість його проходження через елементи системи живлення – паливопроводи, а головним чином - через фільтри грубого й тонкого очищення, які повинні затримувати воду й механічні домішки, відповідно перші розмірами понад 50,0...60,0 мкм, другі – більш як 2,0...5,0 мкм [19].

Характер проходження палива по системі його подачі у дизельних ДВЗ визначається в'язкістю й низькотемпературними властивостями цього палива, й також суттєво залежить від ступеня забрудненості механічними домішками й водою [8, 18, 19].

Отже, наявність в паливі механічних домішок, особливо у значній концентрації, суттєво змінює характеристики роботи паливної апаратури й ефективні показники дизельних ДВЗ. Саме тому, конструктивні особливості паливної апаратури вимагають під час експлуатації забезпечення високих вимог до чистоти дизельного палива забезпечити яку можна декількома способами [8].

Перший спосіб заснований на використанні основної характеристики палива – її в'язкості та дії сили тяжіння (гравітаційної сили): паливо відстоюють у резервуарах у спокійному стані, що забезпечує осідання завислих у паливі абразивних частинок, що потрапляють до нього на різних стадіях його виробництва та транспортування. Так як дизельне паливо в'язке, такі частинки дуже довго перебувають у завислому стані, й процес їх осідання відбувається дуже повільно, що триває не менше 3...4 дні. Навіть після цього, процес відбирання палива виконують із самого чистого верхнього шару. Процедура відстоювання потребує наявності двох резервуарів або цистерни, кожен місткістю не менше потреби господарства у дизельному паливі на 4 дні; поки з однієї цистерни паливо забирається, в іншій – відстоюється [8, 19].

Іншим, більш ефективним й швидким, натомість й більш витратним видом очищення дизельного палива є його «фільтрація під час заправки із, наприклад, цистерни до паливного баку машини за допомогою спеціальних фільтрів» [19].

Для такої фільтрації дизельного палива промисловість випускає різні марки фільтрів, технічна характеристика яких наведена у таблиці 4.1 [19].

Таблиця 4.1 - Технічні характеристики фільтрів для очищення світлих нафтопродуктів [19]

Показник	Тип фільтру								
	спіральні			сітчасті			чечевично-дискові		
	ФГТ-5	ФГТ-30	ФГТ-60	ТФ-1	ТФ-2	ТФ-2М	ФГИ-30	ФГИ-60	ФГИ-120
Пропускна здатність, м ³ /год	15,0	30,0	60,0	15,0	30,0	45,0	30,0	60,0	120,0
Робочий тиск у корпусі, МПа	0,4	0,4	0,8	0,2	0,4	0,4	0,8	0,8	1,5
Перепад тиску, МПа									
- на початку роботи	0,05	0,05	0,05	0,02	0,02	0,02	0,05	0,05	0,05
- в кінці роботи	0,15	0,15	0,15	0,10	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
Фільтруючий елемент	Фільтродіагональ			Шовк			Не тканинний матеріал		
Діапазон фільтрації, мкм	30...40	30...40	30...40	15...20	15...20	15...20	10...20	10...20	10...20
Термін експлуатації до заміни, м ³	100,0	200,0	300,0	250,0	350,0	450,0	500,0	750,0	1500,0
Маса, кг	15,0	40,0	71,0	35,0	85,0	90,0	40,0	75,0	108,0

Тканинні фільтри типу ФГТ, ТФ-2м (рис. 4.1) виконані у формі вертикальної циліндричної ємкості, у якій до днища приварюється центральна труба із вертикальними прорізами для відведення палива [19].

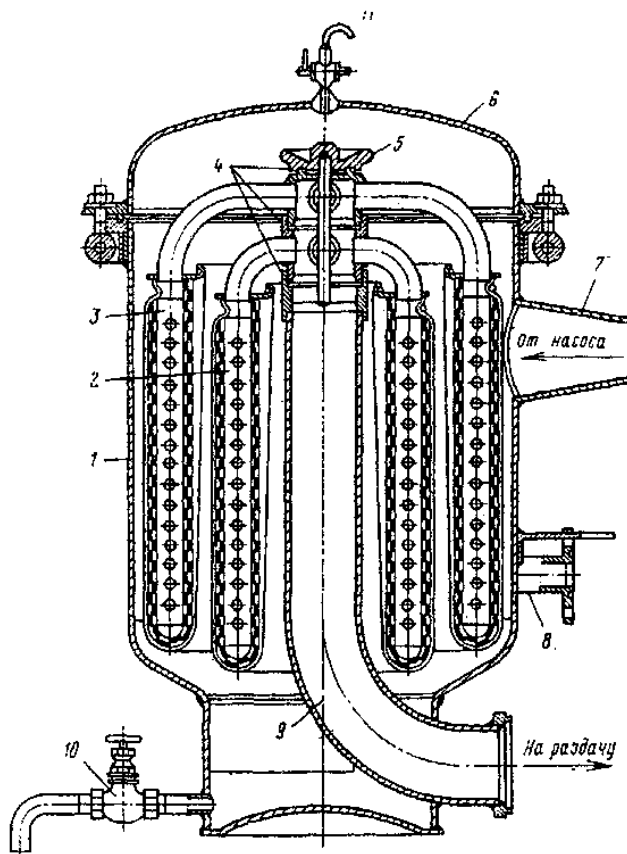


Рисунок 4.1 – Конструкція фільтру ТФ-2М:

1 – корпус фільтру; 2 - великий фільтруючий контур; 3 - малий фільтруючий контур; 4 - прокладки; 5 – фіксаційна гайка; 6 - кришка; 7 - вхідний патрубок; 8 – запобіжний патрубок; 9 - центральна труба із вихідним патрубком; 10 - вентиль відстійника; 11 - кран випуску газового середовища.

На цій трубі кріпиться фільтруючий пакет спірального або корзинового типу, який конструктивно є одношаровим тканинним кожухом виготовленим із бавовняної тканини, фільтродіагоналі та дренажних сіток, розташованих як всередині, так й із зовні кожуха [19].

«Нафтопродукти надходять всередину фільтру через бічний вхідний патрубок, приварений до його циліндричного корпусу, а потім, пройшовши зовнішні дренажні сітки, потрапляють з усіх боків до фільтруючого кожуха, очищаються від механічних домішок, проходять по внутрішніх дренажних сітках й далі, через вертикальні прорізи центральної труби виходять із фільтру через вихідний патрубок» [19].

Конструкція фільтрів не відрізняється складністю й дозволяє виконати перший рівень примусового очищення палива від сторонніх домішок, разом із тим, для його ефективної роботи необхідно уважно стежити за ступенем засміченості фільтруючого пакету й не допускати підвищених понад нормовані показників перепаду тиску в ньому [19]. «При установці нового фільтруючого пакета варто переконатися в тому, що початковий перепад тиску знаходиться в межах, зазначених у паспорті або інструкції з експлуатації даного типу фільтра. Дуже мала величина початкового перепаду тиску вказує на розрив фільтруючого елемента, якого потребу його замінити» [19]. «При роботі фільтра треба періодично випускати повітря (гази) з корпусу через краник (поз. 11, рис. 4.1) у верхній кришці фільтра й закривати його тоді, коли замість газів почне виходити нафтопродукт, а через вентиль (поз. 10) періодично зливати з корпусу забруднення, що накопичуються в процесі очищення» [19].

4.2. Розробка раціональної технології фільтрації дизельного палива в експлуатаційних умовах

В першу чергу слід відзначити, що на забрудненість палива у баці ТЗ МТА впливає конструктивна схема з'єднання елементів паливної системи та засобів заправки. Проведений аналіз існуючих схем з'єднання елементів паливних систем МТА та засобів їх заправки виявив 3 найбільш поширені схеми, які реалізуються із: послідовним розташуванням фільтруючих елементів (рис. 4.2 а), паралельним їх розташуванням (рис. 4.2 б) й комбінованим розташуванням фільтруючих елементів (рис. 4.2 в).

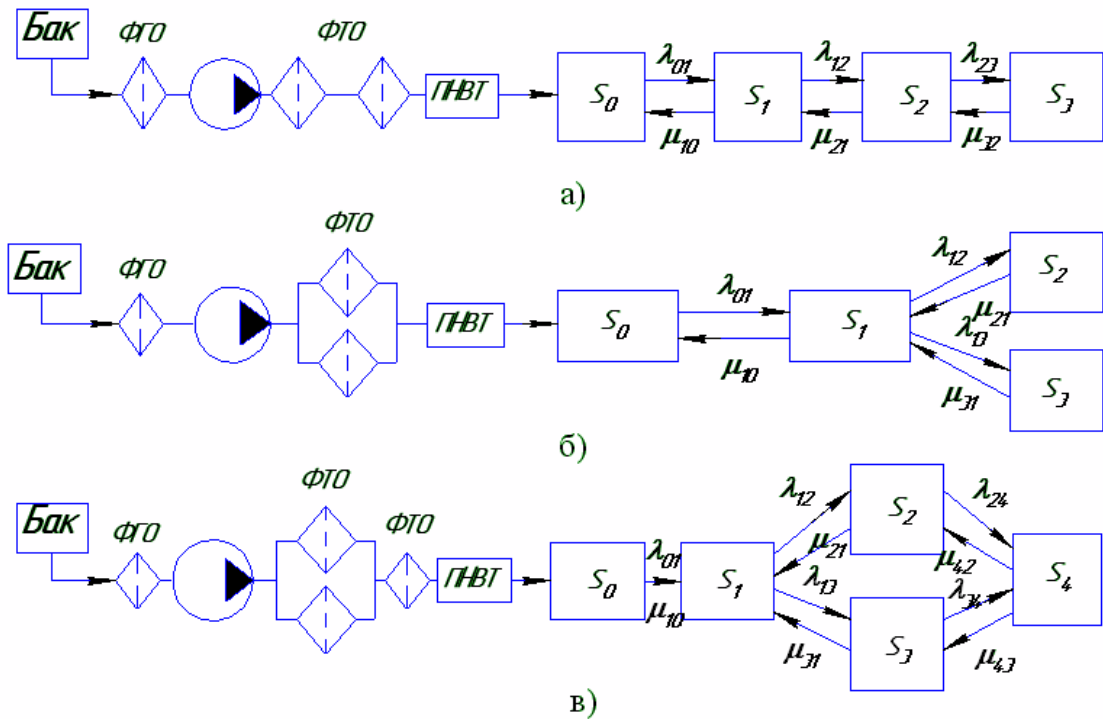


Рисунок 4.2 - Схема з'єднань елементів паливної системи дизельного ДВЗ та графі їх стану:

а - із послідовним розташуванням фільтруючих елементів; б - із паралельним розташуванням фільтруючих елементів; в - із комбінованим розташуванням фільтруючих елементів (ФГО - фільтр грубого очищення; ФТО - фільтр тонкого очищення).

Для моделювання надійності паливних систем різних типів за допомогою графів їх станів була створена й використана математична модель марківського випадкового процесу із дискретними станами й безперервним часом, у відповідності до якої (рис. 4.2 а-в): S_0 - справний стан паливної системи; S_1 - вихід з ладу фільтра грубого очищення; S_2, S_3, S_4 - вихід з ладу фільтрів тонкого очищення.

У разі прийняття потоку відмов фільтрів простим й розподілу часу між відмовами у цьому потоці - за показовим законом, цей потік визначається параметрами інтенсивності відмов, що описуються залежністю:

$$\lambda = \frac{1}{t_{\phi}}, \quad (4.1)$$

де t_{ϕ} - середній час безвідмовної роботи фільтру.

За напрямками, що позначені стрілками в правий бік (див. рис. 4.2 а-в), систему з одного стану в інший стан переводять відмови, а за стрілками, що спрямовані ліворуч - ремонти із інтенсивністю відновлення:

$$\mu = \frac{1}{t_p}, \quad (4.2)$$

де t_p - середній час відновлення працездатності шляхом заміни фільтру.

При застосуванні правила Колмогорова, система диференціальних рівнянь ймовірності станів із послідовним розташуванням елементів (рис. 2.4 а) буде виглядати так:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_0}{dt} &= -\lambda_{01} p_0 + \mu_{10} p_1, \\ \frac{dp_1}{dt} &= \lambda_{01} p_0 - \lambda_{12} p_1 + \mu_{12} p_2 - \mu_{10} p_1, \\ \frac{dp_2}{dt} &= \lambda_{12} p_1 - \lambda_{21} p_2 - \lambda_{23} p_2 + \mu_{32} p_3, \\ \frac{dp_3}{dt} &= \lambda_{23} p_2 - \mu_{32} p_3. \end{aligned} \right\} \quad (4.3)$$

Якщо прийняти ліві частини такими, що дорівнюють нулю, можна отримати систему алгебраїчних рівнянь граничних станів. За умови нормування $p_0 + p_1 + p_2 + p_3 = 1,0$, а також приймаючи $t = 0$ й $p_0 = 1$, можна отримати вираз для визначення ймовірності перебування паливної системи МТА у справному стані, який має вигляд:

$$p_{0П} = \frac{1}{1 + \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} + \frac{\lambda_{12}}{\mu_{21}} \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} + \frac{\lambda_{23}}{\mu_{32}} \frac{\lambda_{12}}{\mu_{21}} \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}}}. \quad (4.4)$$

Ймовірність відмови фільтру грубого очищення становить:

$$p_{1П} = \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} p_{0П}. \quad (4.5)$$

Ймовірність відмови 1-го фільтру тонкого очищення палива:

$$p_{2П} = \frac{\lambda_{12}}{\mu_{21}} \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} p_{0П}. \quad (4.6)$$

Ймовірність відмови 2-го фільтру тонкого очищення палива:

$$p_{3П} = \frac{\lambda_{23}}{\mu_{32}} \frac{\lambda_{12}}{\mu_{21}} \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} p_{0П}. \quad (4.7)$$

При використанні аналогічного апарату, можна отримати математичні залежності для визначення ймовірності станів паливних систем із паралельним й комбінованим розміщенням фільтруючих елементів (рис. 4.2 б й рис. 4.2 в).

Зробивши відповідні математичні перетворення, отримаємо вираз для визначення вірогідності знаходження системи в справному стані при паралельному з'єднанні (рис. 2 б):

$$P_{0PP} = \frac{1}{1 + \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} + \frac{\lambda_{12}}{\mu_{21}} \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} + \frac{\lambda_{13}}{\mu_{31}} \frac{\lambda_{10}}{\mu_{10}}} \quad (4.8)$$

Ймовірність відмови фільтру грубого очищення палива:

$$P_{1PP} = \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} P_{0PP} \quad (4.9)$$

Ймовірність відмови двох фільтрів тонкого очищення палива:

$$P_{2PP} = \frac{\lambda_{12}}{\mu_{21}} \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} P_{0PP}, \quad P_{3PP} = \frac{\lambda_{13}}{\mu_{31}} \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} P_{0PP} \quad (4.10)$$

Для системи паливopодачі із комбінованим розташуванням фільтруючих елементів (рис. 4.2 в), залежності для визначення ймовірності набувають вигляду:

$$P_{0K} = \frac{1}{1 + \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} + \frac{\lambda_{12}}{\mu_{21}} \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} + \frac{\lambda_{13}}{\mu_{31}} \frac{\lambda_{10}}{\mu_{10}} + \frac{\lambda_{24}}{\mu_{42}} \frac{\lambda_{12}}{\mu_{21}} \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}}}; \quad (4.11)$$

$$P_{1K} = \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} P_{0K}, \quad P_{2K} = \frac{\lambda_{12}}{\mu_{21}} \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} P_{0K}, \quad P_{3K} = \frac{\lambda_{13}}{\mu_{31}} \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} P_{0K}, \quad P_{4K} = \frac{\lambda_{24}}{\mu_{42}} \frac{\lambda_{12}}{\mu_{21}} \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} P_{0K} \quad (4.12)$$

Додатково, було проаналізовано й схему розгалуженого з'єднання фільтрів із додатковими фільтрами тонкого очищення (*ФТО*). Результати теоретичного розрахунку ймовірності справного стану та відмов фільтрів при різних схемах їх з'єднання у системі паливopодачі дизельних ДВЗ представлені у таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 - Результати розрахунку ймовірності справного стану p_0 й ймовірності появи відмов фільтрів p_i

Схема з'єднання фільтрів у системі паливopодачі дизельного ДВЗ	Ймовірність справного стану системи, p_0	Ймовірність появи відмови елементу системи паливopодачі				
		<i>ФГО</i> , p_1	<i>ФТО №1</i> , p_2	<i>ФТО №2</i> , p_3	<i>ФТО №3</i> , p_4	<i>ФТО №4</i> , p_5
Послідовне з'єднання	0,833	0,138	0,022	0,0036	-	-
Паралельне з'єднання	0,71	0,174	0,056	0,058	-	-
Комбіноване з'єднання	0,821	0,135	0,021	0,021	0,0034	-
Розгалужене з'єднання із додатковими фільтрами тонкого очищення	0,816	0,133	0,021	0,021	0,0034	0,0034

Аналізуючи дані наведені у таблиці 4.2 можна зробити такі висновки:

- максимальною ймовірністю перебування фільтрів у справному стані характеризується система із послідовним з'єднанням фільтрів ($p_0 = 0,833$);
- збільшення кількості фільтрів тонкого очищення й паралельне їх під'єднання у систему паливopодачі, не підвищує ймовірність перебування системи у справному стані, що є малоефективним;
- максимальною ймовірністю відмови із усіх фільтрів характеризується саме фільтр грубого очищення, особливо при паралельному з'єднанні фільтрів тонкого очищення ($p_1 = 0,174$), а вже потім - фільтри тонкого очищення із у 10 разів меншими ймовірностями відмов.

Отже, найбільш ефективним способом підвищення надійності систем паливopодачі дизельних ДВЗ є застосування високоефективних фільтрів грубого очищення, які встановлені в системі за послідовною схемою з'єднання.

Проведеними експериментальними дослідженнями доведено, що очищення палива та видалення з нього води традиційним методом гравітаційного відстоювання, в умовах агрогосподарств, є малоефективним, так як займає багато часу (від 300,0 до 2700,0 год.) й потребує наявності вільного резервуарного фонду. Саме тому, задля вирішення цієї задачі було запропоновано використання методу фільтрації палива при його проходженні через пористі перетинки, що мають різні гідрофобні властивості.

На основі отриманих експериментальних даних було визначено оптимальний структурний склад фільтруючих, коагулюючих і водовіддільних перетинок й розроблені конструкції фільтрів-віддільників (ФВ) для системи паливopодачі МТА (рис. 4.3) й обладнання для заправки палива (рис. 4.4).

Експлуатаційні випробування розроблених конструкцій фільтрів грубого очищення палива проводилися у агрогосподарствах Кіровоградської області й мали за мету визначення надійності та ресурсу їх ефективної роботи. Випробуваннями встановлено, що застосування ФВ на тракторах та комбайнах за рахунок більш ефективної попередньої фільтрації палива сприяло збільшенню фактично у 2 рази ресурсу фільтрів тонкого очищення (ФТО), який оцінювали за допустимим перепадом тиску (0,13...0,15 МПа) через кожні 300 мото-год.

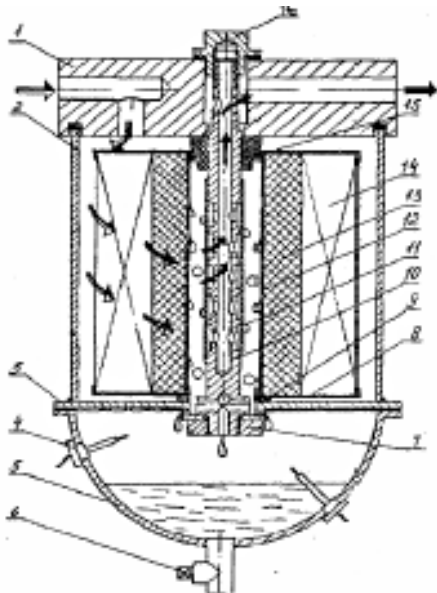


Рисунок 4.3 - Схема фільтра-віддільника системи паливоподачі МТА:

1 - кришка; 2 - стакан; 3 - опорна перетинка; 4 - датчик води; 5 - відстійник; 6 - зливний кран; 7 - фіксуюча гайка; 8 - кришка; 9 - прокладка; 10 - вихідна трубка; 11 - водовідштовхувальна перетинка; 12 - перфорований циліндр; 13 - коагулююча перетинка; 14 - фільтруюча перетинка; 15 - конічна гумова прокладка; 16 - фіксуюча гайка.

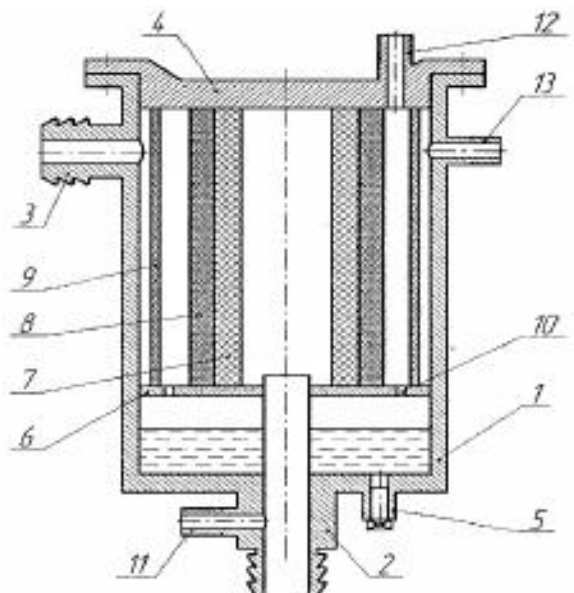


Рисунок 4.4 - Схема фільтра-віддільника для заправки палива:

1 - корпус; 2 - вхідний патрубок; 3 - вихідний патрубок; 4 - кришка; 5 - пробка зливу води; 6 - опорна перетинка; 7 - фільтруючий елемент; 8 - коагулюючий елемент; 9 - водовідштовхувальний елемент; 10 - отвір для відводу води; 11 - штуцер для під'єднання манометру.

Відмічене також збільшення строку служби фільтрів тонкого очищення із 750,0 до 1500,0 мото-год., що дозволяє перенести регламентні роботи по його заміні із ТО-2 на ТО-3. Заміну фільтруючих і коагулюючих елементів ФВ доцільно проводити також при ТО-3, натомість як водовідштовхувального елемента – лише у разі його механічного пошкодження (прориву). Для ФВ обладнання для заправки МТА паливом, регламентні роботи доцільно проводити лише за потребою, яку можна встановити за підвищеним перепадом тиску палива, визначеному за показниками манометру.

Дослідженнями також встановлені характеристики інтенсивності появи відмов ФВ, які складають $\lambda = 0,25$ при ймовірності відмови $p = 0,0765$. Це свідчить про те, що в результаті заміни ФГО на ФВ відбувається підвищення надійності системи паливоподачі дизельного ДВЗ МТА до $p = 0,922$.

Результати досліджень свідчать, що в експлуатаційних умовах при роботі ТЗ оснащених новою системою очищення палива, середній вміст води у баці знизився із 0,06% до 0,003%, а механічних частинок - із 0,015% до

0,0011%; вміст води після фільтру-віддільника не перевищував $0,6 \cdot 10^{-3}\%$, а після ФТО – загалом не фіксувався. Загалом же, система фільтрації підтримувала стабільні власні експлуатаційні характеристики впродовж 1500,0 мото-год., які значно перевищували характеристики штатних фільтрів МТА.

Не менш важливим було в умовах експлуатації МТА, при надмірному запиленні технологічного середовища, мінімізувати можливість потрапляння твердих частинок забруднювача (кварцу) разом із повітрям до паливного баку МТА. Причиною появи доступу забрудненого повітря до паливного баку є негерметичність пробок паливозаливних горловин обумовлена простотою їх конструкцій. Для максимально ефективного уловлювання частинок забруднювачів (як твердих частинок так й води), що містяться у повітрі, було розроблено конструкцію оригінальної пробки (рис. 4.5).

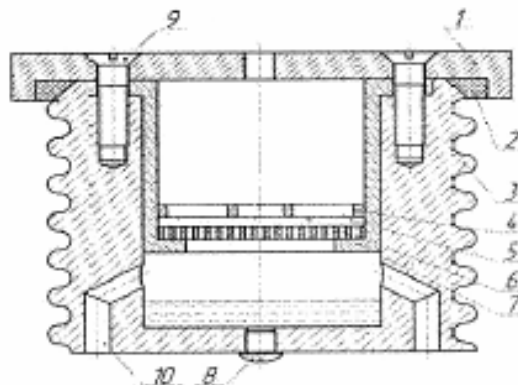


Рисунок 4.5 – Конструкція оригінальної пробки горловини паливного баку:

1 – кришка; 2 – прокладка; 3 – корпус; 4 – кільце; 5 – папір фільтрувальний БФИ-105П; 6 – опора; 7 – стакан; 8 – пробка для зливу води; 9 – фіксуючі гвинти; 10 – повітряний канал

Результати експериментальних досліджень ефективності застосування пробки заливної горловини паливного баку МТА оригінальної конструкції при виконанні МТА різних видів польових робіт, представлені у таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 - Ефективність застосування пробки заливної горловини паливного баку МТА оригінальної конструкції при виконанні МТА різних видів польових робіт

Вид робіт	Забрудненість палива у баці, г/м^3	Запиленість повітря, г/м^3
Оранка	0,0648	1,119
Культивуація	0,0896	1,168
Лущення	0,0755	1,255
Збір зернових	0,0608	1,062
Транспортні роботи	0,0537	0,893

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В магістерській роботі проведені дослідження напрямків підвищення ефективності експлуатації машинно-тракторних агрегатів (МТА) в умовах підвищеного рівня запиленості повітря за рахунок забезпечення надійності роботи їх дизельних ДВЗ.

Для цього в першому розділі роботи «Визначення пріоритетних напрямків досліджень» встановлені особливості організації та провадження діяльності ремонтного підприємства ТОВ «Калита-Нова» (м. Кропивницький) та виконаний «SWOT-аналіз» оцінки його діяльності, яким було визнано найбільш потенційно перспективним для підприємства модернізацію існуючих та/або впровадження нових технологій відновлення найбільш відповідальних механізмів паливних систем дизельних ДВЗ - ПНВТ, що надало можливість виокремити найбільш актуальні напрямки потенційних досліджень, обрати мету, визначити об'єкт й предмет досліджень, сформулювати задачі майбутніх досліджень роботи.

В другому розділі «Дослідження впливу забрудненості дизельного палива на ефективні показники роботи МТА» визначені закономірності впливу забрудненості дизельного палива на функціональні характеристики МТА, які дозволяють визначити вплив вмісту абразивних часток на інтенсивність зношення прецизійних пар ПНВТ.

Встановлено, що використання дизельного палива із підвищеним вмістом забруднень викликає зниження ефективної потужності дизельних ДВЗ у 2,2 рази, продуктивності МТА на оранці – у 1,92 рази, а швидкості збільшення приведеної питомої і погектарної витрати палива – відповідно до 1,76 та 6,5 разів у порівнянні із попередньо очищеним паливом. Так, при застосуванні неочищеного палива в стані поставки продуктивність МТА після напрацювання 2250 мото-год. знизилася з 2,43 га/год до 1,51 га/год.

Визначено, що експлуатація МТА на дизельному паливі, із концентрацією забруднення 20 г/т, призводить до збільшення часу виконання технологічних операцій на 5,1%...5,3%; при цьому витрата палива збільшується на 5,0%...6,8% за кожною технологічною операцією, що із розрахунку на 100,0 га оброблюваної площі збільшує витрату дизельного палива енергетичним засобом МТА на 283,1 кг.

Також обґрунтовано доведено, що одними із дієвих способів підвищення ефективних показників використання МТА є застосування ефективних засобів попереднього очищення палива до моменту його надходження у ПНВТ.

У третьому розділі «Дослідження шляхів підвищення ефективності ремонту ПНВТ дизелів» доведено, що поява нерівномірності подачі палива по циліндрах й, як наслідок – зниження потужності ДВЗ, збільшення витрати палива, димлення та нерівномірність роботи двигуна при низьких швидкісних режимах й спричиняють зниження показників продуктивності роботи МТА, підвищують собівартість проведення робіт, знижують рівень прибутковості виробництва тощо.

Для підвищення ефективності проведення ремонту ПНВТ дизелів слід обов'язково здійснювати підбір прецизійних деталей (пар) до комплекту (на один ПНВТ) із урахуванням твердості їх робочих поверхонь, що дозволить в процесі подальшої роботи в експлуатаційних умовах досягти більш рівномірного набуття ними зносного стану й уникнути при цьому появи такого негативного фактору, як нерівномірність паливоподачі по циліндрах ДВЗ. Дослідженнями виявлено, що плунжерні пари із твердістю 60 HRC вже після 20 год. напрацювання забезпечували циклову подачу на пусковому режимі на 40% вищу, ніж пари із твердістю 54 HRC; на номінальній частоті обертання виявлена аналогічна закономірність із відмінністю лише у тому, що для плунжерних пар із твердістю 60 й 54 HRC різниця величин циклових подач менш очевидна.

Доцільним визнано й повторне використання плунжерних пар, що вже були у експлуатації й мають певне напрацювання, за умови проведення їх якісного дефектування та підбору у групи. При аналізі отриманого рівняння регресії встановлено, що найбільш вагомим фактором (при коефіцієнті детермінації 94,781%) у комплексному критерії якості ремонту ПНВТ є гідравлічна щільність плунжерних пар.

В четвертому розділі «Підвищення ефективності очищення дизельного палива при експлуатації МТА» встановлено, що очищення дизельного палива методом гравітаційного відстоювання в умовах агропідприємств є неефективним, оскільки вимагає багато часу, від 300,0 до 2700,0 годин. Теоретично визначено, що найбільш ефективним способом підвищення надійності систем паливоподачі

дизельних ДВЗ є застосування вискоєфективних фільтрів грубого очищення, які встановлені в системі за послідовною схемою з'єднання. Запропоновано використання для очищення дизельного палива фільтра-віддільника (ФВ), фільтрація в якому відбувається при проходженні палива через пористі перетинки, які забезпечують високі фільтруючі, коагулюючі та водовідштовхувальні властивості.

Встановлено, що при експлуатації МТА з дослідною системою очищення палива, середній вміст води у баці знизився із 0,06% до 0,003%, а механічних частинок - із 0,015% до 0,0011%; вміст води після фільтру-віддільника не перевищував $0,6 \cdot 10^{-3}\%$, а після ФТО – загалом не фіксувався.

Не менш важливим було в умовах експлуатації МТА, при надмірному запиленні технологічного середовища, мінімізувати можливість потрапляння твердих частинок забруднювача (кварцу) разом із повітрям до паливного баку МТА. Причиною появи доступу забрудненого повітря до паливного баку є негерметичність пробок паливозаливних горловин обумовлена простотою їх конструкцій. Для максимально ефективного уловлювання частинок забруднювачів (як твердих частинок так й води), що містяться у повітрі, було розроблено конструкцію оригінальної пробки. Експлуатаційні випробування МТА із застосуванням розроблених конструкцій пробки заливної горловини паливного баку, фільтрів-водовіддільників системи живлення енергетичного засобу та засобу заправки дозволили збільшити ресурс фільтрів тонкої очистки з 750,0 до 1500,0 мото-год.

Зафіксоване збільшення строку служби фільтрів тонкого очищення із 750,0 до 1500,0 мото-год., що дозволяє перенести регламентні роботи по його заміні із ТО-2 на ТО-3. Заміну фільтруючих і коагулюючих елементів ФВ доцільно проводити також при ТО-3, натомість як водовідштовхувального елементу – лише у разі його механічного пошкодження (прориву).

В якості загального висновку слід зазначити, що впровадження результатів проведених в роботі досліджень у виробничий процес ТОВ «Калита-Нова» дозволить підвищити ефективність роботи підприємства та сприятимуть підвищенню експлуатаційної надійності МТА.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Реєстр підприємств України. URL: https://youcontrol.com.ua/catalog/company_details/42306760/
2. О.Л. Дорожинський. Звіт з переддипломної практики на тему «Підвищення ефективності експлуатації МТА в умовах підвищеного рівня запиленості повітря за рахунок забезпечення надійності роботи їх дизелів в умовах ТОВ «Калита-Нова» м. Кропивницький». – Кропивницький, ЦНТУ, кафедра ЕРМ, 2024. – 16 с.
3. ТОВ «Калита-Нова». URL: <https://clarity-project.info/edr/42306760>
4. Саловський В.С. Трактори та автомобілі. Лабораторний практикум з паливної апаратури дизелів. [Текст]: навчально-методичний посібник / Садовський В.С., Кропівний В.М., Магопець С.О., Кулешков Ю.В., Саловська Л.В. Кіровоград : КНТУ, 2004. 148 с.
5. Маркович, С.І. Експлуатація та ремонт двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. / С.І. Маркович, О.В. Бевз ; Центральнoукраїн. нац. техн. ун-т. - Кропивницький : ЦНТУ, 2022. 334 с.
<http://dspace.kntu.kr.ua/jspui/handle/123456789/11863>
6. Екологічні основи збалансованого природокористування у агросфері : навчальний посібник / за ред. С. П. Сонька та Н. В. Максименко. – Х. : ХНУ імені В. Н. Каразіна, 2015. – 568 с.
7. Сідашенко О.І. Ремонт машин і обладнання: підручник / О.І. Сідашенко, О.А. Науменко, Т.С. Скобло та ін.; за ред. проф. О.І. Сідашенка, О.А. Науменка. – К.: Аграр Медіа Груп, 2018. – 632 с.
8. Дяченко В.Г., Саловський В.С., Кропівний В.М., Магопець С.О. та ін. Розрахунок автомобільних двигунів / Навчальний посібник до курсового проектування. – Кіровоград, КДТУ, 2003. 266 с.
9. Ф.І. Абрамчук та ін. Автомобільні двигуни. Підручник. – К.: В-во «Арістей», 2009. 476 с.
10. Машиновикористання в землеробстві : навч. посіб. / Ільченко В.Ю. та ін. К.: Урожай, 1996. 234 с.
11. Лабораторний практикум з використання машин у рослинництві [Текст] : навчальний посібник / В.Ю. Ільченко, В.І., Пастухов, П.М. Кухнарєнко, В.І. Мельник, [та ін.]; Дніпропетровський держ. аграр. ун-т. – Д.: ДДАУ, 2003. – 396 с.

12. Грушецький С.М., Бендера І.М., Михайлович Я.М. Технічний сервіс в АПК. Навчальний посібник з грифом МОН для студентів, бакалаврів і викладачів інженерних спеціальностей аграрних вищих навчальних закладів. Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин Я.І., 2014 р. 680 с.

12. Технічний сервіс в АПК: навчально-методичний комплекс: навч. посіб. / С.М. Грушецький, І.М. Бендера, О.В. Козаченко та ін.: Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин Я.І., 2014. – 680 с.

13. Технічний сервіс в агропромисловому комплексі: навчальний посібник / Коновалюк О.В., Кіяшко В.М., Колісник М.В. – К.: Аграрна освіта, 2013. – 404 с.

15. Технічне обслуговування та ремонт сільськогосподарської техніки: Підручник. В 2-х ч. / П.В. Лауш, І.Ф. Василенко, Т.П. Лесюк, О.А. Дьомін, В.Я. Чабанний, Н.П. Лауш, С.Б. Орищенко, В.С. Кухаренко, С.Г.Лауш. За ред. П.В.Лауша та І.Ф.Василенка. – Кіровоград: ПОЛІМЕД-Сервіс частина І, 2007. 416 с.

16. Технічне обслуговування та ремонт сільськогосподарської техніки: Підручник. В 2-х ч. / П.В. Лауш, І.Ф. Василенко, Т.П. Лесюк, О.А. Дьомін, В.Я. Чабанний, Н.П. Лауш, С.Б. Орищенко, В.С. Кухаренко, С.Г.Лауш. За ред. П.В.Лауша та І.Ф.Василенка. – Кіровоград: ПОЛІМЕД-Сервіс частина ІІ, 2007. 444 с.

17. Канарчук В.Є., Лудченко О.А., Чигиринець А.Д. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів: Підручник. - К.: Вища шк., 1994. - (у 3-х кн.): Кн. 1: Теоретичні основи: Технологія. 342 с; Кн. 2: Організація, планування і управління. 383 с; Кн. 3: Ремонт автотранспортних засобів. 495 с.

18. В.Я. Чабанний Паливо-мастильні матеріали та засоби їх забезпечення : Навчальний посібник / В.Я. Чабанний, С.О. Магопець, В.В. Аулін та ін. Кіровоград, Центрально-Українське видавництво, 2008. (у 2-х кн.): Кн. 1. 353 с.

19. В.Я. Чабанний Паливо-мастильні матеріали та засоби їх забезпечення : Навчальний посібник / В.Я. Чабанний, С.О. Магопець, В.В. Аулін та ін. Кіровоград, Центрально-Українське видавництво, 2008. (у 2-х кн.): Кн. 2. 500 с.

20. Методичні вказівки для виконання випускної дипломної роботи : для здобувач. другого (магістерського) рівня вищої освіти за освітньо-професійною програмою «Технічний сервіс сільськогосподарської техніки» / [уклад. : О.В. Бевз, С.О. Магопець, І.В. Шепеленко та ін.] ; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. – Кропивницький : ЦНТУ, 2024. – 39 с.
<https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/14613>