

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.12 – КМР. 2401 –Є” 2023.12.29. 038 ПЗ

МАРХАЙ ОЛЕКСАНДР МИХАЙЛОВИЧ

2024 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет (ННІ) _____ конструювання та
дизайну _____

УДК 621.793

ПОГОДЖЕНО

Декан факультету
конструювання та дизайну
(назва факультету (ННІ))

_____ Ружи́ло З.В. _____
(підпис) (ПІБ)

__ ” _____ 2024 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри
надійності техніки
(назва кафедри)

_____ Новицький А.В. _____
(підпис) (ПІБ)

__ ” _____ 2024 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему „Підвищення довговічності форсунок дизельних двигунів
сільськогосподарської техніки”

Спеціальність _____ 133 – Галузеве машинобудування _____
(код і назва)

Освітня програма _____ Технічний сервіс машини та обладнання сільськогосподарського
виробництва _____
(назва)

Орієнтація освітньої програми _____ освітньо-професійна _____
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

_____ К.Т.Н., доц. _____
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

_____ Новицький А.В. _____
(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

_____ К.Т.Н., доц. _____
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

_____ Попик П.С. _____
(ПІБ)

Виконав

_____ (підпис)

_____ Мархай О.М. _____
(ПІБ студента)

КИЇВ – 2024
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет _____ конструювання та дизайну _____

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
надійності техніки

_____ **Новицький А.В.**
 (науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)
 — ” _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

_____ **Мархай Олександр Михайлович**

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність _____ **133 – Галузеве машинобудування**
 (код і назва)

Освітня програма _____ **Технічний сервіс машин та обладнання сільськогосподарського виробництва**

(назва)

Орієнтація освітньої програми _____ **освітньо-професійна**
 (освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи **„Підвищення довговічності форсунок дизельних двигунів сільськогосподарської техніки”**

затверджена наказом ректора НУБіП України від **–29” грудня 2023 р. № 2401 «С»**

Термін подання завершеної роботи на кафедру
2024.11.14.

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи **1. Сучасні прийоми відновлення роботоздатності, підвищення довговічності форсунок автотракторних двигунів. 2. Нормативи витрат матеріалів для ремонту форсунок. 3. Типові норми часу на випробування та ремонт форсунок. 4. Нормативні документи з охорони праці та техніки безпеки, які регламентують процеси механічної обробки поверхонь деталей сільськогосподарських машин.**

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Проаналізувати основні тенденції вдосконалення конструкцій форсунок автотракторних дизелів та особливості їх експлуатації. Обґрунтувати фактори, що впливають на якість і надійність роботи форсунок.

2. Дослідити вплив конструктивних і регульовальних параметрів розпилювачів на роботоздатність форсунок.

3. Провести дослідження впливу модернізації деталей форсунки на довговічність роботи та якість розпилювання палива.

4. Науково обґрунтувати параметри технологічного процесу випробування та ремонту форсунок.

Дата видачі завдання —12 ” вересня 2023 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи
П.С.

_____ Попик
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Мархай О.М.
(прізвище та ініціали студента)

ЗМІСТ

ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ	10
1.1. Огляд існуючих дизельних форсунок сільськогосподарської техніки	10
1.2. Аналіз причин зміни довговічності дизельних форсунок автотракторів	13
1.3. Аналіз впливу параметрів форсунки на показники дизельних двигунів	21
1.4. Дослідження впливу режимів роботи дизеля на показники сільськогосподарської техніки	26
1.5. Аналіз теоретичних досліджень щодо підвищення ресурсу роботи дизельних форсунок сільськогосподарської техніки	29
1.6. Мета та завдання дослідження	35
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ УМОВИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ДИЗЕЛЬНИХ ФОРСУНОК	36
2.1. Обґрунтування варіантів підвищення довговічності форсунок дизельних двигунів автотракторів	36
2.2. Аналіз розслідування несправності дизельних форсунок	41
2.3. Визначення залежності параметрів подачі палива від основних робочих показників з урахуванням часу припрацювання двигуна	44
2.4. Висновки по розділу	50
РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	51
3.1. Обладнання для експериментування та дослідження дизельних форсунок	51
3.2. Методика визначення елементів і складу дизельного палива	53
3.3. Методика визначення параметрів розпилювальних форсунок	57
3.3.1. Спосіб функціонального резервування робочої поверхні	

форсунки розпилювача	57
3.3.2. Методика визначення водонепроникності дизельної форсунки ..	58
3.3.3. Методика визначення ефективного перерізу розпилювача	59
3.3.4. Спосіб визначення ходу голки розпилювача.....	61
3.3.5. Спосіб визначення циклічної подачі розпилювача.....	62
3.4. Стендові випробування дизеля з серійними та модернізованими розпилювачами.....	64
РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ	68
4.1. Аналіз результатів випробувань дизельного палива	68
4.2. Аналіз результатів випробувань серійних та модернізованих форсунок дизельних форсунок	68
4.2.1. Аналіз результатів випробувань розпилювальних форсунок на гідрощільність	69
4.2.2. Аналіз результатів випробування ходу голки розпилювачів форсунок	71
4.3. Стендові випробування дизельного двигуна зі стандартними та модернізованими форсунками	72
4.4. Висновки по розділу	76
РОЗДІЛ 5. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ.....	77
5.1. Методика розрахунку економічної ефективності модернізації форсунки серії ФД-22	77
5.2. Розрахунок економічної ефективності модернізації розпилювача форсунки дизеля.....	80
5.3. Висновки по розділу	84
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	85
СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ	87
ДОДАТКИ	95

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Ефективність сільськогосподарських машин визначається не тільки технічним станом їх силових установок, а й умовами експлуатації, навантаженням і тривалістю їх роботи в нестабільних режимах. На думку дослідників, особливої уваги заслуговують універсальні трактори, які виконують понад 85% загального річного обсягу роботи, але при цьому їх двигуни завантажені лише на 43...53%.

Показники ефективності використання дизелів у сільськогосподарській техніці (ДДСГТ) визначаються ступенем експлуатаційної надійності та економічністю паливної апаратури (ПА), частка відмов якої становить 20...50 % від загальної кількості відмов. При цьому значна частина всіх поломок ПА припадає на поломки дизельних форсунок (ДФ).

Надійність ДФ базується на стабільності довговічності та надійності інжекторних розпилювачів. Аналіз показує, що ресурс форсунок паливної апаратури (ПА) в залежності від умов експлуатації становить 1500...2500 мотогодин, що в кілька разів менше ресурсу плунжерних пар (ПП), високих-напірний паливний насос (ПНВТ) і ДДСГТ в цілому. Низька ефективність ПФ пояснюється, насамперед, зміною вихідних властивостей, параметрів форми та геометрії робочих поверхонь у місцях перетину напрямно-циліндричної та замикаючої конічної частин голки та корпусу ПФ. Це залежить як від конструктивно-технологічних особливостей РФПА, так і від змінних властивостей дизельного палива, яке в залежності від умов експлуатації забруднене високодисперсними частинками дорожнього та польового пилу в концентрації 0,0003...0,065 %. Відхилення характеристик паливної подачі ПФ від номінального значення при нестационарних і перехідних режимах роботи призводить до зниження продуктивності та збільшення питомої витрати палива дизелів.

Тому питання збільшення ресурсу роботи дизельних форсунок

сільськогосподарської техніки шляхом модернізації голки розпилювача для покращення техніко-економічних показників ДДСГТ представляє практичний інтерес та актуальне.

Поліпшення експлуатаційних показників ДДСГТ проводили: А.І.Н. І. Ніколаєнко, В. І. Аллілуєв Н. І. Бахтіаров , Д. Ф. Гуревич, В. І. Трусов, В. І.С. Горбаневський Л. І.С. Агєєв А. І. Ряднов , Н. Г. Кузнецов, В. П. Лялякін , А. Т. Лебедєв, В. І.Н. Острікова , а роботи Н. присвячені підвищенню довговічності дизельних форсунок. З. Ждановський , Б. Н. Фейнлейба , В. І. Н. Антипова , І.М.Федосова , Ю. М. Хаширова , Б. П. Загородських , Л. С. Керученко , І. І. Хабітова , Ш. Ф. Нігматулліна та інших авторів.

У цих роботах розглядалися проблеми нерівномірності параметрів подачі палива, умов і режимів роботи. Порушення нормативів, зношування та відновлення прецизійних пар ПА, вдосконалення методів діагностики ПА та ін.

Проведений аналіз показує, що удосконалення конструктивно-технологічного функціонування звукопідсилювальних систем на сьогоднішній день має особливе значення, оскільки необхідно забезпечувати необхідні властивості робочих поверхонь прецизійних деталей з урахуванням змінних умов. Режими роботи сільськогосподарської техніки, в тому числі модернізація деталей ППЗП, підвищення їх ресурсу та економічності дизельних двигунів.

Метою дослідження є збільшення терміну служби дизельних двигунів форсунок сільськогосподарської техніки шляхом модернізації розпилювальної голки.

Цілі дослідження:

1. На основі аналізу теоретичних та експериментальних досліджень розроблено шляхи підвищення довговічності форсунок дизельних двигунів сільськогосподарської техніки.

2. Визначення аналітичної залежності впливу параметрів подачі палива на основні робочі параметри ДДСГТ з урахуванням роботи форсунок

з модернізованими розпилувачами.

3. Визначення закономірностей зміни пропускної здатності дизельного інжектора при його модернізації.

4. Проведення порівняльних досліджень зміни ресурсу та основних експлуатаційних параметрів ДДСГТ модернізованих ППЗ від ресурсу з метою оцінки техніко-економічної ефективності запропонованих рішень.

Предметом дослідження є технологічний процес подачі палива в форсунки дизельних двигунів сільськогосподарської техніки.

Предметом дослідження є закономірності впливу модернізації дизельної форсунки на її довговічність та робочі параметри дизельних двигунів сільськогосподарської техніки.

Публікації. За темою магістерської роботи 2 тези доповідей, представлених на 77-й Всеукраїнській науково-практичній студентській конференції «Наукові досягнення студентів у вивченні технічних і біоенергетичних систем природокористування: конструювання та проектування» (26-27 березня 2024 р.) були опубліковані в Києві, на VIII Міжнародній науково-технічній конференції « Крамаровські читання», присвяченій 116 річниці від дня народження професора Крамарова Володимира Савовича , д.т.н.. (23-24 лютого 2024 року), м. Київ.

РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Огляд існуючих дизельних форсунок сільськогосподарської техніки

Зменшення потужності, збільшення витрати палива, а також збільшення відмов систем, вузлів і деталей дизельних двигунів багато в чому визначаються ефективністю, рівнем роботи і надійністю ПА. Періодичні зміни навантаження на трактор призводять до зміни не тільки режимів роботи дизеля, а й паливного насоса, який відповідно до навантаження на трактор визначає необхідні параметри подачі палива. Отримані математичні моделі показують, що циклічність потоку має істотний вплив на загальну витрату палива. Циклічна подача палива (ЦПП), у свою чергу, залежить від властивостей палива та конструктивно-технологічних параметрів інжекторного розпилювача. Надійність і довговічність дизельних форсунок обумовлена стабільністю роботи і надійністю розпилювачів форсунок. Аналіз показує, що ресурс РФПА в залежності від умов експлуатації становить 1500...2500 мотогодин, що в кілька разів нижче ресурсу плунжерних пар ПНВТ і ДДСГТ в цілому. Низька продуктивність РЗВТ в основному пояснюється зміною початкових властивостей, геометрії робочих поверхонь у точках перетину напямної циліндричної та замикаючої конічної частин голки та корпусу РФПА.

Дизельні двигуни автомобілів в Україні та за її межами на 90–95% укомплектовані закритими форсунками, штифтовими або багатодірковими [41, 45, 63, 68, 119, 120].

На рисунку (1.1 а) зображена закрыта форсунка, встановлена на двигунах типу ЯМЗ-240.

На рисунку (1.1 б) показаний інжектор акумуляторної системи Разом Р. Бош [12, 24, 27]. У цьому інжекторі гідравлічне управління було замінено на управління електромагнітним клапаном.

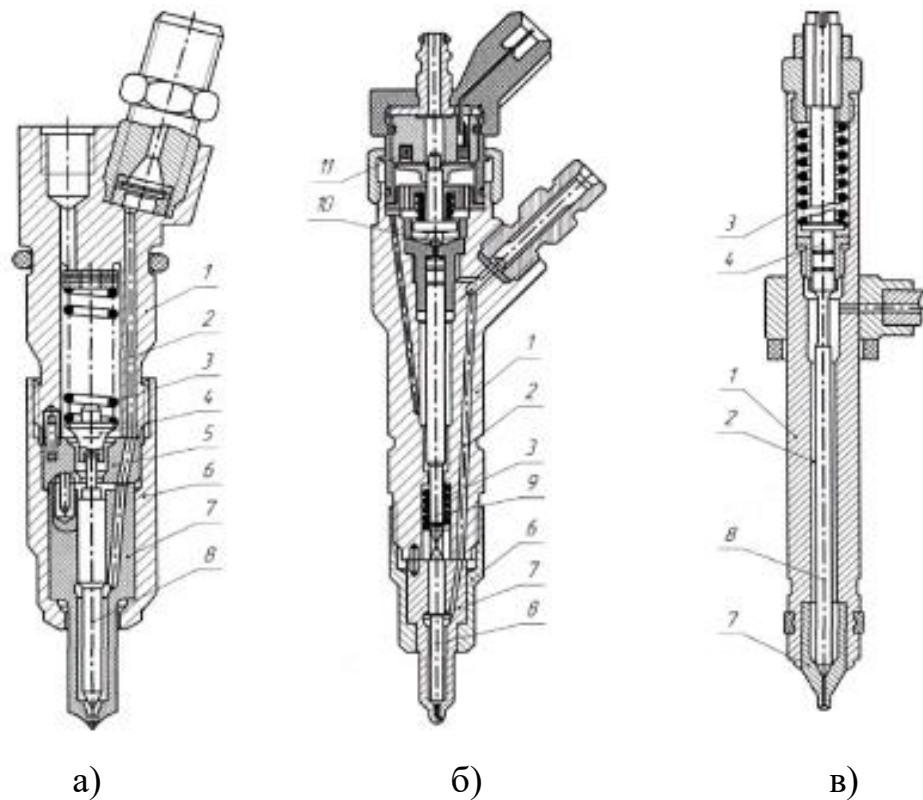


Рис. 1.1 . Конструкції форсунок закритого типу дизельних тракторів : а - ЯЗДА; б - Р. Бош ; в - Рікардо .

1 - корпус дизельної форсунки; 2 – канал подачі палива; 3 – пружина кріплення розпилювача ; 4 - шток насадки; 5 - проставка сопла; 6 - гайка розпилювача форсунки; 7 - форсунка корпусу розпилювача; 8 - голка форсунки розпилювача; 9 - блокувальний помножувач; 10 - кульовий регулюючий кран ; 11 – електромагнітний клапан.

На рисунку (1.1 в) зображено штифтовий інжектор Рікардо, де прецизійна частина голки встановлена на висоті над рівнем точки подачі палива форсункою [41] .

За конструкцією форсунки (рис. 1.2) мають клапани, що відкриваються в потоці дизеля проти напрямку дії газів у циліндрі, повністю оточені паливом разом із пружиною і не мають зливної лінії дизельного палива [21]. , 28, 29, 31].

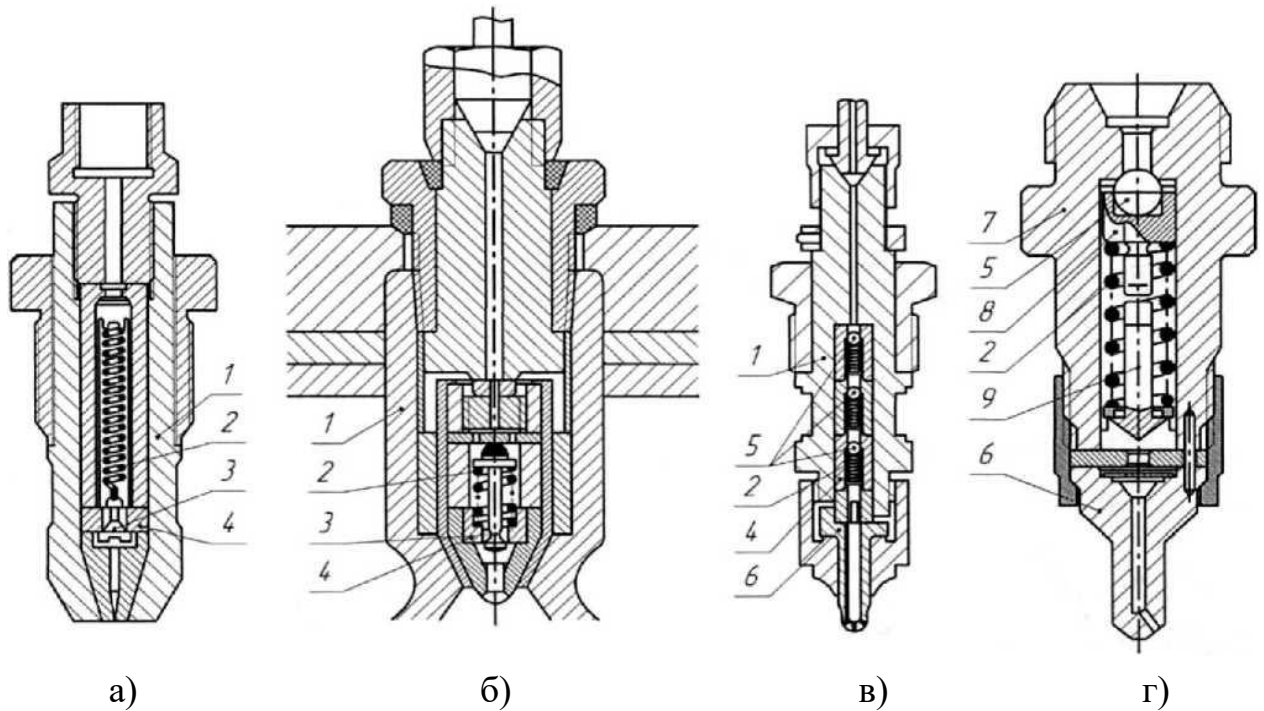


Рис. 1.2. Конструкції клапанних форсунок дизельних двигунів тракторів: а - фірми Hanz-Endrassik ; б – компанія « Катерпіллер » ; в – двигун « Рікардо » ; д – дизель типорозміру В-2; 1 - корпус дизельної форсунки; 2 - стопорна пружина форсунки дизеля; 3 - запірний кран дизельної форсунки; 4 - сідло форсунки; 5 - кульовий кран дизельної форсунки; 6 - дизельна форсунка розпилювача; 7 - сідло корпусу форсунки дизеля; 8 - гриб; 9 - форсунка обмежувача ходу клапана розпилювача.

На рисунку (1.2 а) показана угорська дизельна клапанна форсунка Hanz-Endrassik, яка використовується на морських і дизельних локомотивах. На (рис. 1.2 б) показані форсунки, які використовуються в моделях форкамерних дизелів тракторів Caterpillar . Верхні пружинні пластини цих дизельних форсунок розташовані в корпусі. Дизельні форсунки з кульовим краном « Рікардо » показані на (рис. 1.2 в) [41].

Дослідники І. В. Астахов і В. Є. Горбаневський розробили неточні клапанні форсунки для дизеля (рис. 1.2 г) [8, 37].

До основних недоліків форсунок з неточним клапаном відносяться: збільшений об'єм порожнини між сідлом форсунки і клапаном форсунки, збільшення об'єму дизельного палива перед розпиленням через форсунку,

втрати при дроселюванні клапана, що призводять до витоку палива при ін'єкція .

1.2. Аналіз причин зміни довговічності дизельних форсунок автотракторів

Надійність і довговічність ДФ заснована на стабільності роботи і надійності розпилювачів. Аналіз показує, що ресурс форсунок (РФПА) в залежності від умов експлуатації становить 1500...2500 мотогодин , що в кілька разів менше ресурсу плунжерних пар (ПП) паливного насоса ПНВТ та ДДШСГТ в цілому [1, 10, 11, 13, 14]. Низька ефективність дизельної форсунки зумовлена в основному зміною вихідних характеристик, параметрів форми та геометрії робочих поверхонь у сполученнях направляючої, циліндричної та замикаючої конічної частин голки та корпусу розпилювача.

Типові несправності інжектора [2, 4, 6, 7, 12, 89]:

- Зниження пускового тиску вприскування палива;
- Негерметичність розпилювача по запірному конусу;
- Порушення гідравлічної герметичності розпилювача;
- Закоксовування або знос розпилювальних отворів;
- Голка зависає в корпусі розпилювача;
- Збільшення ходу голки розпилювача.

Тиск вприскування палива визначає ширину струменя, кут конуса струменя і дисперсність розпилення палива, які характеризують якість сумішоутворення. Розсіювання струменя палива визначає динаміку і швидкість випаровування палива, що в свою чергу визначає ефективність згоряння паливно-повітряної суміші в циліндрі двигуна. Внаслідок зносу контактних поверхонь деталей форсунок і зменшення жорсткості пружини відбувається зниження тиску вприскування палива. При зниженні тиску вприскування від номінального на 6,0...7,0 МПа витрата палива збільшується

на 20...25% [66, 77, 88].

Середній тиск палива в точці впорскування визначається за формулою [67]:

$$P_{ф.ср} = \frac{P_{\phi i} + P_{\phi i+1}}{2} \quad (1.1)$$

де: $P_{\phi i}$ – тиск дизельного палива, що впорскується перед форсункою на початку секції (в i -й точці вимірювання); $P_{\phi i+1}$ – тиск вприснутого дизельного палива перед форсункою в кінці ділянки (в $i + 1$ -а точка вимірювання).

Зміна герметичності розпилювача по замикаючому конусу голки розпилювача відбувається за рахунок гідроабразивної дії палива. Механічні частинки, які проникають разом з паливом, викликають утворення слідів на робочих поверхнях розпилювача. В результаті на форсунці розпилювача утворюються краплі палива, що призводить до утворення нагару, неповного згоряння палива та збільшення витрати палива дизельним двигуном.

Величина зазору прецизійної пари «розпилювальна голка-розпилювальне тіло» між зчепленими поверхнями циліндра становить 0,6...2,5 мкм. В процесі експлуатації зазор змінюється внаслідок абразивного зносу поверхонь циліндрів. Механічні домішки в паливі в суспензії рухаються з великою швидкістю, потрапляють в зазор прецизійних парів розпилювача і викликають знос. За рахунок збільшення зазору розпилювача знижується гідравлічна щільність і збільшується витік палива. В результаті погіршується процес сумішоутворення і згоряння палива в циліндрах, продуктивність і економічність дизельного двигуна знижується.

Закоксовування бризкових отворів відбувається внаслідок фізико-хімічних процесів. Інтенсивність утворення нагару залежить від таких факторів: проникнення продуктів згоряння в корпус розпилювача, хімічний склад палива , додаткове вприскування дизельного палива, зменшення Тиск

на початку впорскування, величина зазору між соплом і закриваючою частиною голки розпилювача. Внаслідок утворення нагару зменшується ефективний переріз розпилювача, внаслідок чого форсунки впорскують менше палива, що порушує рівномірність подачі в циліндри. Двигун працює нерівномірно і його потужність падає. Зменшення ефективного перерізу розпилювальних отворів за рахунок коксування на 20...25 % призводить до зниження потужності на 6,5...8,0 % [62, 64, 75].

Ефективний переріз розпилювача форсунки дизельного інжектора визначається за

$$\mu_f = \frac{100Q}{10t\sqrt{2g\gamma\Delta P}}, \quad \text{формулою [60, 78]:} \quad (1.2)$$

де Q – витрата палива;

g - прискорення сили тяжіння, м/с^2 ;

γ – питома вага досліджуваного палива, Н/м^3 ;

ΔP – перепад тиску, кг/см^2 ;

t – час експерименту.

Внаслідок попадання механічних часток в зазор форсунки, наявності фреттинг-корозії і деформації корпусу форсунки внаслідок зусиль, що виникають при кріпленні гайки форсунки або гайки форсунки до головки блоку циліндрів дизеля, голка висить в корпусі інжектора. Коли голка розпилювача висить у відкритому положенні, збільшується кількість палива і порушуються процеси горіння. Зависання голки розпилювача в закритому положенні призводить до нестачі палива в камері згорання, внаслідок чого знижується частота обертання колінчастого вала дизеля і різко підвищується тиск в паливній системі, що може призвести до появи тріщини в деталях ПНВТ.

Під час роботи хід голки збільшується з номінальних 0,2 до 0,35 мм. Знос корпусу форсунки в місці контакту з верхнім кінцем голки призводить

до збільшення пропускної здатності форсунки і збільшує витрату палива.

Антипов В.В. [4] припускає, що під час роботи робочих поверхонь соплового розпилювача (РФПА) зношуються частинки, менші зазору соплового розпилювача, які разом з паливом викликають ерозійно - кавітаційне зношування. Основною зоною гідроабразивного зносу насадки є прецизійна направляюча частина робочої поверхні сопла насадки.

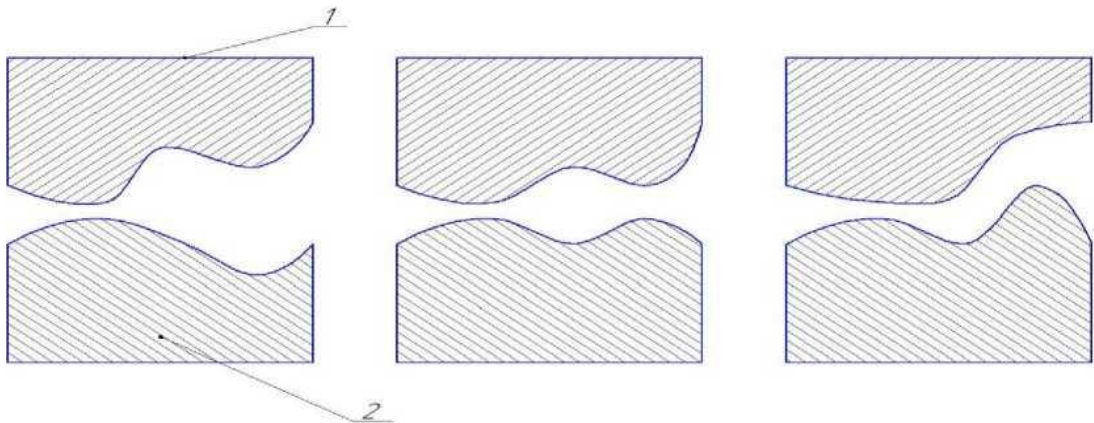


Рис. 1.3. Варіанти розташування мікрорівномірностей виїмки і виступу між робочими поверхнями голки і корпусом форсунки-розпилювача: 1 - корпус; 2 - голка.

Під час транспортування до місць зберігання та під час заправки пил, що міститься в повітрі, безперешкодно проникає в паливну систему.

При доставці дизельне паливо забруднене від 0,0002 до 0,0630%. Під час роботи паливні фільтри не передбачені

Після достатнього очищення фільтрація погіршується і становить більше 7-9 мкм, по ГОСТу 3 мкм.

На думку А. І. Селіванова [18, 20 0], дизельне паливо містить 100-120 г домішок на 1000 кг палива. Вміст забруднюючих речовин у нерафінованому дизельному паливі коливається від 50 до 400 г/т.

До абразивних, екологічно шкідливих забруднень дизельного палива відноситься польовий і дорожній пил, який на 80% складається переважно з частинок кварцу, оксидів металів, атмосферного пилу і високодисперсних частинок металу. До складу забруднень входять SiO_2 (кварц), Al_2O_3 (оксид

алюмінію), Fe_2O_3 (оксид заліза) і Zn (цинк). Твердість цих частинок за шкалою Мооса становить 6,5–9,0. Залежно від запиленості місцевості та пори року кількість екологічно шкідливих домішок становить 200–300 г на 1 т палива. Знос направляючої та запірної частин голки та корпусу розпилювача локальний (рис. 1.3), більше зношується запірний конус голки розпилювача [40]. Дослідники [4, 8, 9, 14, 15, 18, 19] теоретично та експериментально встановили, що ударні навантаження, що діють на замикаючу частину голки розпилювача від зусилля пружини сопла, сприймаються робочою поверхнею розпилювача, що призводить до розпилення. додатково утворює абразивні частинки.

макро- та мікрогеометрія робочих поверхонь прецизійних пар . У роботах Н.І. Бахтярова [14, 17] пояснюється механізм зношування прецизійних пар за рахунок задиру (холодного стирання), здавлювання, фреттинг-зношування , руйнування поверхонь абразивними частинками, корозії, ерозії та кавітації.

За словами В.І. Антипова [4], прецизійні пари піддаються одночасно декільком видам зношування: абразивному, окислювальному, кавітаційному, механічному (за рахунок тертя і контакту) зношування.

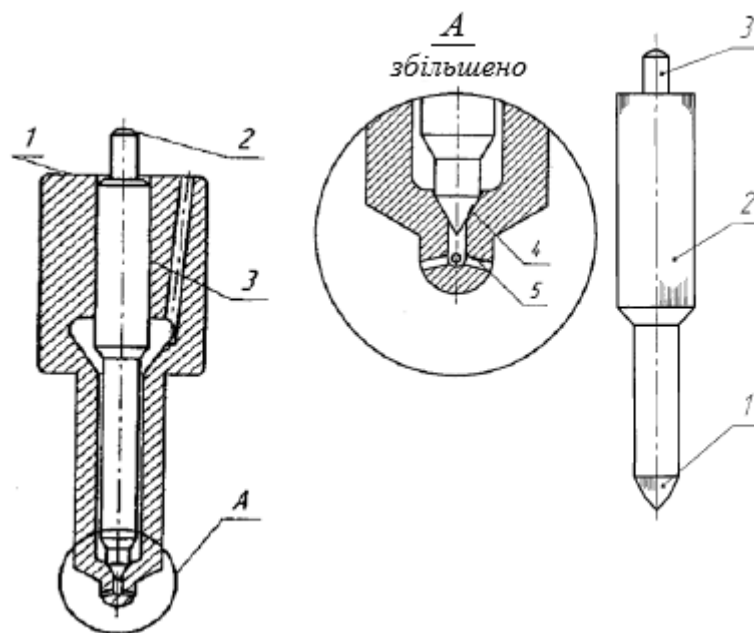


Рис. 1.4. Зони зносу робочих поверхонь обприскувача:

а) 1 – торець корпусу розпилювача; 2 – кінець валу голки; 3 – напрямна поверхня корпусу розпилювача; 4 - замикаючий конус розпилювача; 5 - розпилювальні отвори; б) Голка розпилювача з насадкою: 1 – конічна сепарація розпилювача; 2 – циліндрична напрямна поверхня голки розпилювача; 3 – вал голки розпилювача.

У той же час абразивне зношування, кавітація та механічне зношування є основними видами зношування і мають набагато більший вплив на продуктивність прецизійних пар, ніж інші перераховані. Напрямна поверхня голки руйнується корозією, тобто наявністю води в дизельному паливі, а також проникненням агресивних газів під високим тиском у разі негерметичності замикаючої частини форсунки розпилювача (рис. 1.4). Корозія поширюється по всій поверхні у вигляді темних плям (виразок).

Робоча поверхня замикаючого сідла корпусу розпилювача зношується (50–80 мкм) у вигляді кільцевої канавки.

За даними авторів [25, 28, 29, 30, 31, 32, 43], пошкодження робочих поверхонь деталей прецизійних труб спостерігаються внаслідок різких коливань тиску дизельного палива в трубопроводі, що призводить до утворення виразок. і пошкодження металу. На основі аналізу даних про роботу форсунки теоретично та експериментально встановлено, що процес зношування робочої поверхні розпилювальної форсунки складається з трьох стадій (рис. 1.5): припрацювання деталей, нормальної роботи деталей та прискореної. знос деталей форсунок [41].

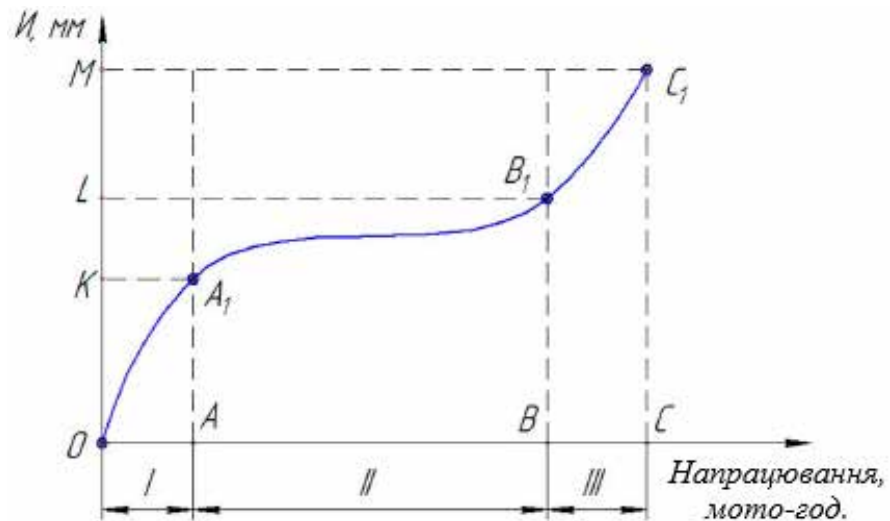


Рис. 1.5. Стадії зношування деталей в процесі експлуатації

I – зона припрацювання, II – зона нормальної експлуатації, III – зона прискореного зношування.

На розпилювальну форсунку діє монтажна сила P_C , змінний тиск палива у валу форсунки g , тиск пружини форсунки P_{PR} і сили інерції P_P (рис. 1.6). Рівняння рівноваги цих сил має такий вигляд [8]:

$$P_{PR} + F - Q_1 - Q_2 = 0$$

$$Q_1 + Q_2 = -P_{PR} - F$$

За умови, що ми $Q_1 + Q_2 = \int_0^{s_1} g ds + \int_0^{s_2} g ds$ позначимо

$P_\Phi = -P_{PR} - F$, отримуємо [12]:

$$P_\Phi = \int_0^{s_1} g ds + \int_0^{s_2} g ds \quad (1.4)$$

де S_1 - зазор у напрямній частині розпилювача;

S_2 - зазор в камері частина розпилювача.

Мікродеформація корпусу розпилювача виникає внаслідок установки інжектора на двигун, затягування гайки і дії циклічного і температурні навантаження.

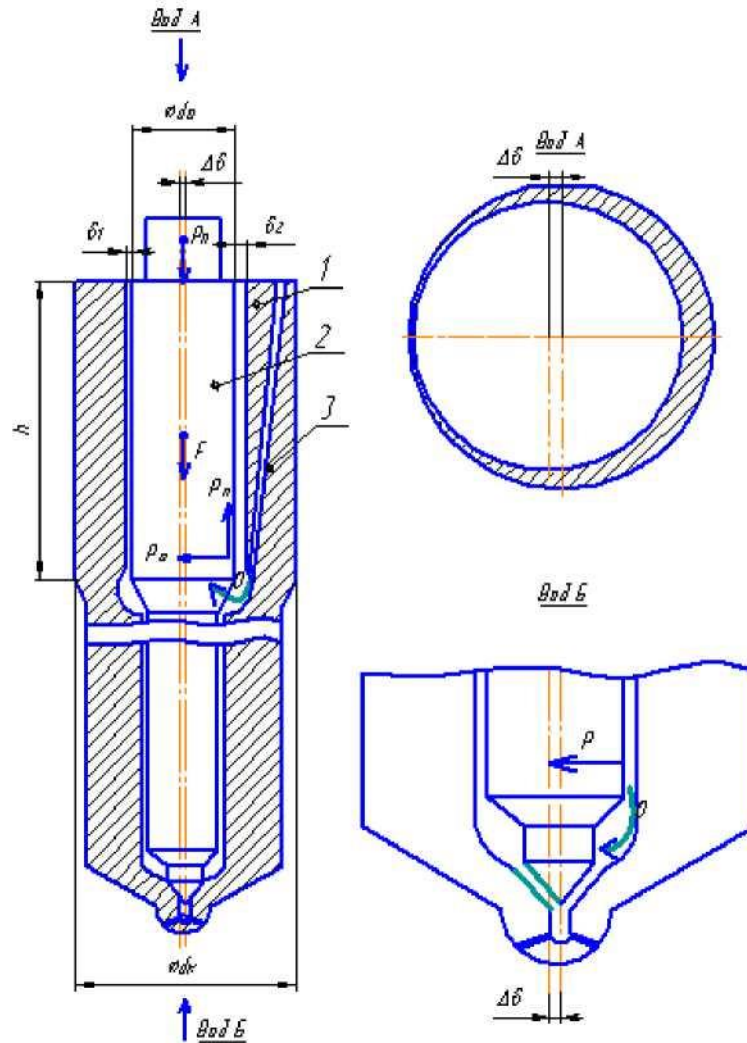


Рис. 1.6. Схема сил, що діють на розпилювальний елемент форсунки дизельної форсунки: 1 - корпус, 2 - голка, 3 - канал подачі палива.

Мікродеформації корпусу розпилювача, значні деформації корпусу розпилювача, кріплення форсунок до двигуна, а також циклічні та температурні навантаження.

Погіршується рухливість голки розпилювача і щільність її прилягання до замикаючого конуса, порушується геометрія конуса і направляючого отвору голки розпилювача.

1.3. Аналіз впливу параметрів форсунки на показники дизельних двигунів

Виробництво сільськогосподарської продукції сьогодні пов'язане з використанням найрізноманітніших енергоносіїв, якими, як правило, оснащені дизельні двигуни. При реалізації технологічних процесів (ТП) енергетична установка як один із ключових елементів триєдиної системи академіка В.П. Горячкіна є основним джерелом витрат на вироблену продукцію. Показники ефективності дизельних двигунів енергетичних транспортних засобів (ДДСГТ) істотно змінюються в процесі експлуатації. Зниження потужності, збільшення витрати палива, а також збільшення відмов систем, агрегатів і частин ДДСГТ значною мірою визначаються ефективністю, рівнем експлуатації та надійністю паливної апаратури (ПА).

У сучасних умовах існує ряд досить жорстких вимог до характеристик дизельних двигунів. Пріоритетними вважаються паливна ефективність і токсичність вихлопних газів (відпрацьованих газів). Необхідність економного споживання палива зумовлена постійними розробками Вичерпання світових запасів нафти, зростання цін на нафтопродукти та збільшення викидів CO_2 в атмосферу [59, 62]. Тому особлива увага приділяється паливній ефективності вдосконалені дизельні двигуни. Із запровадженням підвищених вимог до екологічних стандартів, систем автоматичного контролю та регулювання та нових поколінь автомобілів кількість дизельних двигунів у світовому парку продовжує зростати (рис. 1.7).

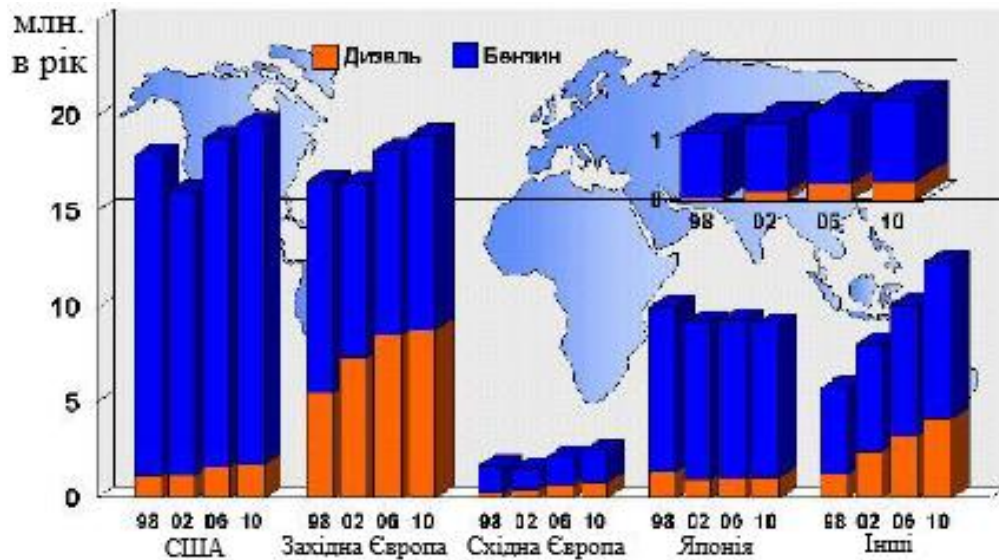


Рис. 1.7. Порівняння виробництва автомобілів з 1998 по 2010 роки з бензиновими і дизельними двигунами в різних країнах світу

Ефективність дизеля визначається загальноприйнятими показниками: питома ефективна витрата палива за зовнішньою швидкісною характеристикою (ЗШК) - в режимах номінального і максимального моменту. У кращих швидкохідних дизелях зарубіжного виробництва мінімальна питома витрата палива становить 190 ... 192 г/(кВт·год), а в Україні - 210...230 г/(кВт·год). Транспортні дизелі, що працюють в різних режимах: в режимі низьких обертів і в режимі часткового навантаження, зазвичай погіршуються основні показники дизелів.

Оскільки оцінка паливної ефективності дизеля за питомою ефективною витратою палива (в режимах максимального крутного моменту та номінальної потужності) не є вичерпною, така оцінка проводиться на основі умовної середньої питомої витрати палива при випробуванні режими циклу, які можна визначити за формулою [2, 26, 85, 87]:

$$g_{e\text{ ср}} = \frac{\sum_{i=1}^k (G_{mi} \cdot K_i)}{\sum_{i=1}^k (N_{ei} \cdot K_i)} \quad (1,5)$$

де N_{ei} – потужність двигуна в i -му режимі;

$G_{\text{П}}$ – годинна витрата палива в i -му режимі;

$K_{\text{И}}$ – коефіцієнт, що визначає частку робочого часу на кожному режимі,

k – кількість усіх режимів.

Зміна коливань навантаження трактора призводить до зміни режимів роботи паливного насоса. Наприклад, П.А. Лебедев ввів коефіцієнт відносного ефекту зниження витрат палива (E) при виконанні технологічних операцій тракторами, оснащеними серійними та дослідними прецизійними парами [50, 61]:

$$\varepsilon = \frac{G_{\text{общ}}^{\text{с}}}{G_{\text{общ}}^{\text{з}}} = \frac{k_{\text{рх}}\tau_{\text{рх}}(1+\delta_{\text{рх}}^{\text{с}})+k_{\text{хх}}\tau_{\text{хх}}(1+\delta_{\text{хх}}^{\text{с}})+k_{\text{о}}\tau_{\text{о}}(1+\delta_{\text{о}}^{\text{с}})}{k_{\text{рх}}\tau_{\text{рх}}(1+\delta_{\text{рх}}^{\text{з}})+k_{\text{хх}}\tau_{\text{хх}}(1+\delta_{\text{хх}}^{\text{з}})+k_{\text{о}}\tau_{\text{о}}(1+\delta_{\text{о}}^{\text{з}})} \quad (1,6)$$

де $G_{\text{заг.}}^{\text{с}}$ та $G_{\text{заг.}}^{\text{з}}$ – сумарна витрата палива при виконанні технологічних операцій ДДСГТ з існуючими та дослідними форсунками.

Незважаючи на успіхи, досягнуті в удосконаленні дизельних двигунів для автотракторів, багато хто з них в даний час все ще мають низькі експлуатаційні показники. При перевірці тракторів у господарствах нашої країни встановлено, що ефективна потужність на різних режимах знижується в середньому на 12–17%, а витрата палива збільшується на 15–25%.

Проблемі поліпшення техніко-економічних показників тракторних дизелів присвячено значну кількість робіт, оскільки від них залежить багато взаємопов'язаних і взаємовизначаючих факторів.

техніко-економічні показники дизель-тракторних двигунів: Н.С. [45], Ніколаєнко А.В. [55], Баширов Р.М. [15], Кривенко М.М. [60], Неговора А.В. [44], Гаширов Ю.М. [117], Лялякін В. П. [36], Лебедев А. Т. [49, 50] та інші автори.

На підставі аналізу проведених досліджень видно, що основними причинами зниження продуктивності дизелів є відхилення від оптимізованих значень параметрів робочого циклу дизеля. У зв'язку з параметрами подачі

палива в процесі роботи відбуваються зміни в механізмах і системах дизеля.

Аналіз несправностей показує, що більше 60% усіх несправностей пов'язані з двигуном. Несправності дизеля супроводжуються несправністю паливної системи. Паливна апаратура є однією з найбільш відповідальних і найменш надійних систем дизеля. Порушення режиму роботи в певній мірі не проявляється і двигун працює в зміненому режимі, що призводить до перевитрати палива, втрати потужності і зниження ресурсу інших його вузлів.

Однією з основних причин, що призводять до зниження продуктивності автомобільних дизельних двигунів, є нерівномірність надходження дизельного палива в циліндри двигуна, яка сягає до 20%.

Сільськогосподарська техніка працює з високою інтенсивністю протягом відносно короткого часу, простої призводять до значних втрат, а зниження потужності двигуна негативно впливає

Дослідження А.В.Ніколаєнка, Н.І.Бахтіярової, Б.Н.Фейнлейба та Ю.М. Хаширова [14, 25, 45, 47] встановлено, що за рахунок збільшення міжциклової нерівномірності подачі на 3 % годинна витрата палива при енергоємних роботах зростає на 1...2 %. Збільшення нерівномірності палива до 18% призводить до збільшення витрати палива на 6%. Тому зменшення нерівномірності подачі палива є важливим фактором покращення ідентичності потоку робочого потоку в циліндрах дизельних двигунів.

Нестабільність ПА між циклами зумовлена коливальними процесами в лінії живлення насоса, відсутністю залишкового тиску в паливопроводі високого тиску та нестабільною роботою рухомих частин ПА (голки розпилювача та форсунки). Це призводить до заїдання або «заїдання» цих частин.

Нерівномірність циклічної подачі палива в секції ПНВТ визначається кількома факторами [85, 87]: різними режимами та умовами роботи дизеля, технічним станом прецизійних частин паливної системи, умовами випробувань, режимами ПНВТ, тощо, налаштування на підставці, а також

температурний режим.

З аналізу діаграми видно, що в результаті впливу вищевказаних факторів на елементи транспортного засобу змінюються розміри та форма деталей, змінюється шорсткість, механічні властивості та зносостійкість, а також у міру утворення слідів зносу, подряпин та інших дефектів. Тому показники ДДСГТ в умовах експлуатації відрізняються від визначених технічними умовами заводу-виробника. У зв'язку з неоптимальним перебігом робочого процесу дизеля, у зв'язку з неідентичністю і нестабільністю параметрів подачі дизельного палива в зонах паливної апаратури, викликані недосконалістю методів визначення, зміна і вимірювання параметрів подачі палива під час ремонтно-технічних робіт.

На основі аналізу теоретичних та експериментальних досліджень факторів, що впливають на стан автомобіля, представимо їх у вигляді рисунка 1.8.



Рис. 1.8. Фактори, що впливають на стан паливної системи.

Зменшення витрати палива дизеля на кількох режимах роботи одночасно покращує паливні та економічні показники і є найкращим засобом. Обґрунтовано необхідність комплексного дослідження основних

причин неідентичності параметрів паливоподачі ПНВТ, на основі проведеного аналізу розроблено засоби та методи їх покращення. мають принципове значення при ремонті та обслуговуванні.

1.4. Дослідження впливу режимів роботи дизеля на показники сільськогосподарської техніки

Сільськогосподарська техніка виконує різноманітні завдання: стаціонарні, транспортні, польові та ін.

Всі вони відрізняються навантаженням на двигун, тривалістю експлуатації та часом використання трактора на певних роботах. Усі роботи в частині зміни навантаження двигуна можна звести до таких видів: робота машинно-тракторного агрегату на робочому такті (основний вид, що характеризує високе навантаження двигуна); при роботі двигуна машинно-тракторного агрегату на холостому ході; робота двигуна під час зупинок, зупинок і холостого ходу.

Середній коефіцієнт навантаження дизеля сільськогосподарської техніки за потужністю для всіх виконуваних робіт визначається за формулою [117]:

$$EN_{\text{ср}} = \frac{(\sum_{i=1}^n A_i EN_{ei})}{\sum_{i=1}^n A_i} \quad (1.7)$$

де A_i – тривалість i -го виду робіт;

EN_{ei} - значення навантаження по потужності дизеля при заданій роботі i -го виду.

Внаслідок значних коливань тягового опору (при нестабільному характері навантаження) оптимальне значення коефіцієнта завантаження двигуна трактора не може бути єдиним. При нормуванні механізованих польових робіт і проведенні розрахунків коефіцієнт завантаження гусеничного трактора вибирають у межах 90-94%. Для оптимального коефіцієнта завантаження двигуна трактора загального призначення він

становить 0,92. Максимально досягне змінне навантаження двигунів гусеничних тракторів становить 0,78.

Згідно зі статистичним аналізом, фактична частка робіт, виконаних протягом року, становить 25-27% від загального бюджету часу, виділеного на транспортні роботи. Середнє навантаження двигуна на день під час транспортних операцій $EN_{e\text{ сep}} = 0,6$. 63% робіт, які виконуються в полі (в т.ч.: сівба – 5%, дискування – 8%, обробіток – 5%, оранка – 37%) та 11% – це інші роботи (стаціонарні роботи, земляні роботи, вантажно-розвантажувальні, тощо).

Найбільше навантаження на двигун трактора (77,3%) припадає на вересень, найменше (66,5%) – на січень.

Середнє використання дизельних двигунів по всьому робочому навантаженню за рік для гусеничних тракторів Class 30 становить 74,8%.

Колісні трактори класів 1, 4 і 9 мають середньорічне навантаження на двигун відповідно 69% і 59%.

Разом із великою різноманітністю роботи сільськогосподарських тракторів і високою нерівномірністю роботи, а також сезонністю навантажень впливає, що збільшення коливань різних режимів роботи дизеля зумовлене нестабільністю роботи (короткочасним). -часовий запуск і тривалий холостий хід двигуна внаслідок розгону і гальмування трактора, короткочасне перевантаження двигуна) [57].

Роботу дизельних тракторних двигунів поділяють на стаціонарні режими, при яких їх основні показники не змінюються з часом, і нестійкі режими, при яких основні показники змінюються з часом (всі або один з них одночасно).

При встановлених режимах робота двигуна відповідає стану сталості в часі основних параметрів, що визначають його робочі процеси (ω , α , η , v , η і $\eta m_{\text{та ін.}}$). У цьому випадку статистична рівновага визначається різницею крутного моменту й моментів опору [51, 57]:

$$M_k - M_c = 0 \quad (1,8)$$

В умовах сільськогосподарського виробництва трактори більшу частину часу (до 90%) працюють у встановленому режимі.

Заданий режим можливий лише при рівномірному русі та постійних значеннях зовнішніх опорів, чому сприяють стабільність кутових швидкостей ω_d і ω_k , незмінність приведенного коефіцієнта опору ψ і параметрів k , F , v^2 . При експлуатації сільськогосподарських тракторів ці умови практично не дотримуються через нестабільність багатьох факторів і насамперед моменту опору при роботі МТА. Тяговий опір робочої частини агрегату з різним сільськогосподарським обладнанням випадковий. Його величина розподіляється за нормальним законом і коливається в дуже широких межах. Ступінь нерівномірності навантаження на вузли трактора коливається від 0,12 до 0,35, при цьому навантаження змінюється як за амплітудою, так і за частотою в залежності від швидкості руху агрегату. Зі збільшенням частоти обертання агрегату період коливань і ступінь нерівномірності тягового опору зменшуються зі збільшенням частоти коливань. В процесі експлуатації під час виконання різноманітних сільськогосподарських робіт відбуваються постійні маніпуляції з органами керування трактора, що щоразу призводить до зміни режиму роботи МТА [17].

Робота двигунів транспортних одиниць супроводжується низкою особливостей, зумовлених нестабільністю процесу та їх недовантаженням (ступінь завантаження двигуна для більшості тягових агрегатів коливається від 45 до 72%).

Процес роботи тракторних двигунів у нестійкому стані відрізняється низкою істотних особливостей. Інерційні явища впливають не тільки на параметри потужності двигуна, а й на параметри робочого циклу. Крім того, в неустановлених режимах змінюються процеси наповнення і подачі палива, відрізняється характер тепловиділення і тепловіддачі, збільшуються динамічні показники циклу, погіршується функціонування системи

змащення.

Основною особливістю роботи двигуна в нестійких режимах є порушення статичної рівноваги [21, 27]:

$$M_k - M_c = \pm J_d [d\omega/dt], \quad (1.9)$$

де J_d - приведений момент інерції двигуна і пов'язаних з ним вузлів.

Порушення цієї рівноваги призводить до зміни кутової швидкості вала двигуна і пов'язаних з ним вузлів.

З усіх перехідних процесів найбільш характерні ті, що викликають зміну циклічної подачі палива і моменту опору M_c .

Перехідні процеси, викликані зміною циклічної подачі палива q_{ts} (рух паливного насоса), описуються наступним чином.

Найважливішим визначальним параметром при цьому є відносна зміна подачі дизельного палива, яка визначається за формулою [21, 37]:

$$\delta_m = \left(\frac{q_u(t_2) - q_u(t_1)}{q_u(t_1)} \right) \quad (1.10)$$

Крім того, існує період зміни подачі палива T , а також функція зміни моменту опору від оборотів колінчастого вала двигуна: $M_c = f(n)$.

Виходячи з цього, нестабільні режими роботи двигунів, характерні для більшості типів сільськогосподарських двигунів, є одним із основних факторів, що підвищують теплові та динамічні навантаження на дизелі та прискорюють зношування основних вузлів деталей. Останні обставини в кінцевому підсумку призводять до погіршення надійності та довговічності виробів у процесі їх експлуатації.

1.5. Аналіз теоретичних досліджень щодо підвищення ресурсу роботи дизельних форсунок сільськогосподарської техніки

Згідно з теоретичними дослідженнями, параметри подачі палива залежать від властивостей палива. Витрата палива дизельних двигунів істотно змінюється в процесі експлуатації. Подальші методи вдосконалення процесів розпилення дизельного палива та сумішоутворення є необхідною умовою для

задоволення сучасних високих вимог до токсичності вихлопних газів дизеля та їх ефективності.

Виходячи з аналізу параметрів роботи розпилювальних форсунок, ефективність роботи дизелів сільськогосподарської техніки в основному залежить від технічного стану робочих поверхонь прецизійних частин паливної апаратури автомобільних дизелів. Технічний стан паливної апаратури визначають за станом робочих поверхонь нагнітальних форсунок. Технічний стан пари прецизійного розпилювача (голка - корпус) визначається підвищеним зносом замикаючої частини конуса голки внаслідок ударних змінних навантажень і направляючої частини голки і корпусу розпилювача внаслідок дії гідроабразивного зношування під механічними домішками.

Процес зношування робочих поверхонь прецизійних дизелів надзвичайно складний і

багато факторів. Проблемам удосконалення основних показників тракторних дизелів присвячено чимало робіт, оскільки вони визначають значну кількість взаємопов'язаних і взаємовизначаючих факторів [4, 8, 17, 38].

Підвищення основних експлуатаційних показників можливо різними методами, основним і найбільш ефективним з яких є поліпшення процесу подачі палива і сумішоутворення в циліндрах двигуна. На підставі аналізу теоретичних та експериментальних досліджень можна підвищити довговічність прецизійних пар паливної апаратури дизеля наступними методами (рис. 1.9).

Шумовський В.А. [62] запропонував підвищити якість робочих процесів двигуна за допомогою водопаливної емульсії.

У працях Т.Я. Гурін [41] запропонував підвищити довговічність форсунок за рахунок збільшення ресурсу форсунок за рахунок зменшення ваги інерційних частин за рахунок неточного відкриття клапанів по ходу

потокі дизельного палива.

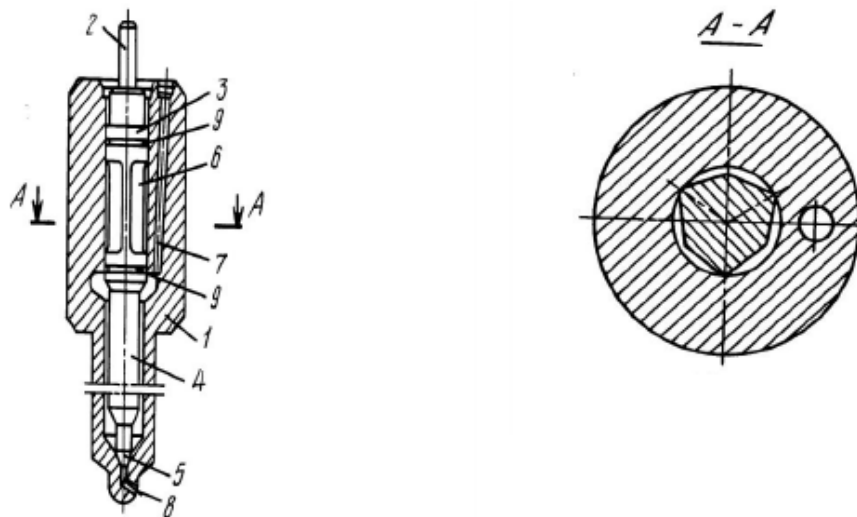
На підставі аналізу результатів дослідження параметрів інжекторного розпилювача можна висунути гіпотезу: ефективність роботи дизелів сільськогосподарської техніки залежить від технічного стану робочих поверхонь прецизійних частин паливної апаратури. дизельних двигунів легкових автомобілів.

Стан паливної апаратури дизеля визначають за робочими поверхнями голки і корпусу форсунки. Технічний стан голки і корпусу, а також геометрія розпилювача визначається зростаючим зносом робочих поверхонь замикаючої частини конуса голки від різних навантажень під час роботи форсунки, напрямної частини голка і корпус розпилювача від дії гідроабразивного зносу.



Рис. 1.9. Схема класифікації існуючих методів підвищення довговічності та продуктивності розпилювальних форсунок.

С.М. Пекарський [83] запропонував підвищити довговічність насадок шляхом встановлення трьох зразків між ущільнювальними смугами на напрямній частині запірної голки, утворюючи переріз у вигляді багатокутника з трьома рівномірно розташованими заокругленими кінчиками та гранованими або дугоподібні зразки, вершини яких менші за діаметр напрямної частини (рис. 1.10).



Рейс. 1.10. Розпилювач дизельного сопла з упорною голкою в напрямній частині із зразками

Для покращення технічного стану форсунок в обприскувачах DELPHI використовуються кільцеві або гвинтові канавки (рис. 1.10, 1.11).

Аналіз досліджень параметрів, що впливають на знос форсунок, та шляхів збільшення ресурсу прецизійних пар автомобілів дає підстави висунути гіпотезу: підвищити робочі параметри форсунок можна за рахунок модернізації робочої поверхні голки розпилювача без погіршення характеристик процесу паливоподачі [51].



Рис. 1.11. Розпилювач форсунки (DELPHI) Євро5 L341PBD з кільцевими канавками в направляючій частині



Рис. 1.12. Розпилювач форсунки Євро 5 L341PBD (DELPHI) з гвинтовими канавками в направляючій частині.

При цьому показники ефективності ДДСГТ знижуються значно раніше заданого часу роботи розпилювальних форсунок, що підкреслює актуальність модернізації роботи поверхонь деталей (ПД) і підтримання оптимальних умов їх експлуатації.

1.6. Мета та завдання дослідження

Метою дослідження є збільшення терміну служби дизельних форсунок сільськогосподарської техніки шляхом модернізації голки розпилювача.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні завдання:

1. На основі аналізу теоретичних та експериментальних досліджень розробити шляхи підвищення довговічності дизельних форсунок сільськогосподарської техніки.

2. Визначення аналітичної залежності впливу параметрів подачі палива на основні робочі параметри ДДСГТ з урахуванням роботи форсунок з модернізованими розпилювачами.

3. Визначення закономірностей зміни пропускної здатності дизельного інжектора при його модернізації.

4. Експериментально визначити швидкісні характеристики ПНВТ та основні параметри подачі палива дизельного інжектора за допомогою серійних та модернізованих розпилювачів з експлуатації.

5. Проведення порівняльних досліджень зміни ресурсу та основних експлуатаційних параметрів серії ДДСГТ і модернізованого РФПА від ресурсу з метою оцінки техніко-економічної ефективності запропонованих рішень.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ УМОВИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ДИЗЕЛЬНИХ ФОРСУНОК

2.1. Обґрунтування варіантів підвищення довговічності форсунок дизельних двигунів автотракторів

Як показав аналіз проведених досліджень, основними причинами погіршення параметрів ДДСГТ є відхилення подачі палива від оптимальних значень. Економічні показники залежать від технічного стану ПА двигунів тракторів. При вдосконаленні дизелів підвищена увага приділяється зниженню витрати палива [37, 38, 42, 43].

Основними причинами зниження економічних, енергетичних та екологічних показників дизеля є: якість дизельного палива, робочий час, недосконалість методів обслуговування та ремонтних засобів. Отримані математичні моделі показують, що циклічний потік має значний вплив на загальну витрату палива. Дроблення, в свою чергу, залежить від властивостей палива, а також конструктивно-технологічних параметрів форсунки розпилювача. Довговічність і надійність форсунок дизельних двигунів визначається стабільністю роботи форсунки розпилювача [34, 35, 44, 55].

Складовими частинами форсунки є вузли та деталі у вигляді стрижня, пружини, гайки, голки та корпусу розпилювача. Властивості поверхневого шару і форма деталей є визначальними параметрами розпилювача. Поява дефектів на робочих поверхнях обприскувача є причиною погіршення технічного стану автомобіля. Дотичні робочі поверхні голки і корпусу розпилювача забезпечують подачу палива під високим тиском.

Форсунка – це частина паливної апаратури, самостійна складна технічна система, яку можна представити у вигляді ієрархічної схеми (рис. 2.1).

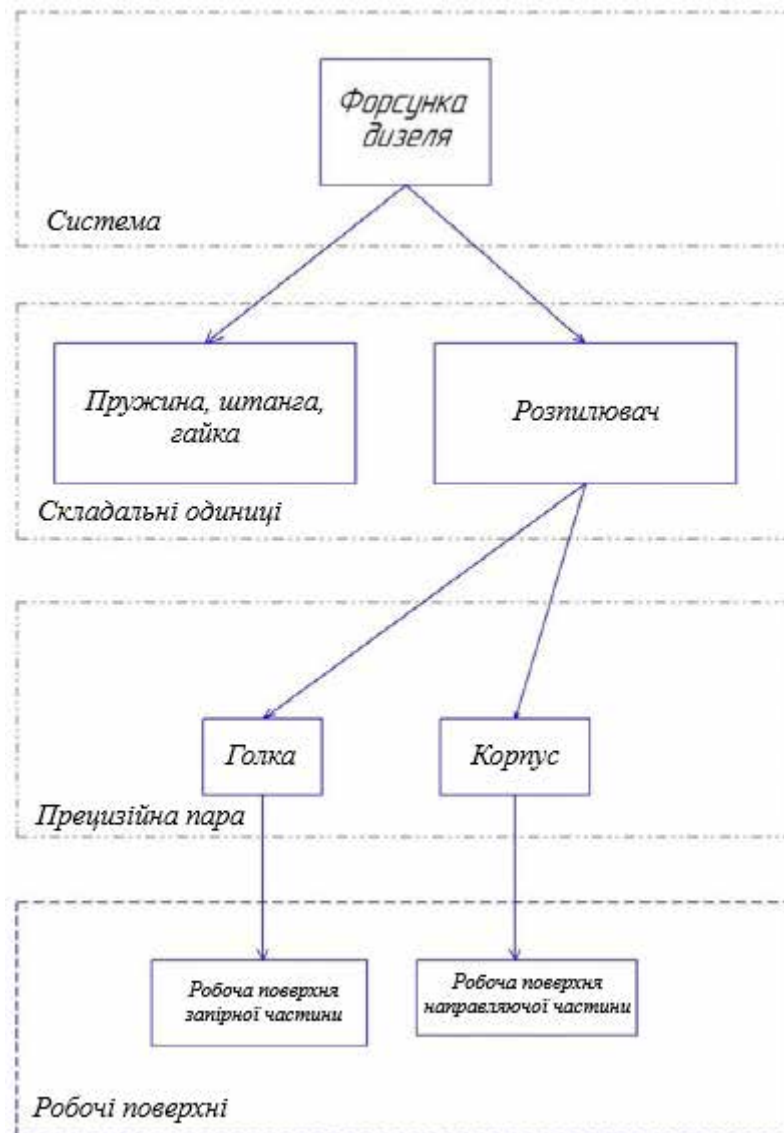


Рис. 2.1. Ієрархічна схема форсунки дизельного двигуна

Тому робоча поверхня деталей, виготовлених під тиском, є вирішальним параметром надійності цієї групи деталей. Варіанти збільшення терміну служби дизельної форсунки представлені у вигляді діаграми (рис. 2.2).



Рис. 2.2. Схема підвищення довговічності форсунки розпилювача

До причин зносу поверхонь форсунок і зміни їх форми відносяться такі фактори: режими роботи, властивості робочих поверхонь деталей форсунок і якість палива.

Продовжуючи опис властивостей, визначимо функціональну залежність між інтенсивністю зношування сполучених поверхонь прецизійних пар і напрацюванням.

Властивості робочих поверхонь деталі деталі (K_1) характеризуються

такими параметрами : мікротвердістю робочої поверхні (H_v), шорсткістю робочої поверхні (R_a) та коефіцієнтом тертя робочих поверхонь деталей (k), які мають функціональна залежність:

$$K_1 = f(H_v, R_a, k) \quad (2.1)$$

Режими роботи форсунки (K_2) залежать від таких параметрів: частоти ходу голки (ν), гідравлічної густини прецизійної пари (τ), циклічної подачі палива ($q_{\text{ц}}$), які мають функціональну залежність:

$$K_2 = f(\nu, \tau, q_{\text{ц}}) \quad (2.2)$$

Розпилювач сопла – дизельного палива (K_3) характеризується такими параметрами, як концентрація абразиву в паливі (C), температура дизельного палива (T) і в'язкість дизельного палива (η), які можна представити у вигляді такої функціональної залежності:

$$K_3 = f(C, T, \eta) \quad (2.3)$$

Виходячи з вищесказаного, ресурс сопла можна представити у вигляді залежності:

$$U = f(K_1, K_2, K_3) \quad (2.4)$$

Циклічна подача палива - найважливіший характерний параметр інжектора, який залежить від того, що робоча поверхня голки і корпуса форсунки контактують один з одним і дозволяють подавати паливо під високим тиском.

Для визначення функціональної залежності прецизійних пар використаємо вираз для гідравлічної густини прецизійних пар [81]:

$$\tau = \tau_0 \cdot A^{-kt} \quad (2.5)$$

де τ_0 - еталонна гідравлічна щільність прецизійних пар;

A – постійна величина, що характеризує вплив початкової гідравлічної

щільності прецизійних пар;

k - коефіцієнт, що визначає швидкість зносу прецизійних пар;

t - робочий час (операція).

Логарифмуючи цей вираз, ми отримуємо пари точності ресурсу:

$$t_{\text{пред}} = \frac{\log \tau_0 - \log \tau_{\text{пред}}}{k \cdot \log A} \quad (2,6)$$

де $\tau_{\text{пред}}$ – максимально допустима гідравлічна густина при експлуатації.

Для повного аналізу ресурсів прецизійного сполучення голки з корпусом розпилювача наведемо модель дефектоутворення.

2.3 представлена модель формування ресурсу обприскувача. Раптовий вихід із ладу прецизійних розпилювачів відбувається через потрапляння води в паливо, механічне забруднення, що призводить до заїдання та корозії, а також заміну розпилювача.

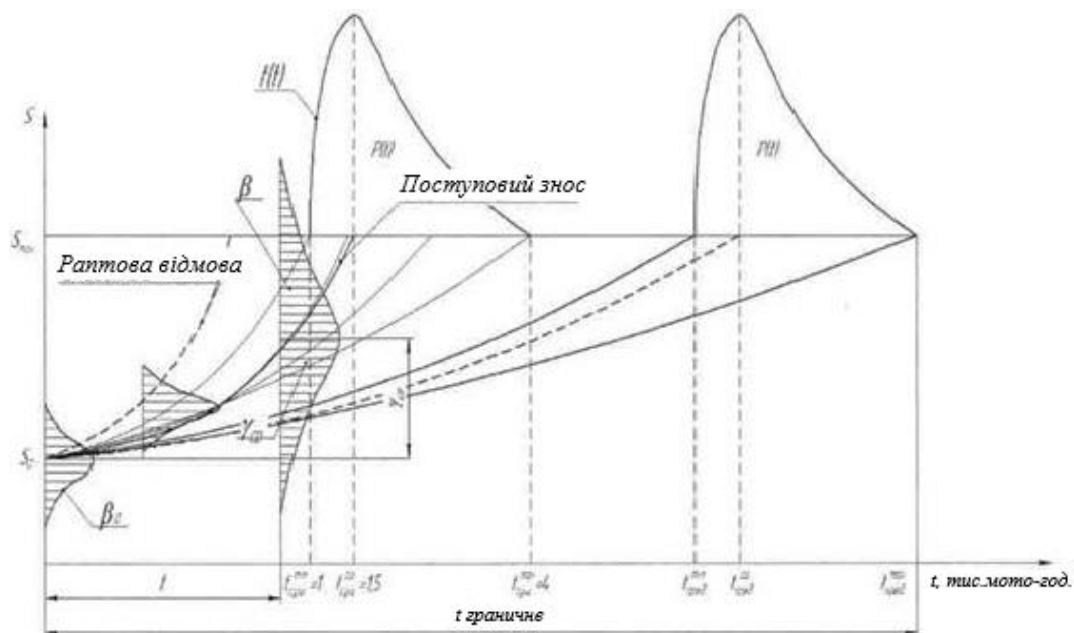


Рис. 2.3. Модель формування ресурсів розпилювача

Відхилення основних параметрів подачі палива форсунок розпилювачів від номінальних значень (протікання по запірному конусу, порушення

гідравлічної герметичності, закоксовка або знос розпилювачів, застрягання голки в корпусі РФПА і збільшення її ходу).) при роботі в перехідних і нестационарних режимах призводить до зниження ККД і збільшення питомої витрати палива дизеля.

2.2. Аналіз розслідування несправності дизельних форсунок

На потік палива через прецизійні парові канали розпилювача сопла впливають граничні умови, які визначають сили молекулярної взаємодії. Молекулярні сили діють як на межі розділу рідин, так і на межі розділу твердих фаз. На робочих поверхнях прецизійних деталей під дією молекулярних сил між корпусом і голкою розпилювача на робочій поверхні сопла розпилювача адсорбуються полярні молекули і фракції рідини, на яких з часом утворюється прикордонний шар. Ці шари мають підвищену в'язкість, відрізняючись властивостями об'ємної в'язкості і розміром молекул. При відомих значеннях товщини шару шари рідини, що утворюють шари, набувають властивостей пружної міцності на зсув. Це явище називається облітерацією (заростанням) капілярних каналів і точних парових щілин. Облітерація – складний фізико-хімічний процес, що визначається адсорбцією молекул полярної активної рідини на металевих поверхнях каналів і щілин, а також осадженням інших більш активних компонентів палива [13, 16, 28, 33].

Ступінь забруднення палива твердими і в'язкими включеннями впливає на швидкість ерозії прецизійних парів і характер протікання рідини через зазор між голкою і корпусом розпилювача. З одного боку, при фільтрації через зазор механічні домішки палива закупорюють його, а з іншого боку, на поверхнях зазору утворюється багат шарова адсорбція молекул полярної рідини. Процес руйнування розриву відбувається інтенсивно, особливо при збільшенні об'єму забруднюючих частинок. порівняти з розміром розриву. Повна облітерація зазвичай займає не більше 1 хвилини. Проте лише за певних умов може відбутися повна облітерація (заростання) простору

прецизійних пар, пов'язана з діяльністю поверхневого шару. Зі збільшенням відстані по нормалі зазор швидко зменшується [34, 35, 37].

Тому сила зчеплення молекул палива з робочою поверхнею зазору і між собою змінюється в залежності від товщини шару руйнування. Коли адсорбційний шар на робочій поверхні досягає певної товщини, точна пара в середньому шарі стає настільки пухкою, що більше не може протистояти зсуву сили рідини [38, 39, 46, 47, 48].

Коли зазор зменшується до певного розміру, загартовані квазітверді шари стають настільки товстими, що вони можуть закриватися, і рух (потік) рідини через зазор припиняється. Що стосується об'єкта дослідження – розпилувача дизельних форсунок, то ці умови призводять до того, що голка стирчить і звисає, припиняючи свій рух [40, 42, 49, 50, 51, 52].

Облітерацію можна проілюструвати за допомогою діаграми на рисунку 2.4.

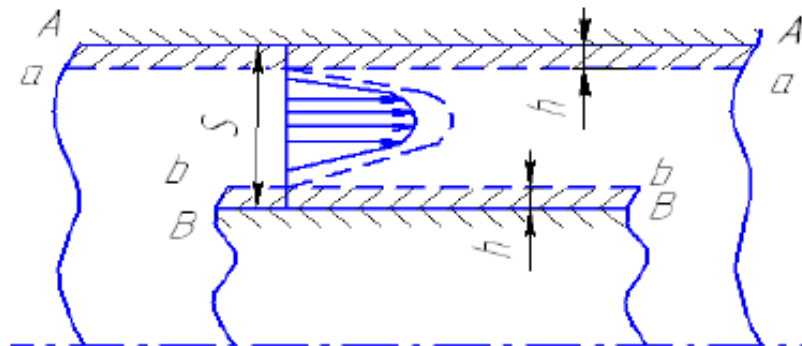


Рис. 2.4. Схема облітерації кільцевого простору

Між твердими поверхнями AA і BB знаходиться шар рідини товщиною S ; aa і bb — полярні молекули товщиною n , які є межами твердих шарів. Швидкості течії різних шарів рідини під цими шарами показані на рисунку суцільною лінією, а без розшарування — штриховою лінією.

З наведеної схеми видно, що зовнішній ефект розглянутого явища відповідає скороченню розриву. У випадку, коли товщина анігіляційного шару значно менша за розмір зазору прецизійної пари, цей шар не робить

помітного впливу на витік через розпилювальний зазор. Зі зменшенням зазору товщина анігільованих шарів, які мають властивості квазітвердого тіла, стає пропорційною його розмірам [59, 78].

Це призводить до помітного зменшення струмопровідної частини зазору і, відповідно, зменшення витрати рідини через зазор розпилювача.

Проте повне згасання зазору між голкою та корпусом розпилювача може відбутися лише за певних умов, коли активність поверхневого поля зазору зменшується зі збільшенням відстані перпендикулярно до нього [27].

Очевидно, що для розриву шириною S повне скасування відбувається за умови [24]:

$$S = 2 \text{ години} \quad (2.7)$$

Де X - товщина нашарування полярних активних молекул, μ .

Оскільки товщина прикордонного шару, що визначає екстинкцію проміжку, становить 1,5 мкм, повна екстинкція відбудеться лише у вузьких проміжках (приблизно 6–8 мкм).

Як показав аналіз проведених досліджень, завдяки динамічним нецентральному імпульсам стиснення на голці розпилювача відбувається її нахил під час осьових переміщень. По при видавлюванні рідини з невеликого зазору $\delta_2 > \delta_1$. Голка розпилювача, рухаючись з великим нахилом $\Delta\delta = \delta_2 - \delta_1$, швидше за все, притиснеться до корпусу розпилювача. Контакт голки з корпусом розпилювача типу «метал на метал», що сприяє «витягуванню» та «зависанню» (рис. 2.5).

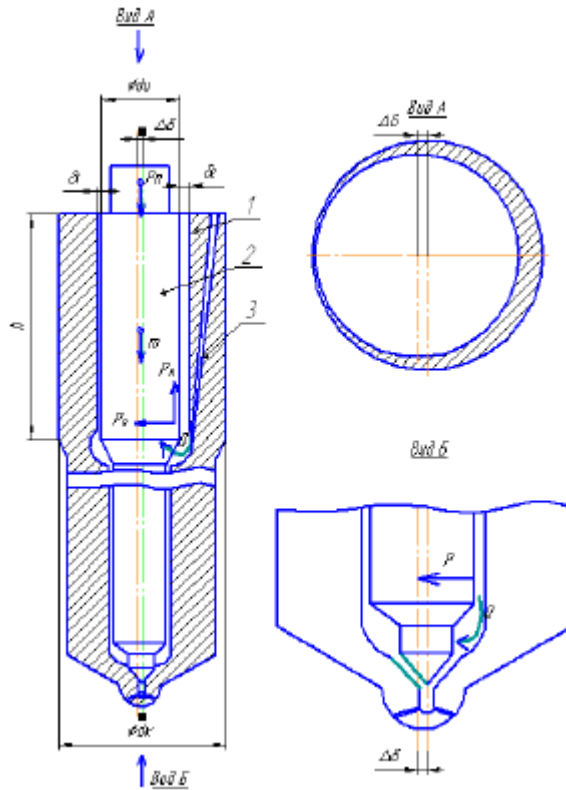


Рис. 2.5. Схема сил, що діють на голку розпилювача : 1 - корпус; 2 - голка; 3 - канал подачі палива.

З механіки відомо, що при осьовому русі циліндричних тіл без стабілізуючих сил рух є нестійким, такі стабілізуючі сили в цих конструкціях відсутні, оскільки постійна наявність рівномірної паливної плівки мало ймовірна при відносно великій довжині робочої поверхні голка, з'єднана з корпусом розпилювача.

2.3. Визначення залежності параметрів подачі палива від основних робочих показників з урахуванням часу припрацювання двигуна

Виходячи з аналізу досліджень, основними причинами погіршення параметрів дизеля сільськогосподарської техніки є відхилення подачі палива від оптимальних значень. Зниження потужності, збільшення витрати палива, а також збільшення відмов систем, вузлів і деталей значною мірою визначаються ефективністю, рівнем експлуатації та надійністю паливної

апаратури [67, 68].

Загальноприйнятими показниками паливної ефективності дизельних двигунів є: N_e – ККД двигуна по потужності, кВт; g_e – питома витрата палива, кг/ кВт·год ; $M_{кр}$ – крутний момент на валу двигуна, Нм; G_t – годинна витрата палива, кг/год.

Продуктивність ДДСГТ залежить від крутного моменту на валу двигуна, отриманого на гальмівному стенді $M_{кр}$, і частоти обертання вала двигуна n [87]:

$$N_e = 0,105M_{кр}n \quad (2,8)$$

Питомі витрати палива визначають за формулою [89]:

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} \quad (2,9)$$

Необхідне значення циклічного споживання в г/цикл визначається за формулою [87]:

$$q_{ц} = \frac{g_e N_e \tau}{120ni} \quad (2.10)$$

де τ - годинник ;

a - кількість циліндрів.

Враховуючи відомі значення для дизеля (4Ч11 /12,5), годинну витрату палива можна визначити з виразу:

$$G_T = 8,33q_{ц}n \quad (2.11)$$

Ідентичність подачі палива по циліндрах оцінюється величиною нерівномірності циклу подачі палива (СРР) (%):

$$\delta = (q_{ц\ max} - q_{ц\ min})/q_{ц\ ср} \cdot 100, \quad (2.12)$$

де $q_{с\ max}$, $q_{с\ min}$, $q_{с\ пор}$ - максимальне, мінімальне або середнє значення СРР.

З аналізу теоретичних досліджень А.В. Ніколаєнка, Н.І. Бахтіярової ,

Б.Н. Фейнлейба та Ю.М. Хаширов, видно, що значний вплив суттєво впливає на економічну ефективність ЦПП та якість його підготовки до впровадження в процес роботи ДДСГТ. Визначено основні параметри, що впливають на ЦПП у вигляді функціональної залежності:

$$q_{ц} = f(P_n, \varphi, \Gamma_n, \mu f, h), \quad (2.13)$$

де P_n - тиск на початку впорскування палива, МПа;

φ - тривалість впорскування, ° к.в.д.;

Γ_n – гідравлічна щільність розпилювача, с;

μf – ефективний прохід перетину, мм²;

h - хід голки, мм;

Тиск впорскування палива визначає дальність струменя, кут нахилу конуса струменя і розсіювання струменя палива. Відомо, що тиск упорскування зменшується в міру зношування контактних поверхонь деталей форсунки і зменшення жорсткості пружини. При зниженні тиску впорскування на 6,0...7,0 МПа порівняно з номінальним значенням витрата палива збільшується на 20...25%.

У дизельних двигунах фактична тривалість впорскування становить 14...15° на кут повороту колінчастого вала двигуна. Якщо тривалість впорскування значної кількості палива в камеру згоряння двигуна подовжується в процесі розширення, швидкість зростання тиску та максимальний тиск згоряння зменшуються.

Через недостатню фільтрацію палива під час роботи збільшується підйом голки (0,2...0,35 мм), що призводить до збільшення витрати палива.

Механічні домішки в паливі проникають в зазор між голкою і корпусом форсунки, викликаючи знос і збільшення зазору робочої поверхні розпилювача (0,2...0,8), тим самим знижуючи його водонепроникність. При цьому погіршується процес сумішоутворення і згоряння палива, знижується

потужність і ККД дизеля. З урахуванням часу роботи він змінюється залежно від (2.14) і потребує експериментальної перевірки:

$$\Gamma_{II} = \Gamma_{II(и)} + At, \quad (2,14)$$

де $\Gamma_{II(и)}$ початкове значення гідравлічної густини s , визначене на станції;

A – інтенсивність зміни гідравлічної густини .

Утворення нагару зменшує пропускну здатність отворів розпилювача, що означає, що інжектор впорскує менше палива в камеру згоряння дизеля. Дизель працює нерівномірно, продуктивність падає на 6,5...8,0 %, а при закоксовуванні розпилювачів — на 20...25 % . Ефективний переріз визначається за формулою [60, 87]:

$$\mu_f = \frac{100Q}{10t\sqrt{2g\gamma\Delta P}} \quad (2,15)$$

де Q – витрата палива внаслідок розливу форсунки розпилювача під час експерименту , г;

t – час експерименту, с;

g - прискорення сили тяжіння, см/с^2 ;

γ – густина палива, кг/см^3 ;

ΔP - перепад тиску, МПа.

Для виключення процесу згасання, а також інтенсивності зношування РПРФ була висунута гіпотеза: довговічність ДФ та робочі параметри ДДСГТ можна підвищити за рахунок збереження характеристик робочої поверхні шляхом модернізації РФПА (рис. 2.6). У напрямній частині розпилювача пропонується зробити спіральну канавку під кутом α , що сприяє осесиметричному тиску рідини, що надходить з канавки в зазор між корпусом і напрямною частиною голки розпилювача.

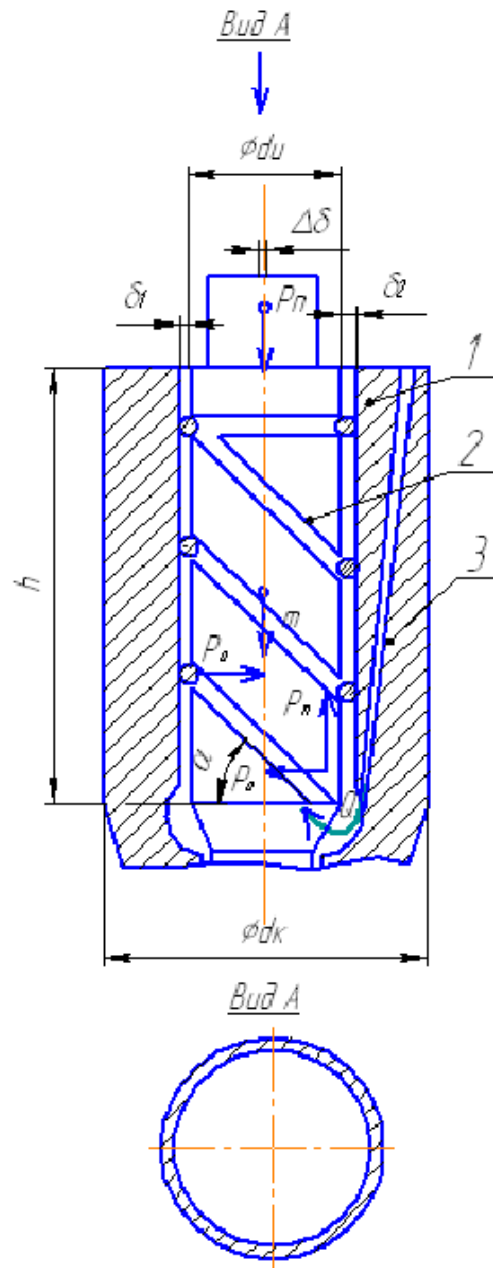


Рис. 2.6. Схема дії сил рідини на напрямну частину голки розпилювача

Рідина, яка заповнила гвинтові канавки 3, закручує голку 2 і надає їй руху додаткову стійкість. Аналіз показав, що це визначення потребує експериментальної перевірки. Необхідно встановити залежність коефіцієнта опору зазору $K_{\text{ш}}$ від його форми

$$\frac{Q_{\text{к}}}{Q_{\text{н}}} = K_{\text{ш}} \quad (2,16)$$

де Q_K - об'єм кінцевого запасу палива, мм³;

Q_H – об'єм початкової подачі палива, мм³.

Пропонована модернізація дозволить знизити інтенсивність зношування напрямної та замикаючої частини форсунки розпилювача. При цьому, щоб виключити руйнування, пропускна здатність ППЗП, яка визначається коефіцієнтом опору зазору $K_{ш}$, залежить від сумарного об'єму палива в спіральній канавці V_k і зазорі V_{δ} напрямної частини ППЗ, а також від ступеня забруднення палива $S_{заг}$.

Об'єм палива в зазорі визначається за формулою:

$$V_{щ} = V_k - V_{и} \quad (2,17)$$

де V_k - об'єм корпусу розпилювача, мм³;

$V_{и}$ – об'єм голки розпилювача, мм³;

Об'єм визначається за формулою [90]:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} H \quad (2,18)$$

де D - діаметр корпусу розпилювача в мм;

H – висота корпусу розпилювача, мм.

Довжина спіральної канавки визначається за формулою [89]:

$$l = \sqrt{S^2 + (\pi D)^2} \quad (2,19)$$

S - крок гвинтового паза, мм.

$$S = tg\varphi \cdot \pi D \quad (2,20)$$

де $tg\varphi$ – кут нахилу спіральної канавки, °

Отже, для забезпечення пропускної здатності необхідно, щоб

коефіцієнт лобового опору зазору прагнув дорівнювати $K_{\text{щ}} = 1$. При цьому $K_{\text{щ}} = f(C_{\text{заг}}, V_k)$ необхідно визначити експериментально.

Отримані теоретичні залежності дають змогу довести, що покращення показників ДДСГТ можливе за рахунок зміни циклічної подачі модернізованих форсунок розпилювача у вигляді функціональної залежності:

$$q_{\text{ц}} = f(P_{\text{н}}, \varphi, \Gamma_{\text{п}}, \mu f, h, K_{\text{щ}}, C_{\text{заг}}, V_k, V_{\delta}) \quad (2,21)$$

Для підтвердження висунутих положень були проведені експериментальні дослідження показників ЦПП та ефективності ДДСГТ з використанням серійних та модернізованих форсунок.

2.4. Висновки по розділу

1. Одним із перспективних напрямків підвищення довговічності насадок є покращення властивостей робочих поверхонь прецизійних деталей з урахуванням зміни умов і режимів роботи СГТ шляхом модернізації деталей РФПА.

2. Згідно з проведеними дослідженнями, параметри ЦПП, які визначають кількість і якість розпилення палива, залежать в основному від властивостей палива та конструктивно-технологічних параметрів соплового розпилювача.

3. Робочі поверхні розпилювача форсунок (РПРФ) є нижчими елементами в ієрархічній схемі ДДСГТ і дозволяють контролювати надійність і ефективність ДДСГТ та мають суттєвий вплив на циклову подачу палива в цілому.

4. З метою підвищення економічності дизельних двигунів та зменшення впливу цих факторів запропоновано функціональне збереження властивостей розпилювача форсунок шляхом модернізації голки розпилювача.

РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для підтвердження теоретичних досліджень та уточнення отриманих залежностей дослідження паливної системи дизельних тракторних двигунів запропоновано програму, яка включає:

- хімічний аналіз дизельного палива на елементний і склад ;
- методика дослідження процесу паливоподачі с модернізовані розпилювачі;
- дослідження робочих параметрів серій і модернізовані форсунки;
- порівняльні дослідження показників роботи компанії Дизельні двигуни зі стандартними і модернізованими інжекторними форсунками.

Блок-схема проведення експериментальних досліджень наведена на рисунку 3.1.

3.1. Обладнання для експериментування та дослідження дизельних форсунок

Для експериментів і досліджень використовуються:

- розпилювач насадка ФД-22 з РД 4x0,29 (11.1112110-А), всього 28 шт., що відповідають вимогам технічної документації;
- ТНВД УТН-5 (240-1100150);
- Патрубок високого тиску подачі палива (4 шт.);
- стенд для регулювання паливного насоса високого тиску КИ-921М;
- Стенд гальмівний (КИ-5543) з двигуном 4Ч11 /12,5 (Д-240);
- прилад для перевірки та регулювання форсунок КИ-3333;
- стенд для визначення рухливості голки розпилювача форсунки ПВФ;
- комплект приладів для визначення прохідного перерізу форсунки розпилювача КИ-15713 до стенду постійного тиску КИ-921М;

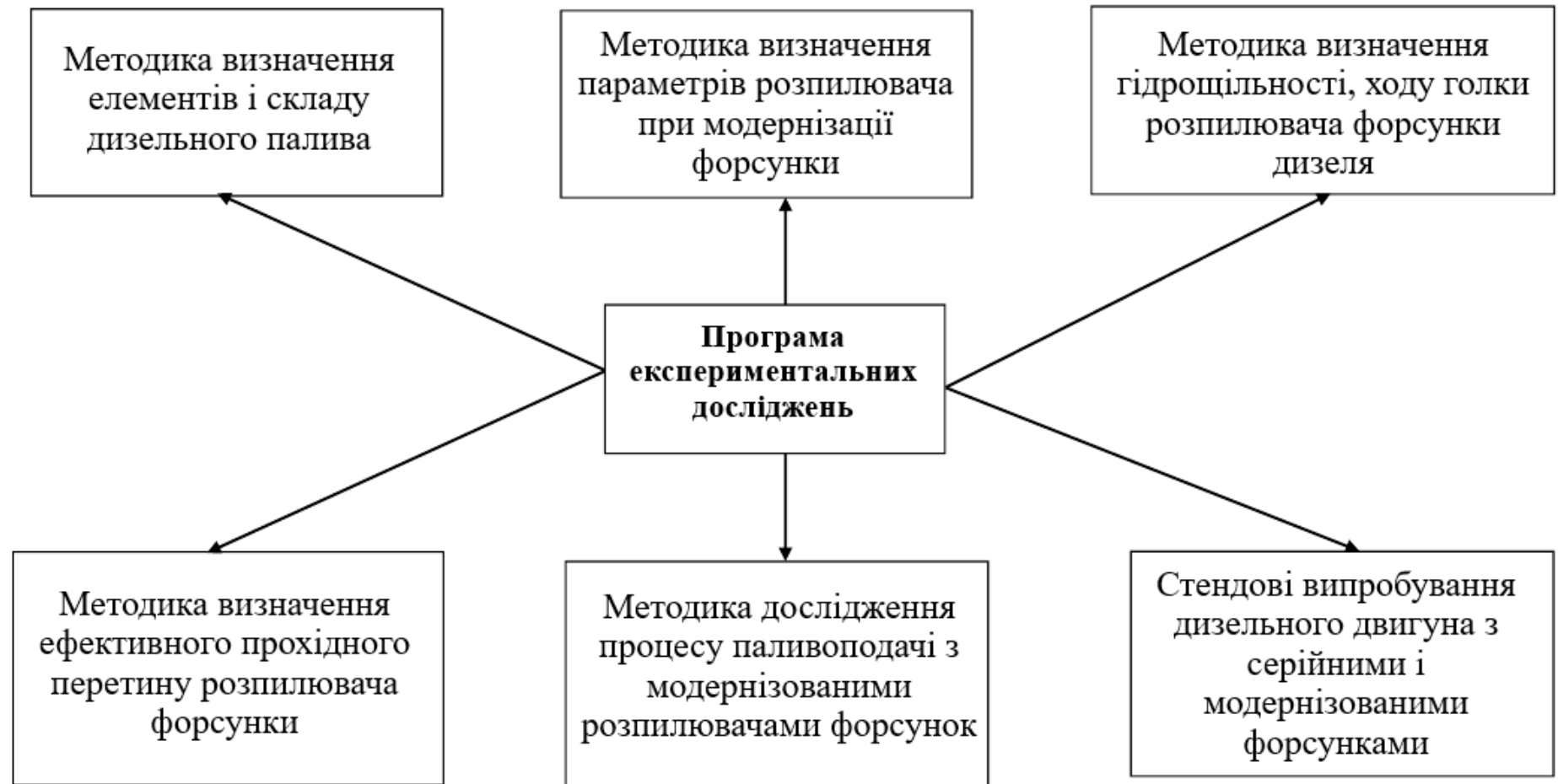


Рис. 3.1. Структурна схема експериментальних досліджень

Формується 28 насадок: 3 комплекти насадок зі стандартними насадками (12 насадок) і 3 комплекти насадок з модернізованими насадками (12 насадок).

Форсунки ФД-22 (02.10. АЗПИ) повинні бути налаштовані на згідно ТУ 23.1.184-76 БЗТА.

Віскозиметр капілярний ВЖ-2 ОСТ 10028-67 з діаметром капіляра 0,99 мм.

Густиномір нафти з максимальним значенням вимірювання густини палива 0,750-0,830 і 0,830-0,910 г/см³ по ГОСТ 1289-57.

Термометр ртутний ГОСТ 2823-59 з максимальним вимірюванням 50 °С, ціна поділки 1 °С.

Годинник тахометр «СК» тип 751 з поділкою 10 об/хв.

Індикатор ГОСТ 577-68 типу «ІЧ» з максимальним показанням 0-10 мм і поділкою 0,01 мм.

Секундомір з поділкою 0,2 с.

Ваги лабораторні АН-220СЕ, з точністю вимірювання 0,001 г.

3.2. Методика визначення елементів і складу дизельного палива

Особливий вплив на технічний стан паливної апаратури має стан робочих поверхонь форсунки інжектора. На процес зношування робочих поверхонь прецизійних пар деталей розпилювача форсунки впливає як гідроабразивний знос, викликаний дрібними абразивами, що переміщуються разом з паливом, так і ерозійно- кавітаційний знос робочих поверхонь голки і корпусу розпилювача форсунки. дизельного двигуна [44, 45, 46].

До абразивних забруднювачів в основному відносяться ґрунтовий пил (дорожній і польовий) і продукти зношування у вигляді високодисперсних частинок металу. Проте дизельне паливо на шляху до місця доставки забруднюється на 0,0002-0,0630%. Система паливного живлення дизельних

двигунів вимагає палива високої чистоти, відповідно до ГОСТ 305-2013 механічні домішки в паливі повинні бути повністю відсутні. Основний знос робочих поверхонь викликають частинки, менші розміру зазору між голкою і корпусом розпилювача насадки. У таблиці 3.1 наведено вимоги до якості дизельного палива [93].

Таблиця 3.1

Вимоги до якості дизельного палива

Назва показника	Значення для марки				Метод випробування
	Л	Е	З	А	
1. <u>Цетанове число</u> , не менше	45				Відповідно до ГОСТ 32508 (при установці типу CFR . ГОСТ 3122, стандарти [1] - [4]
2. Фракційний склад: 50% переганяють при температурі °С, не вище 95% (за об'ємом) переганяють при температурі °С. не вище	280 360	280 360	280 360	255 360	Відповідно до ГОСТ ISO 3405, ГОСТ 2177 (метод А)
3. Кінематична в'язкість при 20 °С мм/с (сСт)	3,0 - 6,0	3,0 - 6,0	1.8- 5.0	1,5 - 4.0	Відповідно до ГОСТ 33, стандартів [5], [6]

<p>4. Температура спалаху, визначено в закритий тигель . °С, не нижче: для локомотивних і суднових дизельних двигунів і газових турбін; для дизельних двигунів загального призначення</p>	62	62	40	35	Відповідно до ГОСТ ISO 2719, ГОСТ 6356
<p>5. Масова частка сірки, мг/кг, не більше</p>	2000 рік				Згідно стандарту [7], ГОСТ 32139, згідно стандарту [7] ГОСТ 19121. Стандарти [9]*- [13]
<p>6. Масова частка меркаптанової сірки , %, не більше</p>	500				Відповідно до ГОСТ ISO 20846. Стандарти
<p>7. Масова частка сірководню</p>	0,01				Згідно ГОСТ 17323
<p>8. Випробування на мідній пластині</p>	відсутність				Згідно ГОСТ 17323
<p>9. Вміст водорозчинних кислот і основ</p>	Витримує 1 клас				Згідно ГОСТ 6321, ГОСТ ISO 1160. ГОСТ 32329
<p>10. Кислотність, мг КОН на 100 см паливо, більше нічого</p>	відсутність				Згідно ГОСТ 6307
<p>11. Йодне число, г йоду на 100 г палива, не більше</p>	5				Згідно ГОСТ 5985
<p>12. Зольність, %, небел</p>	6				Згідно ГОСТ 2070
<p>12. Зольність, %, небел</p>	0,01				Відповідно до ГОСТ 1461, стандартів [14], [15]

13. Коксівність : 10 % від залишку, не більше %	0,20				Згідно ГОСТ 32392. ГОСТ 19932
14. Загальне забруднення, мг/кг, не більше	24				Відповідно до стандарту [16]
15. Вміст води, мг/кг. не більше	200				Відповідно до стандарту [17]
16. Щільність при 15 °С кг/м ³ ; не більше	363,4	863,4	843,4	833,5	Відповідно до стандартів [18] - [22]
17-й кордон температура Фільтруємість, °С. не вище	Мінус 5	Мінус 15		-	Згідно ГОСТ 22254, ГОСТ Е Н 116
	-	-	мінус 35	мінус 45	

Якість палива є одним з найважливіших факторів, що визначають стабільність параметра подачі палива.

Аналіз якості дизельного палива проводився в атестованій науково-дослідній лабораторії «Паливно-мастильні матеріали, системи приводу тракторних двигунів» Національного університету біоресурсів і природокористування України з використанням методів дослідження та спеціально встановленого обладнання. Відбір проб здійснюється з паливних резервуарів на складах з наступним періодом підготовки, під час якого проби готуються для подальших досліджень [93].

При визначенні якості дизельного палива визначають такі показники: прозорість, фракційний склад, колір, наявність механічних домішок, щільність, в'язкість, вміст власне смол, водорозчинних кислот, лугів і сірки. Відповідно до ГОСТ 305-82 дизельне паливо має відповідати показникам і властивостям, наведеним у таблиці 3.1.

Усі зразки палива зберігалися в однакових умовах при кімнатній температурі в скляній тарі. Для запобігання осіданню порошу паливо перед дослідом ретельно перемішують. При зміні умов дослідження відповідно до плану та матриці кювети, в яку поміщали зразок, її промивали та очищали в мийній установці.

Аналіз показує, що вибране для експерименту паливо повністю відповідає всім параметрам ГОСТ 2177-99.

Ступінь забруднення палива залежить від технічного стану робочих поверхонь деталей інжектора. Механічні забруднення проникають на робочі поверхні точних деталей з ПА і викликають їх знос. Тому серед деталей автомобіля особливе значення мають контактні між собою робочі поверхні прецизійних частин інжекторного розпилювача.

3.3. Методика визначення параметрів розпилювальних форсунок

3.3.1. Спосіб функціонального резервування робочої поверхні форсунки розпилювача

З метою розробки пропозицій щодо вдосконалення шляхів підвищення ефективності ДДСГТ та економічності використання (на прикладі двигуна 4Ч11 /12,5 (Д-240)) у наших дослідженнях використано перспективну методику. З метою підвищення ефективності технологічних процесів, а також паливної економічності дизелів, функціонального збереження властивостей проведено РПРФ шляхом модернізації голки розпилювача.

Для проведення експериментальних досліджень в науково-навчальній лабораторії кафедри надійності техніки виготовлені дослідні зразки дослідних насадок. За зразок були взяті серійно виготовлені форсунки закритого типу ФД-22 і виготовлений гвинтовий канал, який закінчувався кільцевим каналом у напрямній частині голки розпилювача.

При такій модернізації тиск палива за рахунок осесиметричного

переміщення голки розпилювача сприяє рівномірному зносу робочої поверхні розпилювальної форсунки, покращує якість розпилення палива, підвищує робочі параметри та зменшує руйнування форсунки дизельного сопла.

на робочій поверхні циліндричної частини голки фрезою Elbor виконана спіральна канавка під кутом 40° радіусом r . Цьому сприяє осесиметричний тиск рідини на голку, яка витікає зі спіральної канавки в зазор (рис. 2.5). Дизельне паливо в спіральному каналі забезпечує мастило, а також підвищує надійність розпилювача за рахунок створення обертового руху голки, що знижує ймовірність зміщення осі голки та її «заїдання» і зависання. Крім того, підвищується герметичність замикаючого конуса, оскільки пом'якшується ефект закручування замикаючої частини голки на посадочне місце корпусу розпилювача, чого не спостерігається в серійних обприскувачах.

Досліди проводили на модернізованих форсунках, під час яких технологічну рідину заливали через зазор із різним ступенем забруднення. Результати були зареєстровані протягом 30 хвилин. Метою цього експерименту було визначити вплив об'єму палива в спіральній канавці на фракцію зазору між корпусом розпилювача та голкою, що визначає об'єм палива в зазорі.

3.3.2. Методика визначення водонепроникності дизельної форсунки

Зміна витрати палива залежить від стану прецизійної пари. Гідравлічну густину досліджували як у серійних, так і в модернізованих обприскувачах. Визначення водонепроникності розпилювачів проводили згідно з ГОСТ 8669-75 і ГОСТ 8669-82. Приладом КІ-3333 (рис. 3.2) визначали рухливість голки за шумом впорскування, якість розпилення, герметичність

замикаючого конуса, гідравлічну щільність і тиск при початку впорскування палива.

При визначенні водонепроникності в якості робочої рідини використовувалася технологічна рідина (суміш дизельного палива і веретенного масла) за ГОСТ 25708-83. Температура дизельного палива становить від 20 до 22 °С . В'язкість становить від 10,42 до 10,44 сСт (мм² /с).



Рис. 3.2. Прилад КИ-3333 для перевірки та регулювання форсунок.

За результатами отриманих експериментальних даних побудовано графіки залежності зміни гідравлічної густини від часу роботи модернізованих та серійних розпилювальних форсунок.

3.3.3. Методика визначення ефективного перерізу розпилювача

На початку випробувань була перевірена комплектність стендів і стан вузлів, агрегатів і обладнання за технічними характеристиками. Для визначення ефективного перерізу витрати розпилювачів на пролиту площу використовувався комплект приладів КИ-15713 до налагоджувального стенду КИ-22201 (рис. 3.3).

Робочим середовищем є дизельне паливо з температурою 36-40 °С, масова частка густини палива 0,82–0,81 г/см³. Маса проби розлитої технологічної рідини становила 500 г. Перепад тиску становив 50000 г/см² (5 МПа).



Рейс. 3.3. Стенд КИ-22201 з комплектом обладнання КИ-15713

За результатами даних розливу складено таблицю з розрахунковими значеннями ефективного перерізу проходження (μf) по всій площі ділянки та можливої масової щільності дизельного палива. Як серійні розпилувачі, а також, відповідно, паливопроводи високого тиску до них, вони були обрані за середніми значеннями ефективного перерізу (μf) в межах цього розподілу. Далі було проаналізовано розподіл гідравлічної густини прецизійних пар у III групі. Для аналізу отриманих даних був складений статистичний ряд, розділений на n рівних інтервалів.

Характерно, що зміна ефективного перерізу каналу (μf) неоднакова для різних часів роботи. У межах напрацювання 0...1500 мотогодин

зміна $\mu_{\delta} f_{\delta}$ описується параболою другого порядку

$$\mu_{\delta} f_{\delta} = 0,255 - 1,98 \cdot 10^{-5} + 1,61 t^2 \quad (3.1)$$

застосовували манометр з вимірювальною шкалою 400 кгс / см² (40,0 МПа) і поділковою шкалою 2 кгс / см² (0,2 МПа) (рис. 3.2).

Після установки розпилювача в корпус форсунки його монтували на дизель і підключали до відповідних паливопроводів високого тиску .

3.3.4. Спосіб визначення ходу голки розпилювача

Для вимірювання шляху інжекторної голки деталі ретельно промивають у попередньо відфільтрованому паливі. Точність відліку по шкалі індикатора 0,01 мм. Пристрій з індикатором для визначення руху голки при роботі розпилювача форсунки дизеля показано на рис. 3.4.



Рейс. 3.4. Прилад ПУФ 3 для визначення рухливості голки розпилювача

За результатами отриманих експериментальних даних побудовано графіки залежності зміни ходу голки від часу роботи модернізованих та

серійних розпилювачів.

3.3.5. Спосіб визначення циклічної подачі розпилювача

На стенді КІ-35478 (рис. 3.5) визначали продуктивність секцій паливного насоса з модернізованими та стандартними розпилювачами. Для визначення циклічної подачі ПНВТ працював у номінальному режимі, що відповідає частоті обертання розподільного вала (1100 об/хв), та в режимі перевантаження (850 об/хв). Мірний стакан з межею вимірювання 100 см^3 і розміром поділки 1 см^3 . Швидкість додатково контролювалася тахометром годинникового типу.

Вони перевірили точність манометра, тахометра та лічильника циклів і відкалібрували чашки. У направляючих втулках корпусів датчиків нарізані поздовжні канавки, щоб уникнути помилок у визначенні ємності через можливе накопичення палива в паливозбірних камерах датчиків.

На кожному етапі контролю перевірялися параметри насоса за допомогою комплекту серійних і модернізованих форсунок і ПНВТ, а в разі відхилення від мінімуму проводилося подальше регулювання та використовувалися спеціальні паливопроводи. Початковий тиск впорскування у всіх форсунках 17,8 МПа.



Рейс. 3.5. Стенд КИ-35478 для перевірки та регулювання паливного насоса

Результати налаштування насоса зі стандартними та модернізованими форсунками наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2.

Результати регулювання ТНВД в режимах послідовного та розширеного інжектора

режим	частота обертання, n , хв ⁻¹	кількість циклів, n год	дизельні форсунки			
			модернізована форсунка і		серійна форсунка і	
			ПВТ		ПВТ	
			q_s , см ³ /хв	α , ступінь	q_s , см ³ /хв	α , ступінь
Номінальний	1100	1000	74.8	45	74.2	45
Перевантаження	850	850	73.2	46	73.8	46

ПРИМІТКИ: Тиск в головці насоса становить 0,1 МПа.

Результати конструювання та випробувань паливного насоса високого тиску наведені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3.

Результати регулювання паливного насоса

Назва показника	Од. вим.	Частота обертання , хв ⁻¹	Секція №			
			1	2	3	4
Початкова дія регулятора		1120	-	-	-	-
Повне припинення постачання	хв ⁻¹	1210	-	-	-	-
Продуктивність секції:						
в номінальному режимі	см ³	1100	75,0	75,5	76,0	75,0
в режимі перевантаження	см ³	850	85,0	88,0	88,0	83,5
початок дії коректора подачі		1020	76,5	77,5	77,0	77,0
Початок кута впорскування палива за даними стробоскопа	Град.	1100	45	135	315	220

ПРИМІТКИ: Тиск головки паливного насоса становить 0,16 МПа.

Кількість циклів 100

У всіх початкових і контрольних етапах випробувань всіх комплектів розпилювачів контрольна різниця не перевищувала 1,2 кВт за значеннями потужності та 10 г/кВт*год за питомою витратою палива.

3.4. Стендові випробування дизеля з серійними та модернізованими розпилювачами

Порівняльні експлуатаційні дослідження зміни параметрів форсунок (на прикладі форсунки ФД-22 дизеля 4Ч11 / 12,5) з серійними і модернізованими форсунками проводили згідно з ГОСТ 18509-88 «Двигуни дизелі тракторні і комбайнові». Стендові методи

випробувань». У ЦНИТА розроблено методику прискорених випробувань, спрямовану на прогнозування технічного стану обприскувача в залежності від напрацювання. Методика дослідження базується на діючих ГОСТах, ТУ, РТМ. Випробування проводились в атестованій лабораторії «Паливно-мастильні матеріали та системи приводу автотракторних двигунів».

Прискорені порівняльні тести серій і модернізовані обприскувачі проводяться за наступними правилами:

використовували технологічну рідину, «опудрену» кварцовими порошками згідно з ГОСТ 3647-80 із середнім розміром зерен 3...14 мкм . На 1 тонну рідини потрібно було 50 г абразиву необхідної зернистості , суміш отримували в тій же масовій частці за ГОСТ 3647-80 порошки М5 (3-5 мкм), М7 (5-7 мкм).

2. Паливо розраховане так, щоб все дизельне паливо проходило через стандартні та модернізовані форсунки 35-40 разів за 10 годин.

3. Подача палива через форсунки здійснювалася ТНВД УТН-5, двигуном 4Ч11 /12,5 Д-240, адаптованим до режимів, для яких призначені форсунки.

водонепроникність, підйом голки за допомогою серійних і модернізованих розпилювачів і встановлено тиск впорскування 17,5 МПа (за КІ-3333) відповідно до діючих технічних умов по ГОСТ 10579-88.

5. Випробування були поділені на кілька етапів, кожна тривалістю 10 годин. Після закінчення часу проводили вимірювання досліджуваних показників і контролювали стан форсунок-розпилювачів.

Під час експерименту форсунки працювали в умовах, що відповідають режимам роботи паливної апаратури високого тиску двигуна 4411/12,5 (Д-240). Двигун трактора в основних сільськогосподарських господарствах

працює: 80% – в номінальному режимі, 13% – в режимі холостого ходу і 7% – в режимі часткові навантаження [31].

Тому випробування двигуна 4Ч11 /12,5 зі стандартними та модернізованими сопловими розпилювачами проводили в наступних режимах [41]:

1) Тривалість випробування 8 год: частота обертання вала паливного насоса відповідає $n - 1100 \text{ хв}^{-1}$, циклічна подача $q_{\text{с}} = 69 \text{ мм}^3 / \text{цикл}$.

2) Випробування проводили протягом 1 години 18 хвилин з такими параметрами: $n - 600 \text{ хв}^{-1}$, $q_{\text{тс}} - 27 \text{ мм}^3 / \text{цикл}$.

1) Випробування проводили тривалістю 42 хвилини з параметрами $n = 850 \text{ хв}^{-1}$, $q_{\text{тс}} = 80 \text{ мм}^3 / \text{цикл}$.

Після кожного етапу роботи насоса переводили на чисте паливо і після промивки оцінювали стан штатних і модернізованих форсунок.

При підготовці до випробувань стенду КИ-5543 (рис. 3.6) були проведені наступні роботи:

- Перевірка комплектності стенду та кріплення вузлів;
- межа шкали вагового механізму – 75 000 г, часткова ціна – 1 000 г;
- швидкість обертання;
- Перевірка вимірних значень вимірювальних приладів стенду.

Перед початком випробувань двигун пропрацював 60 годин на всіх режимах. Далі була проведена ретельна перевірка роботи по регулюванню кріплення і заміні масла в картері двигуна.

Під час випробувань двигунів також реєстрували відносну вологість і тиск навколишнього повітря, температуру двигуна та температуру дизельного палива на початку та в кінці дослідів [76].

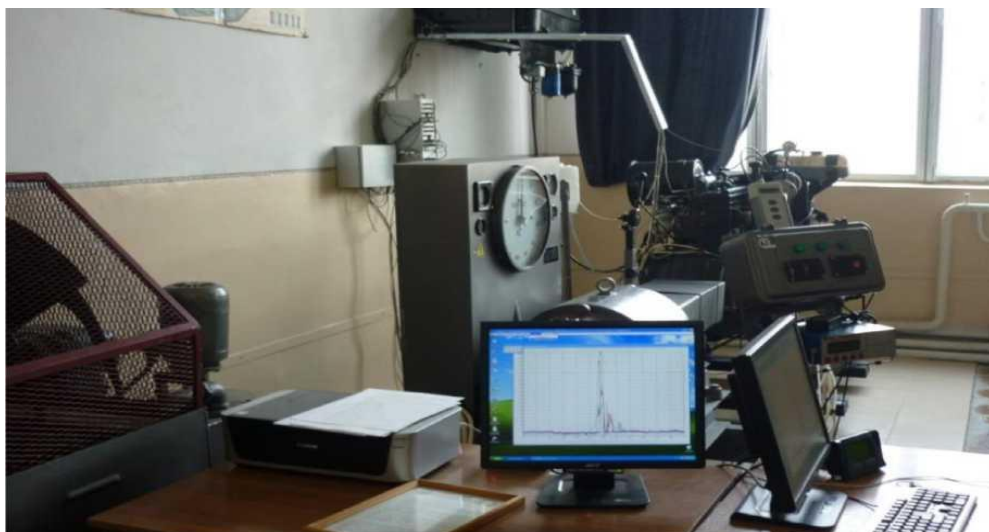


Рис. 3.6. Стенд КИ-5543 для випробування гальмування двигуном

Тепловий режим двигуна підтримується в таких межах: температура води в системі охолодження до 80-90 °С , масла 85-95 °С . Під час обробки результати випробувань приведені до стандартних умов згідно з ГОСТ 18509-80.

Дизель 4Ч11 / 12,5 (Д-240) , який пройшов 60 годин обкатки і забезпечує стабільні показники крутного моменту, швидкості і питомої витрати палива. Досліди проводили на дизельному паливі та дизельному паливі ГОСТ 305-82 того ж виробника.

встановити 24...25° кутом повороту колінчастого вала . Після установки паливного насоса високого тиску двигун повністю прогривається для забезпечення стабільної погодинної подачі палива.

Після повного прогріву ТНВД знімали швидкісні характеристики дизеля 4Ч11 /12,5 при частоті обертання колінчастого вала 600...2200 хв⁻¹ визначено наступні основні показники дизелів: крутний момент і ефективна потужність, ефективна питома витрата палива і годинна витрата палива.

РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ

4.1. Аналіз результатів випробувань дизельного палива

Дослідження проводились в атестованій лабораторії «Паливно-мастильні матеріали та системи приводу двигунів автотракторів». Повірене контрольно-вимірювальне та реєструюче обладнання дозволило з достатньою точністю вимірювати досліджувані параметри. Зразки беруться з паливних баків на складах. Потім йде підготовчий етап, під час якого зразки готуються для подальших досліджень.

Насправді дослідження дизельного палива - це не єдине, а ціла серія досліджень, результатом яких є маса сірки, вуглецю і водню, вологість і зольність досліджуваного палива. Усі дослідження цих зразків були розділені на лабораторні та аналітичні.

При аналізі якості дизельного палива перевіряють такі показники: колір, прозорість, фракційний склад, щільність, наявність механічних домішок, в'язкість, вміст власне смол, водорозчинних кислот, лугів і сірки.

За результатами аналізу паливо відповідає ГОСТ 2177-99. Це дозволяє використовувати його в дизельних двигунах як паливо.

4.2. Аналіз результатів випробувань серійних та модернізованих форсунок дизельних форсунок

За результатами відливання форсунок з паливопроводами, пропускна здатність яких відрізнялась не більше ніж на $\pm 1 \text{ см}^3$ при 2 ходах поршня, згідно з методикою досліджень було обрано три комплекти форсунок з модернізованими та серійними форсунками. Оптимальними прийнято значення параметрів паливної системи з серійними форсунками ФД-22, оскільки метою є підвищення робочих параметрів дизельної форсунки при

збереженні параметрів паливоподавальних характеристик [39, 41].



Рис. 4.1. Розпилювачі дизельні інжекторні ФД-22 з модернізованою і стандартною голкою

На підставі отриманих результатів ми модернізували розпилювач дизельної форсунки, а саме: у напрямній частині голки розпилювача зробили спіральну канавку з параметрами $\alpha = 30^\circ$, $r_k = 0,133$ мм, $l = 21,71$ мм.

4.2.1. Аналіз результатів випробувань розпилювальних форсунок на гідрощільність

При визначенні густини води розпилювача на першому, другому та четвертому ступенях спостерігався значний розподіл значення густини води, а значення середнього квадратичного відхилення для всієї серії розпилювачів досягає 12,1 на цих етапи; 11,4; 9,9 с. В результаті коригування експериментальних даних отримано залежність:

$$H_{nc} = 25,3 - 2,04 \cdot 10^{-3} T; G_{pm} = 27,3 - 2,54 \cdot 10^{-3} T \quad (4.3)$$

Характерно, що гідравлічна густина на другому ступені порівняно з першим збільшилася з 10,5 до 13,9 с.

Графік зміни густини води серійних і модернізованих розпилювачів для всієї номенклатури випробуваних розпилювачів, складений за середніми значеннями. З графіка видно, що при дослідженні прецизійних пар на гідравлічну густина в модернізованих розпилювачах, не перевищувала заданих значень (5...7 с), термін обкатки становив 3900...4200 мотогодин і для серії після обкатки 2500...2700 мотогодин. Гідравлічна щільність не відповідає заданим значенням.

Результати досліджень із серійним та модернізованим ППЗН наведено на рисунку 4.2.

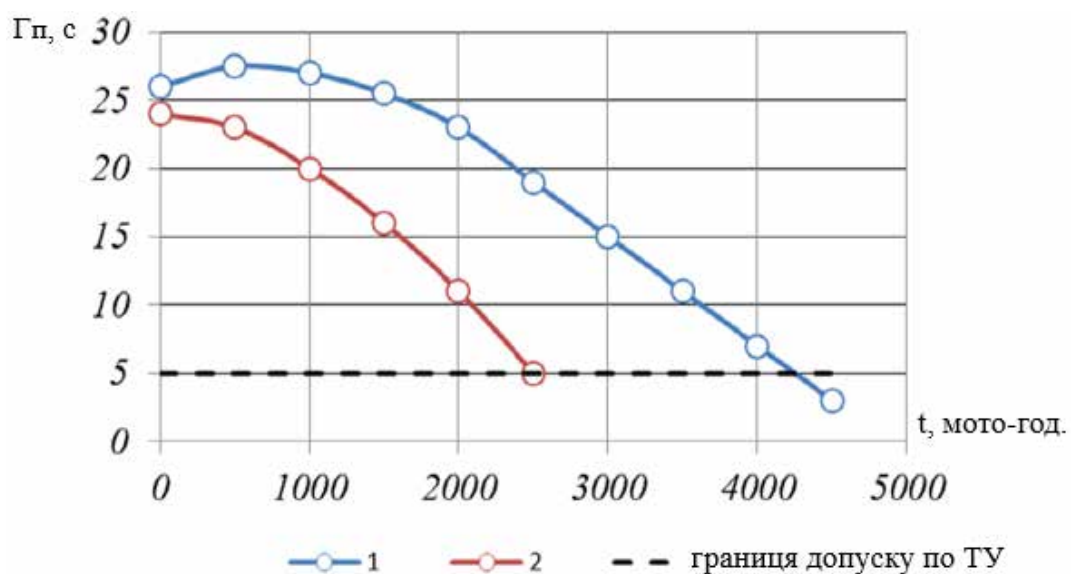


Рис. 4.2 Зміни гідравлічності серійних та модернізованих розпилювачів залежно від часу роботи: 1 – результати випробувань із

серійними форсунками; 2- результати дослідів з модернізованими форсунками.

Зниження густини води в модернізованих розпилювачах на 1,24 менше, ніж у серійних, що характеризує рівномірний знос робочої поверхні направляючого циліндра розпилювача дизеля.

4.2.2. Аналіз результатів випробування ходу голки розпилювачів форсунок

Далі було проведено випробування ходу голки серійних та модернізованих розпилювачів. Рухливість голки пульверизатора контролювали приладом ПУФ-3 ННИТА. Зміна ходу голки розпилювача h за час роботи має лінійний характер і описується рівняннями:

$$h_m = 0,240 + 1,7 \cdot 10^{-5}t; \quad h_c = 0,253 + 1,6 \cdot 10^{-5}t \quad (4.2)$$

Результати серії експериментальних даних представлені у вигляді діаграм на рисунку 4.3.

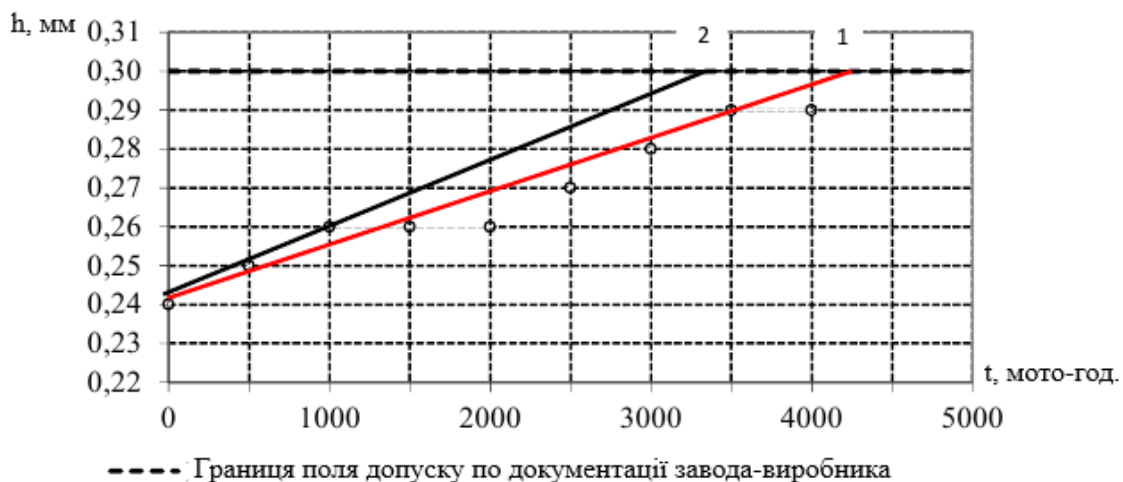


Рис. 4.3. Графік зміни ходу голки серійних і модернізованих розпилювачів: 1 - з модернізованими розпилювачами; 2 - з серійними

розпилювачами

З аналізу малюнка видно, що для модернізованих розпилювачів хід голки досягає 0,290 мм, для серійних – 0,31 мм. Після 4200 годин роботи хід голки для модернізованих розпилювачів становить $h_m = 0,297$ мм, а для серійних розпилювачів після 3850 годин роботи хід голки становить $h_s = 0,30$ мм, тобто на 950 годин менше. У всьому масиві середній приріст під час випробувань становить 0,06 мм для серійних розпилювачів і 0,04 мм для модернізованих.

4.3. Стендові випробування дизельного двигуна зі стандартними та модернізованими форсунками

Випробування та регулювання форсунок проводили на приладі КИ-3333 (ГОСНИТИ) та на стенді для перевірки форсунок КИ-35478.

здійснюється згідно з рекомендованими технологіями та нормативно-технічною документацією дизеля 4Ч11 / 12,5 з ТНВД УТН-5. Енергетичні та економічні показники отримані при дослідженні ДДСГТ, оснащеного системою живлення з серійними та модернізованими форсунками, шляхом стендових випробувань двигуна на електрогальмівному стенді КИ-5543 . Наведені вище дані дозволяють послідовно відслідковувати динаміку зміни параметрів і ЦПП під час випробувань для кожного комплекту розпилювачів і окремо, а також низку основних параметрів комплектів форсунок.

Виходячи з аналізу проведених досліджень, основними причинами погіршення параметрів роботи дизеля є відхилення від оптимальних значень параметрів робочого циклу внаслідок зміни процесів: подачі палива, повітря, зазорів в циліндропоршнева група двигуна, режим і умови роботи. Як показує практика, 60% всіх несправностей пов'язані з двигуном. Зниження потужності, збільшення витрати палива, а також збільшення відмов систем, вузлів і деталей дизельних двигунів сільськогосподарської техніки значною

мірою визначаються ефективністю і надійністю роботи паливної апаратури.

Крутний момент на валу двигуна для модернізованих ПЗП становив 242...274 Нм, а для серійних - 230...254 Нм (рис. 4.4). За результатами стендових випробувань потужність двигуна при навантаженні ДДСГТ від 600 до 2200 об/хв з модернізованими розпилювачами становить 18...55,5 кВт, а з серійними форсунками - 16...51 кВт. Годинна витрата палива ДДСГТ, оснащених модернізованими РФПА, склала 3,8 ... 12,1 кг/год, а серійних моделей - 4,8 ... 12,4 кг/год, що відповідає зниженню годинної витрати палива (G_t) на 2,5 . .4,2 %. (Рис. 4.8).

При номінальній роботі двигуна потужність на 7...8% вище, ніж у стандартних форсунок, що пов'язано з поліпшенням параметрів подачі палива.

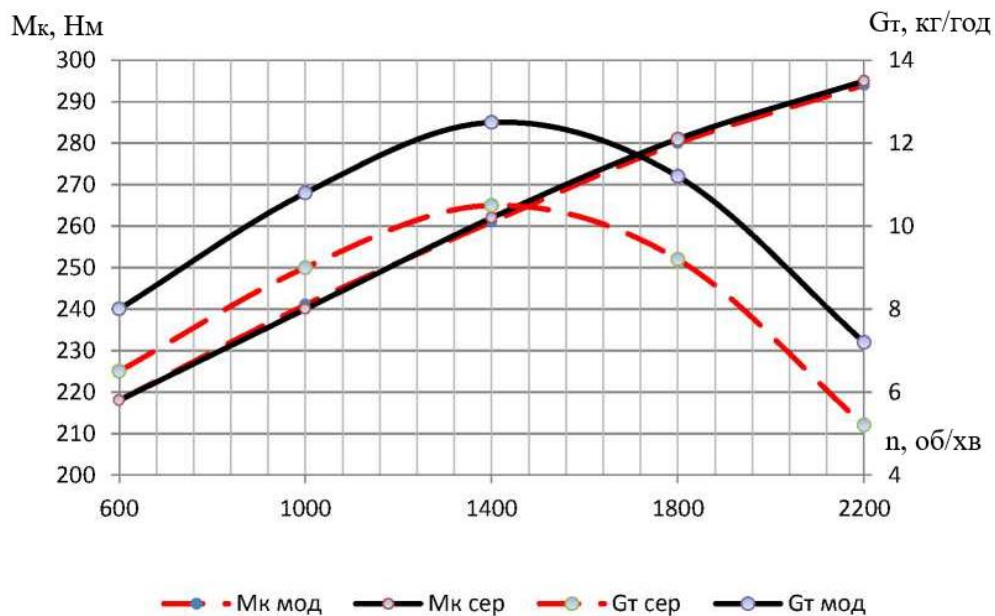


Рис. 4.4. Графік зміни крутного моменту і годинної витрати палива в залежності від числа обертів колінчастого вала двигуна (4Н11 /12,5) зі стандартними або модернізованими форсунками.

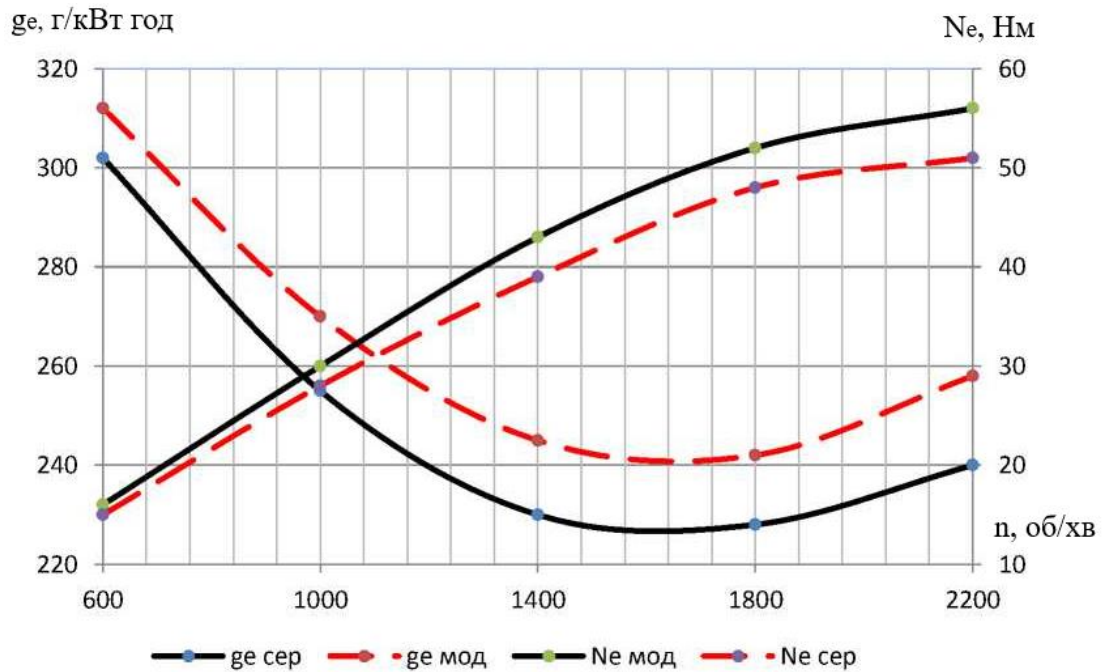


Рис. 4.5. Графік зміни ефективної потужності та питомої витрати палива в залежності від частоти обертання дизеля (4Н11/12,5) зі стандартними або модернізованими форсунками.

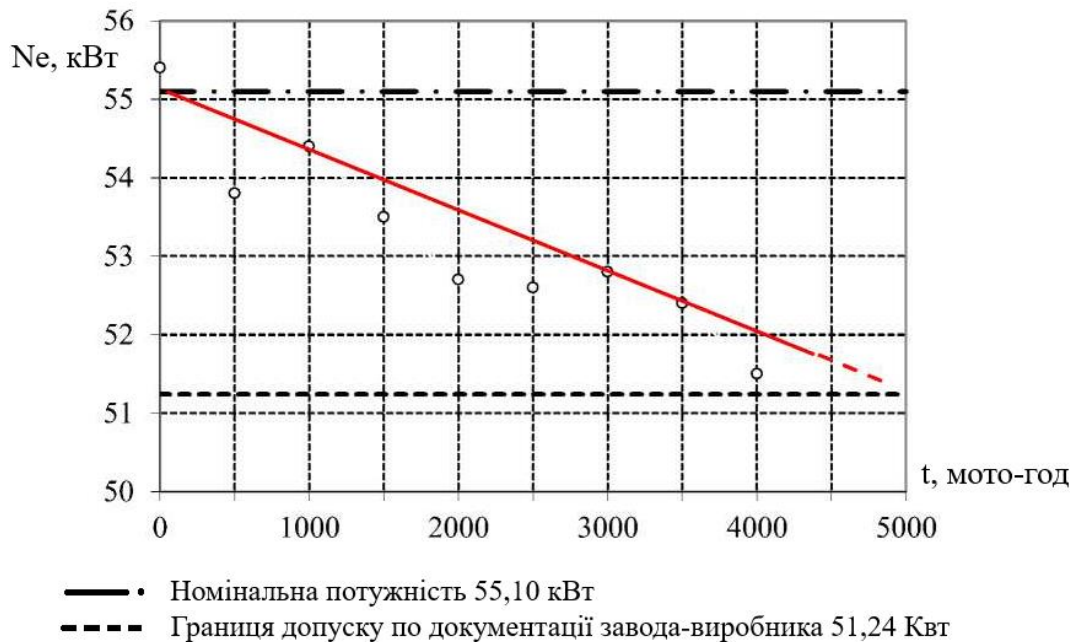


Рис. 4.6. Графік зміни ефективної потужності внаслідок роботи з модернізованими форсунками дизеля (4Н11/12,5)

Аналіз отриманих залежностей показав, що потужність ДДСГТ, оснащених модернізованими РФПА, становила 18...55,5 кВт, а з серійними 16...51 кВт при відповідній частоті обертання двигуна. Крутний момент на валу двигуна становив 274...242 Н·м для дослідних РФПА, а для серійних — 254...230 Н·м. Сумарна витрата палива ДДСГТ, оснащених дослідними РФПА, становила 4,8...12,1 кг/год, а серійними - 4,8...12,4 кг/год. Питома витрата палива ДДСГТ з модернізованими форсунками становить від 288 до 280 г/(кВт·год), відхилення становить 2 г/(кВт·год) або 0,8%. Для серійних розпилювачів вона знаходиться в межах 246...253 г/(кВт·год), що становить відхилення 7 г/(кВт·год) або 2,85%. Це перевищує неідентичність питомої витрати палива більш ніж у три рази.

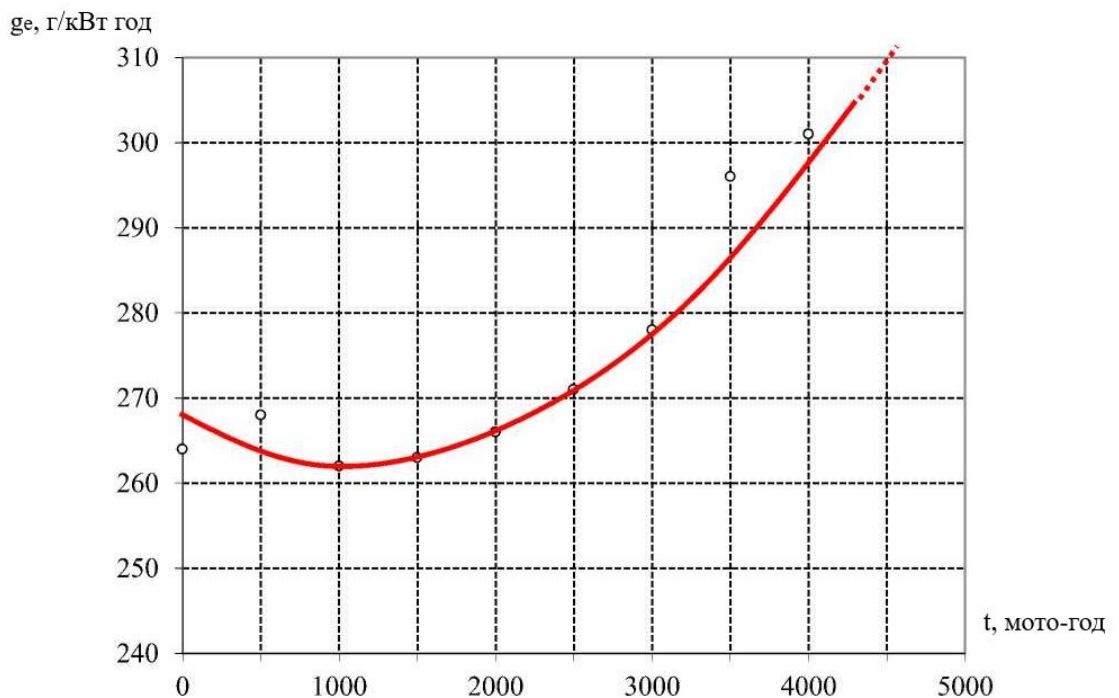


Рис. 4.7. Графік зміни питомої витрати палива для модернізованих форсунок від роботи в номінальному режимі

Застосування в ДДСГТ модернізованого РФПА дозволило збільшити потужність (N_e) в межах 6,8...12,5 %, знизити питому витрату палива (g_e) на 3,3...4,1 %, збільшити крутний момент при валу двигуна (M_k) на 5,2...7,8

% і зменшити загальну витрату палива (G_T) на 2,5...4,2 %.

4.4. Висновки по розділу

За результатами аналізу проведених експериментальних досліджень можна зробити такі висновки:

1. Використання перспективного методу підвищення ефективності паливопостачання дозволило виявити нижчий елемент системи управління надійністю та ефективністю паливопостачання за рахунок підвищення ефективності ДДСГТ. Модернізація та формування необхідних властивостей РФПА. Застосування модернізованих форсунок Ф-22 (на прикладі дизеля 4Ч11 /12,5) підтверджує висунуту гіпотезу підвищення ефективності використання енергоресурсів за рахунок підвищення ефективності ДДСГТ.

2. Функціональна надлишковість характеристик РФПА за рахунок модернізації голки розпилювача покращує ЦПП при елімінації швидкісних характеристик ПНВТ. Нерівномірність живлення при нестійких режимах роботи ДДСГТ становить 8...12% і 18,5...34% для ПНВТ, оснащених модернізованими і серійними РФ відповідно.

3. Застосування в ДДСГТ модернізованого ППЗП дозволило збільшити потужність (N_e) в межах 8,8...12,5 %, зменшити питому витрату палива (g_e) на 3,3...4,1 % та збільшити вал двигуна. крутного моменту (M_k) на 5,2...7,8 % і зниження загальної витрати палива (G_t) на 2,5...4,2 %.

4. Питома витрата палива ДДСГТ, обладнаних дослідним ППЗП, становить 288...240 г/кВт, при оснащенні серійним ППЗП 300...248 г/кВт. Крутний момент на валу двигуна становив 274...242 Н·м у дослідних РФПА і 254...230 Н·м у серійних. Сумарна витрата палива ДДСГТ, оснащених дослідними РФПА, становила 4,8...12,1 кг/год, а з серійними моделями 4,8...12,4 кг/год.

РОЗДІЛ 5. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

5.1. Методика розрахунку економічної ефективності модернізації форсунки серії ФД-22

Ефективність зниження витрати палива визначається виразом:

$$E = (Q_{\text{суц}} - Q_{\text{експ}}) \cdot \Pi_{\text{дп}}, \quad (5.1)$$

де $Q_{\text{суц}}$ – річна витрата палива трактора з серійними обприскувачами в кг

$Q_{\text{експ}}$ – річна витрата палива трактора з модернізованими форсунками, кг

$\Pi_{\text{дп}}$ - ціна дизельного палива, грн.

Термін окупності додаткових капітальних вкладень визначається за формулою [41]:

$$T = U_n / E, \quad (5.2)$$

де U_n – вартість модернізації сопла.

Витрати на модернізацію атомайзера визначаються за формулою [41]:

$$U_n = Z_d + Z_{\text{зф}} + Z_{\text{доп}}, \quad (5.3)$$

де Z_d - витрати гроші на зарплату слюсаря-діагноста;

$Z_{\text{зф}}$ - витрати, викликані переобладнанням форсунки розпилювача;

$Z_{\text{доп}}$ - витрати, пов'язані з додатковою заміною форсунок .

Виходячи з проведеного аналізу, витрати, зазначені у формулах 5.1 і 5.3, варіюються в широкому діапазоні і значною мірою залежать від таких факторів, як ціна розпилювача дизельного інжектора , якість і діагностика тощо.

Заробітна плата слюсаря-діагноста розраховується погодинно і складається з елементів [41]:

- тарифна ставка – встановлена заробітна плата працівника за виконання норми праці за одиницю часу певної складності, гривень;
- тарифний розряд – розряд залежить від складності роботи та

кваліфікації працівника;

- кваліфікаційний клас k є значенням, що залежить від рівня Навчання, щоб стати кваліфікованим робітником.

Так визначається основний оклад [41]:

$$Z_{om} = Z_T \cdot Q_T, \quad (5.4)$$

де Z_T - заробітна плата за тарифною сіткою, грн.;

Q_T – час, необхідний для зняття та встановлення інжектора, грн.

Загальний час роботи по зняттю і установці насадки становить 0,5 години.

Працівник – слюсар-діагност п'ятого розряду з посадовим окладом 230 гривень за тарифним розкладом.

Виходячи з цін на запчастини, вартість однієї форсунки-розпилювача становить 300 грн.

У вартість переобладнання форсунок входить:

- Розбирання та складання форсунки, годин;
- виготовлення гвинтового паза, грн.;
- витрати на електроенергію, кВт/год

Витрати електроенергії визначаються за формулою [41]:

$$Z_e = P_e + C_{1e}, \quad (5.5)$$

де P_e - споживана потужність машини 16К20 , кВт·год ;

C_{1e} - вартість 1 кВт електроенергії, грн.

Тоді $Z_e = 10 \cdot 4 = 40$ грн./год.

Витрати на модернізацію, встановлення насадки, розраховані за формулами (5.3-5.7), дані представлені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

Витрати на переобладнання для заміни та модернізації розпилювача форсунок

№ н/п	Складові формули	Нарахування, %	Тарифна ставка, грн./год	Трудомісткість, год	Додаткова зарплата, грн.
1	2	3	4	5	6
1	Розбирання та складання насадки		230	0,5	115
2	Витрати електроенергії		40	0,5	20
3	Виготовлення гвинтового паза		50	0,5	10
4	Соціальне забезпечення	5.4	-	-	6,21
5	Нарахування за стаж, років	14	-	-	16,2
Разом					173,4

Отже, витрати на переобладнання чотирьох форсунок становлять:

$$Z_{зф} = 173,4 \cdot 4 = 693,6 \text{ грн.}$$

Економічний ефект від однієї мотогодини роботи тракторів ($E_{мг}$, грн./мотогод) визначається за формулою [31, 40]:

$$E_{мг} = E/P_o, \quad (5.6)$$

де P_o – ресурс модернізованої форсунки обприскувача, мотогод.

$$E_{мг} = 693,9/4300 = 0,16 \text{ грн./мотогод.}$$

Тракторний парк МТЗ-80/82 у господарствах Житомирської області налічує в середньому 15-25 тракторів. Виходячи із середнього значення 20 тракторів МТЗ 80/82 з річним напрацюванням 18 тис. мотогодин, річна економічна ефективність господарства визначається за формулою [31, 50]:

$$E_r = E_{мг} \cdot N_r, \quad (5.7)$$

де N_r - загальне річне напрацювання тракторів, мотогод.

$$E_r = 0,16 \cdot 18000 = 2880 \text{ грн.}$$

Термін окупності модернізованого розпилювача визначається виразом

[41]:

$$O_k = P / E_r, \quad (5.8)$$

де P – вартість року модернізації модернізованої форсунки в гривнях.

Таким чином, термін окупності модернізованої форсунки ФД-22 становить:

$$O_k = 693,6 / 2880 = 0,24 \text{ року.}$$

Розрахункові економічні показники форсунок розпилювачів наведені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2

Техніко-економічна ефективність

	Розмірність	Серійний	Розроблений
Річний час роботи	годину	1000	1000
Річна витрата палива	кг	11144	10 000
Додаткові капітальні вкладення	грн	-	693,6
Економічна ефективність	грн	-	2880
Строк окупності	рік	-	0,24

При оснащенні форсунок модернізованими розпилювачами витрата палива зменшується на 4%, економічна ефективність становить 2800 грн. в рік з терміном окупності 0,24 року по комплекту форсунок дизеля.

5.2. Розрахунок економічної ефективності модернізації розпилювача форсунки дизеля

Ефективність використання модернізованої насадки обумовлена підвищенням робочих параметрів. Вартість модернізації форсунки розпилювача на прикладі ФД-22 4Ч11 /12,5 (Д-240) визначається виходячи з

вартості демонтажу та діагностики форсунки, заробітної плати діагноста, вартості модернізації розпилювача та ін. та регулювання форсунки після капітального ремонту.

Річний економічний ефект розраховувався з урахуванням коефіцієнта дисконтування, який враховує зміну купівельної спроможності грошей, враховуючи інфляцію та можливість часткового погашення кредиту у вигляді відсотків від банку, згідно з формула [71]:

$$\mathcal{E}_r = \left(\mathcal{C}_n - \mathcal{C}_b - \left(\frac{A}{N_r} \right) \right) \cdot k_d \cdot N_r \quad (5,9)$$

де \mathcal{C}_n – ціна нового обприскувача, грн.;

\mathcal{C}_b – вартість відновлення (модернізації) розпилювача, грн.;

A - амортизація обладнання, яка віднімається від вартості технологічного обладнання в розмірі 15%; грн.;

N_r - виробнича програма на рік, шт.;

K_d - коефіцієнт дисконтування.

$$k_d = \frac{1}{(1+r+i+(r \cdot i))^n} \quad (5.10)$$

де r – облікова ставка, що відповідає процентній ставці банку, 0,17;

i - рівень інфляції за рік, 0,08;

n - номер року в послідовності, що дорівнює часу життя після відновлення прецизійної пари, років.

Рівень окупності інвестицій у розвиток технології визначається як відношення прибутку до загальної вартості модернізації сопла [71]:

$$P_i = (P / C_{in}) \cdot 100 \quad (5.11)$$

де P – балансовий прибуток за рік у гривнях.

$$\Pi = (\mathcal{C}_n - \mathcal{C}_b) \cdot k_d \left(1 - \frac{H_n}{100} \right) \cdot N_r \quad (5.12)$$

де H_{Π} - податки на прибуток, які становлять 13%.

Термін окупності інвестицій складається з витрат на дослідно-конструкторські, монтажні роботи, організацію ремонтного виробництва та необхідне обладнання K і визначається за формулою [71]:

$$T_{ок} = \frac{K}{\Delta r} \quad (5.13)$$

Витрати на модернізацію розпилювача утворюються із суми виробничих і невиробничих витрат:

$$C_{вн} = C_{пр} + C_{вн}, \quad (5.14)$$

де $C_{пр}$ - собівартість продукції, грн.;

$C_{вн}$ - позавиробничі витрати, грн.

Собівартість продукції визначали за виразом [71]:

$$C_{пр} = C_{т} + C_{осв} + C_{м}, \quad (5.15)$$

де $C_{т}$ - витрати, пов'язані з модернізацією (технологічні витрати), грн.;

$C_{осв}$ – витрати на підготовку та освоєння виробництва, грн.;

$C_{м}$ - витрати на придбання матеріалів, грн.

$$C_{м} = \sum_{i=1}^s (q_i \cdot \Pi_i) \quad (5.16)$$

де s – загальна кількість найменувань матеріалів, використаних при модернізації розпилювача,

q_i - нормативна витрата i -го матеріалу, кг

Π_i - вартість i -го матеріалу, грн

Витрати на підготовку та освоєння виробництва деталі (розпилювача) визначаються за виразом [71]:

$$C_{осв} = \frac{Z_{осв}}{N_r} \cdot t \quad (5.17)$$

де $Z_{осв}$ - витрати на розвиток виробництва в абсолютних величинах, грн.;

t – час амортизаційного періоду, $t = 5$ років.

Далі розраховуємо технологічні витрати, які складається з витрат по кожному елементу і визначається за формулою:

$$C_T = C_3 + C_o + C_{oc} + C_k + C_{пц}; \quad (5,18)$$

де C_3 - повний оклад, грн.;

C_o - загальна вартість утримання та експлуатації обладнання, грн.;

C_{oc} – загальна вартість діючого обладнання, грн.;

C_k – витрати на утримання будівлі, грн. ;

$C_{пц}$ - інші витрати на майстерню, грн.

Витрати, не пов'язаних з виробництвом $C_{вн}$, належать витрати на ремонт, реалізацію готової продукції, транспортні витрати, демонтажно-монтажні роботи, простої обладнання.

Для визначення економічних показників розробленої модернізації прецизійних пар були проведені розрахунки, які представлені в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3

Техніко-економічна ефективність

Програма відновлення, штук	1000
Ціна нової деталі грн.	300
Вартість модернізації, грн.	40
Балансова вартість обладнання, грн.	100 000
Ставка дисконту	0,4
Економічний ефект від реставрації, грн.	2880
Термін окупності, р.	0,24

Додаткового економічного ефекту можна досягти за рахунок модернізації прецизійних пар. При річній програмі ремонту 1000 одиниць розрахунковий економічний ефект становитиме 720 тис. грн.

5.3. Висновки по розділу

При модернізації форсункового розпилювача витрата палива зменшується на 4%, економічна ефективність становить 2880 грн. в рік, термін окупності 0,24 року. У розрахунок не враховано витрати, пов'язані з простоем трактора та передчасною заміною форсунок. Розрахунковий економічний ефект від модернізації становить 720 тис. грн. з виробничою програмою 1000 одиниць на рік.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Одним із перспективних шляхів підвищення довговічності насадок є покращення властивостей робочих поверхонь прецизійних деталей з урахуванням зміни умов і режимів роботи сільськогосподарських машин шляхом модернізації деталей РФПА. За рахунок виконання гвинтової канавки, встановленої на направляючій частині, голка розпилювача обертається, запобігає руйнуванню і заїданню робочих поверхонь голки і корпусу розпилювача, забезпечується рівномірний знос замикаючої частини з меншою інтенсивністю.

2. Функціональні залежності основних експлуатаційних показників ДДСГТ від параметрів подачі палива модернізованих форсунок з урахуванням перепаду тиску, водонепроникності, підйому голки та ефективного перерізу РФПА, а також якості палива, враховуючи режими та тривалість роботи дизельної форсунки.

3. Порівняльні випробування серійного та модернізованого форсунок розпилювачів показали:

- Значення найменшої водонепроникності модернізованих розпилювачів становить 3900...4200 мотогодин, а серійного значення 2500...3000 мотогодин. Швидкість зниження показника водонепроникності модернізованих розпилювачів у 1,24 рази нижча, ніж у серійних, що свідчить про рівномірний знос робочих поверхонь направляючої та замикаючої частини сопла розпилювача;

- хід голки згідно з рівнянням 4.4 після 4200 мотогодин у модернізованих розпилювачів становить 0,297 мм, у серійних розпилювачів з напрацюванням 3850 мотогодин - 0,31 мм, що на 5...12% менше, що свідчить про рівномірний знос запірної частини модернізованих розпилювачів з меншою інтенсивністю.

4. Порівняльні стендові випробування дизеля 4411/12,5 (Д-240) зі стандартною та модернізованою форсунками показали:

- Зменшення циклової подачі палива становить 5...7 мм³/цикл або 1,38...2,2% і для серійних форсунок 17...19 мм³/цикл або 25%;

- При частоті обертання розподільного вала ПНВТ (850...1100 хв⁻¹), що відповідає високому навантаженню дизеля, нерівномірність ЦПП не перевищує 2 %. При зниженому навантаженні (400...800 хв⁻¹) нерівномірність становить 2,7...16,1 %;

- При напрацюванні 2000...3000 мотогодин потужність і крутний момент двигуна з модернізованими форсунками зросли відповідно на 8,8...12,5 % і 5,2...7,8 %, а годинна і питома витрати палива знизилися на 2,5...4,2 % і 3,3...4,1 %. відповідно;

- Реалізація запропонованих рішень дозволить досягти економічного ефекту в розмірі 2880 грн. за комплект модернізованих розпилювачів з терміном окупності 0,24 року.

5. Застосування запропонованих дизельних форсунок з модернізованою голкою розпилювача дозволяє знизити витрату палива на 2,5-4,2% з урахуванням тривалості роботи в перехідному та неналагодженому режимі, знизити матеріальні витрати підприємств за рахунок збільшення довговічності РФПА на 28...47% в залежності від експлуатаційних умов.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Авдуєвський В. С. Трибологія та надійність машин / В. С. Авдуєвський, Ю. Н. Дроздов. – М.: Наука, 1990. – 144 с.
2. Адлер Ю.П., Маркова Є.В., Грановський Ю.В. Планування експерименту в пошуках оптимальних умов / Адлер Ю.П., Маркова Є.В., Грановський Ю.В. - М., Видавництво «Наука», 1976. - 280 с.
3. Антипов В.В. Знос прецизійних деталей і порушення властивостей дизельної паливної апаратури / В.В. Антипов .– М.: Машинобудування, 1972. – 177 с.
4. Алексеєв В. П. Двигуни внутрішнього згоряння: пристрій і робота поршневих і парогазових двигунів. Посібник для вузів / Алексеєв В. П., Воронін В. Ф., Грехов Л. В. та ін За редакцією А. С. Орліна, М. Г. Круглова. М., Видавництво Машинобудування, 1990. - 88 с.
5. Анурієв В. Н. Довідник конструктора інженера-механіка / В. Н. Анурієв .– М.: Машинобудування, 1992.– Т. 1. – 816 с.
6. Астахов І. В. Паливні системи та економічність дизельних двигунів / І. В. Астахов, Л. Н. Голубков, В. И. Трусков. – М.: Видавництво Машинобудування, 1990. – 288 с.
7. Барсуков С. І., Муравйов В. П. Робочий процес паливної системи з механічним акумуляторним приводом поршня. - Омськ, 1971. - 168 с.
8. Бахтіаров, Н. І. Паливна апаратура двигунів тракторів і комбайнів, посібник / Н. І. Бахтіарів та ін. - М.: Колос, 1981. - 208 с.
9. Башіров Р. М. Надійність паливної апаратури тракторних і комбайнових дизелів. / Р. М. Башіров, В. Г. Кислов, В. А. Павлов - М.: Машинобудова, 1978. – 184 с.
10. Белявцев А. В., Прочеров А. С. Паливна апаратура автотракторних дизелів: конструктивні особливості та робота. / А. В. Белявцев, А. С.

Прочеров - М: Ростагропромиздат , 1988. - 223 с.

11. Бененсон А. Б. Про вплив параметрів геометричного зазору на гідравлічну щільність циліндричної муфти / А. Б. Бененсон , М. В. Кісін , А. В. Корольов // Труды ЦНИТА. – 1985. – № 86. - С. 180-185.

12. Прецизійні клапанні форсунки швидкохідних дизелів / В. Горбаневський та ін. ; під редакцією А. І. Ковальов. – Київ : Вища школа, 1987. – 142 с.

13. Болотоков А.Л., Дослідження зміни параметрів форсунок дизеля в процесі експлуатації: – Нальчик, 2013. – 95 с.

14. Браун Е. Д., Євдокимов Ю. М.: Видавництво «Машинобудування», 1982. - 191 с.

15. Буше Н. І. Тертя, зношування та втома в машинах: Техніка руху. М., Транспортні відомості , 1987. – 223 с. :

16. Веденяпін Г.В. Загальна методика експериментальних досліджень та обробки експериментальних даних. М., Видавництво «Колос», 1973. - 199 с.

17. Венцель Е. С., Овчаров Л. А. Теорія ймовірностей та її технічне застосування. М., Видавництво «Наука», 1988. - 480 с.

18. Виноградов В. М. Ударний знос. / Виноградов В.М., Сорокін Х.М., Албагачієв А.Ю. М.: Машинобудування, 1982. – 192 с.

19. Віхерт М. М., Мазинг М. В. Паливна апаратура автомобільних дизельних двигунів: конструкція та параметри. М.: Видавництво «Машинобудування», 1978. - 176 с.

20. Власов П. А. Особливості експлуатації дизельної паливної апаратури. П.А. Власов.. М.: Укрінформ., 1987. – 127 с.

21. Хабітов І. І., Неговора А. В. Паливна апаратура дизельних двигунів автотракторів. Уфа: БДАУ, 2004. – 216 с.

22. Горбаневський В. Є. Паливна апаратура дизеля: оптимізація

процесу вприскування, довговічність деталей і пар тертя / В. Є. Горбаневський . - М., Вид-во МДТУ, 1996. – 138 с.

23. Горбаневський В. Є. Благородні форсунки / В. Є. Горбаневський // Трактори і село. Машина. – 1993. – № 11. – Р. 8-12.

24. Григор'єв М. А., Долецький В. І. Забезпечення надійності двигунів. М., Видавництво Стандарт, 1978. - 324 с.

25. Гюнтер Г. Діагностика дизельних двигунів / Г. Гюнтер . – М., ЗАТ КЖІ , 2004. – 176 с.

26. Демкін Н. Б. Якість поверхні та контакт деталей машин. / Демкін Є. В. Рижов - М.: Вид-во Машинобудування, 1981. – 244 с.

27. Шдановський Н. С., Ніколаєнко А. В. Надійність і довговічність автомобільних двигунів. Ленінград, Видавництво «Колос», 1981. - 295 с.

28. Ремонт і налагодження паливної апаратури дизелів тракторів і комбайнів Загородський Б.П., Лялякін В.П., Плотніков П.І. Ремонт та налагодження паливної апаратури дизельних двигунів тракторів та комбайнів. М., Укрінформагротех , 2006. – 212 с.

29. Загородских Б.П., Карпенков В.Ф., Мруз В.І. Вплив твердості прецизійних деталей паливної апаратури на їх зносостійкість. 2003. – № 1. – С. 37-39.

30. Золотаревський В. МІТ. Механічні властивості металів. М.: Металургія, 1983. – 350 с.

31. Іванченко Н.М., Скурідін А.А., Нікітін М.Д. Кавітаційна деструкція в дизелях. М., Машинобудування , 1970. - 152 с.

32. Н. Іващенко А., Вагнер В.А., Я.І.Н. Грехова . - Барнаул: Вид-во АлтДТУ , 2002. - 166 с.

33. Іншаков А. П. Обґрунтування вибору параметрів оптимізації подачі палива з урахуванням умов експлуатації тракторного дизеля / А. П. Іншаков // Саранськ, - 2001. - С. 150-152.

34. Йофінов , С. А. Довідник з експлуатації машинно-тракторного парку / С. А. Йофінов , Є. П. Бабенко, Ю.В. Зуєв - М., Агропром ., 1985. - 270 с.
35. Ісаєв А.І. Розрахунок паливної апаратури за допомогою цифрових обчислювальних машин. М., Видавництво Машинобудування, 1968. - 104 с.
36. Ітинська Н. І., Кузнєцов Н. А. Довідник палив, олив і технічних рідин. М., Видавництво «Колос», 1982. - 208 с.
37. Касандрова О. М., Лебедев В. В. Обробка результатів спостережень. М., Видавництво «Наука», 1970. - 104 с.
38. Когаєв В. П., Махутов Н. А., Гусєнков А. П. Розрахунки деталей і конструкцій машин на міцність і довговічність. М.: Машинобудування. 1985. – 224 с.
39. Козлов А. В. Сучасні зарубіжні вимоги до рівня енергоефективності ОВС та технології їх забезпечення. Козлов, А. С. Теренченко // Автомобільна промисловість. – 2013. – № 11. – Р. 36-40.
40. Комбалов В. С. Оцінка триботехнічних властивостей контактуючих поверхонь. М., Видавництво «Наука», 1983. - 136 с.
41. Коршун В. М. Обробка осцилограм на ЕОМ / В.М. Коршун // Трактори і сільське господарство. Машини. – 2004. – № 8. - С. 39-40.
42. Костін А. К. Експлуатація дизелів в експлуатаційних умовах: посібник / А. К. Костін , Б. П. Пугачов, Ю. В. Кочинєв . – М.: машинобудування, 1989. – 283 с.
43. Крагельський І. В., Добичин М. М., Камбалов В. МІТ. Основи тертя і зношування. М., Машинобудування, 1977. - 526 с.
44. Кривенко П. М., Федосов І. М. Обслуговування системи приводу дизельних тракторних двигунів. М., Видавництво «Колос», 1980. - 288 с.
45. Кравченко В. С. Основи наукових досліджень. В. С. Кравченко, Є. І. Трубілін , В. С. Курасов , В. В. Куцев . – Краснодар: КубГАУ . 2002. – 126

с.

46. Крутов В. І. Паливна апаратура тракторних двигунів. В. І. Крутов , В. І.С. Горбаневський , В. Г. Кислов . М.: Машинобудування, 1985. - 208 с.

47. Крохотін Ю.М. Дизельні рухові установки: підручник для вузів. – Воронеж: ДЛХА, 1999. – – 333 с.

48. Курапін А. В. Визначення характеристик вприскування палива в дизельному паливі: Метод. Інструкція / А. В. Курапін . - Волгоград: ЮНЛ ВДТУ, - 2010. - 15 с.

49. Курчаткін В. В., Тельнов Н. Ф., Ачкасов К. А. та ін - М.: Колос, 2001. - 776 с.

50. М. Лахтін , В. П. Леонтьєв. М., Видавництво Машинобудування, 1990. - 528 с.

51. Лебедев А.Т., Лебедев П.А. Трактори та сільськогосподарські машини. - 2011. - № 7 . – С. 43-45 .

52. Лебедев А. Т., Болотоков А. Л., Лебедев П. А. Підвищення ресурсу розпилювачів форсунок дизельних двигунів тракторів / А. Т. Лебедев, А. Л. Болотоков , П. А. Лебедев // Вісник Ставропольського агропромислового комплексу. - 2018. - № 2 . – Р. 34-37.

53. Лебедев А. Т., Губжоков Х. Л., Болотоков А. Л., Лебедев П. А. Підвищення ефективності при використанні силових установок з дизельними двигунами Модернізація струменевих розпилювачів / А. Т. Лебедев, Х. Л. Губжоков , А. Л. Болотоков , П. А. Лебедев // Наука в АПК. – 2018. – № 5. - С. 71-77.

54. Лишевський А. С., Кравченко В. І. Коливальні процеси в паливних системах дизеля . – Ростов-на-Дону: Вид-во « Рост . УНТА, 1974. - 200 с.

55. Лишевський , А. С. Системи приводу дизельних двигунів: навчання . Довідник / А. С. Лишевський . М.: Видавництво Машинобудування, 1981. - - 216 с.

56. В. А. Марков Покращення екологічних властивостей дизеля при роботі на водно- біопаливній емульсії / В. А. Марков , С. М. Дев'янін , С. А. Нагорнов , Є. Ю. Левіна // Трактори та сільськогосподарські машини. - 2015. - № 11. - С. 3-7.

57. Ю.В. Мазаєв Ремонт форсунок дизеля. / Ю.В. Мазаєв , Н. В. Корнеєв , Є. А. Петровська // Методичні рекомендації до проведення лабораторних робіт. М., 2005. - 18 с.

58. Методи визначення економічної ефективності технологій і сільськогосподарських машин. – Ч. 2. – М.: Колос, 1998. – 252 с.

59. Рекомендації щодо визначення терміну служби деталей. М., Укрінформ., 1977. – 103 с.

60. Нагорнов С.А., Зазуля А.М., Калінін В.Ф. Питання сучасної науки і практики. ун-т імені В. І. Вернадського, 2016. - № 4 - С. 43-52.

61. Налімов В.В., Чернова Н.І. Статистичні методи планування екстремальних експериментів. М., Видавництво «Наука», 1969. - 396 с.

62. Неговора А.В., Хабитов І.І., Грехов Л.В. Технічне обслуговування та діагностика паливної апаратури дизельних автотракторних двигунів - М.: «Легіон-Авто», 2008. - 248 с.

63. Ніколаєнко А. В., Хватов В. М. Підвищення ефективності використання тракторних дизелів у сільському господарстві. Л: 1986. – 191 с.

64. Остріков В. В., Сазонов С. М. Актуальні проблеми підвищення ефективності використання нафтопродуктів у сільськогосподарському виробництві / В. В. Остріков , С. М. Сазонов // Наукове життя – 2015. – № 1. – С. 27-33.

65. Павлов Б. В. використання в електронному вигляді Обчислювальні машини для дослідження паливних систем дизеля. М., Видавництво « Машгиз », 1962. - 151 с.

66. Сторінки Д. С. Основи технології розпилення рідин. Д. С. Пажі, В.

С. Галустов . М.: Видавництво «Хімія», 1984. - 251 с.

67. Петросов В. І.Н. Ремонт автомобілів та двигунів. – 3-тє вид ., СМ: Изд . Видавництво –Академія”, 2007. - - 224 с. : рис .

68. Інструкція з перевірки та регулювання паливної апаратури дизелів тракторів, комбайнів і легкових автомобілів. М., Укрінформ., 1990. – 188 с.

69. Селіванов А.І., Артем'єв Ю.М. Теоретичні основи ремонту та надійності сільськогосподарських машин. М., Видавництво «Колос», 1978. - 284 с.

70. Зельцер А. І. Виявлення та усунення несправностей трактора : посібник / А. І. Зельцер. . М.: Укрінформ., 1987. – 187 с.

71. Довідник слюсаря з паливної апаратури двигуна / А. І. Зарін та ін. М., Видавництво Машинобудування, 1990. - 288 с.

72. Статистичні методи в інженерних дослідженнях: Лаб. Практикум / під керівництвом Г. Крейс М.: Вид-во «Машинобування», 1983. – 216 с.

73. Ташпулатов М. М. Забезпечення працездатності апаратури паливоподачі дизельних двигунів. - Ташкент: Фан, 1990. - 128 с.

74. Тлібеков А.Х. Моделювання часу обробки деталей з листового металу за допомогою дробового степеневого ряду та генетичного алгоритму. /АН. Тлібеков // – 2013. – С. 27-32.

75. Тойберт П. Оцінка точності результатів вимірювань. М., Укрінформ., 1988. – 88 с.

76. Фейнлейб Б. Н. Паливна апаратура дизелів тракторів, посібник. Л: –Машинобудування”, 1990. – 352 с.

77. Фомін, Г.В. Ніконов, В.Г. Івановський. М.: Видавництво «Машинобування», 1982. - 168 с.

78. Гісметов , Н.З . Підтримання машин у працездатному стані шляхом їх модернізації / Н.З. Гісметов // Техніка та техніка для села. – 2004. – № 1. - С. 26-29.

79. Юдін М. І., Савін І. Г., Кравченко В. Г. Ремонт машин в агропромисловому комплексі / М. І. Юдін, І. Г. Савін, В. Г. Кравченко та ін. – Краснодар: КубГАУ, 2000. – 688 с.
80. Das Common-Rail-System (CR, CRE, CRI, CRS) [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.kfztech.de/kfztechnik/motor/diescl/commonrail.htm>
81. Diesel-Einspritzausrustung // Technische Unterrichtung / Robert Bosch. - Stuttgart, 2001.-P. 12.
82. Dieseleinspritzpumpen - Verteilereinspritzpumpe - Axialkolben (VE) [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.kfztech.de/kfztechnik/motor/diesel/pumpen/verteilerpumpe.htm>.
83. Dieseleinspritztechnik im Überblick // Technische Unterrichtung / Robert Bosch. – Stuttgart, 1989. – P. 20-21.
84. Oliskewych M. A Method of designing the diagnostic test for a diesel engine injection system / M. Oliskewych, C. Bochenski, Z. Majewski // Ann. Warsaw Agr.Univ.Agr. – 2001. – № 40. – P. 17-23.
85. Vier Ventile und Common Rail // DLZ Agrarmag.AgroBonus. – 2002.– Jg.53, № 12. – P. 63.

ДОДАТКИ