

ДНПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломної роботи

освітнього ступеня «Магістр» на тему

Підвищення ефективності роботи універсально-просапних тракторів шляхом обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів двигуна Д-245

Виконав: студент 2 курсу, групи МгАІ-1-24

за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Діхтяр Максим Сергійович

Керівник: _____ Бойко Владислав Борисович

Рецензент: _____

Дніпро 2025

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

Освітній ступінь: «Магістр»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри
тракторів і сільськогосподарських машин

(назва кафедри)

ДОЦЕНТ

(вчене звання)

Теслюк Г.В.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

«___» _____ 2025 р.

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

Діхтярю Максиму Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. **Тема роботи:** Підвищення ефективності роботи універсально-просапних тракторів шляхом обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів двигуна Д-245

керівник роботи Бойко Владислав Борисович к.т.н., доцент

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від

«24» жовтня 2025 року № 3182

2. **Строк подання студентом роботи** 9.12.2025 р.

3. **Вихідні дані до роботи** Технічна інформація по дизельним двигунам Д-245. Наукові звіти кафедри по дослідженню основних показників роботи системи живлення дизельних двигунів.

4. **Зміст розрахунково-пояснювальної записки** (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Стан питання і завдання досліджень. 2. Теоретичні дослідження. 3. Експериментальні дослідження. 4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 5. Економічна ефективність роботи. Висновки. Список використаних джерел

5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Мета і задачі досліджень. Аналіз (2 аркуші, А4). 2. Теоретичні дослідження (3 аркуші, А4). 3. Експериментальні дослідження (3 аркуші, А4) 4. Охорона праці (1 аркуш, А4) 4. Економічні показники (1 аркуш, А4). 5. Висновки (1 аркуш, А4)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-5	Бойко В. Б., доцент		
нормоконтроль	Золотовська О.В., доцент		

7. Дата видачі завдання: 4.09.2025 р

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний (оглядовий)	до 18.09.2025 р.	Виконано
2	Теоретичний	до 22.10.2025 р.	Виконано
3	Експериментальний	до 12.11.2025 р.	Виконано
4	Охорона праці	до 21.11.2025р.	Виконано
5	Економічний	до 26.11.2025 р.	Виконано
6	Демонстраційна частина	до 7.12.2025 р.	Виконано

Студент

_____ Діхтяр М.С.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ Бойко В.Б.
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Діхтяр М.С. Підвищення ефективності роботи універсально-просапних тракторів шляхом обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів двигуна Д-245/ Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» – ДДАЕУ, Дніпро, 2025.

Кваліфікаційна робота присвячена підвищенню ефективності роботи універсально-просапних тракторів шляхом обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів дизеля Д-245.

Запропонована удосконалення елементів системи живлення дозволяє покращити конструктивно-технологічні параметри дизеля Д-245 а саме зниження питомої витрати палива, годинної витрати палива та димності без втрати потужності.

За проведеним аналізом впливу елементів системи живлення дизельного двигуна Д-245 проведено удосконалення елементів подачі палива форсунок.

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження підтвердили конструктивну ефективність запропонованого удосконалення. Після проведеного удосконалення обґрунтовано конструктивно-технологічні параметри дизеля Д-245.

Розроблено заходи з охорони праці при експлуатації універсально-просапних тракторів з дизелем Д-245.

Економічними розрахунками підтверджено підвищення ефективності роботи універсально-просапних тракторів після проведеного удосконалення та обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів.

Ключові слова: дизель, система живлення, розпилювач форсунки, універсально-просапні трактори, питома витрата палива

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ	13
1.1 Аналіз сучасного стану і тенденцій розвитку дизельних двигунів для тракторів	13
1.2 Аналіз конструктивних особливостей дизеля Д-245 та його застосування в універсально-просапних тракторах	18
1.3 Аналіз напрямів підвищення ефективності дизельних двигунів	23
1.4 Висновки	30
1.5 Мета і завдання досліджень	30
2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	32
2.1 Теоретичні передумови підвищення ефективності дизеля Д-245 у складі універсально-просапних тракторів	32
2.2 Теоретичні дослідження процесу подачі, упорскування та розпилення палива в дизельному двигуні Д-245	37
2.3 Аналіз впливу конструктивно-технологічних параметрів системи живлення на енергетичні та паливні показники дизеля Д-245	42
2.4 Теоретичне обґрунтування раціональних конструктивно-технологічних параметрів удосконаленої системи живлення дизеля Д-245	47
2.5 Висновки	55
3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	57
3.1 Конструктивне рішення удосконаленої системи живлення дизеля Д-245	57
3.2 Мета, завдання та методика проведення експериментальних досліджень	60
3.3 Об'єкт та умови проведення експериментів	61
3.4 Методика та результати дослідження впливу параметрів форсунки на димність і якість згоряння	64

3.5	Методика та результати експериментальних досліджень питомої та годинної витрати палива з використанням багатофакторного плану	66
3.6	Висновок	70
4	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	71
4.1	Загальні вимоги охорони праці при експлуатації універсально- просапного трактора МТЗ-892 з двигуном Д-245	71
4.2	Небезпечні та шкідливі фактори під час експлуатації універсально- просапного трактора МТЗ-892	74
4.3	Пожежна безпека під час експлуатації трактора МТЗ-892 та обслуговування дизельного двигуна Д-245	75
4.4	Дії персоналу в надзвичайних ситуаціях та заходи цивільного захисту при експлуатації МТЗ-892	78
4.5	Висновки	79
5	ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОБОТИ	80
5.1	Вихідні умови експлуатації	80
5.2	Розрахунок річної витрати палива базовим трактором	80
5.3	Витрати на пальне удосконаленого варіанта	81
5.4	Витрати на модернізацію	82
5.5	Строк окупності	82
5.6	Додаткові технічні вигоди	82
5.7	Висновки	83
	ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ	84
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	86
	ДОДАТКИ	89

ВСТУП

Актуальність теми.

Сучасний розвиток сільськогосподарського виробництва вимагає підвищення технічного рівня машинно-тракторного парку, що забезпечує виконання технологічних процесів з високою енергоефективністю, екологічною безпекою та надійністю. В умовах інтенсивного землеробства саме універсально-просапні трактори займають провідне місце у структурі технічного забезпечення господарств, адже вони є основними енергетичними засобами для виконання широкого спектра польових і транспортних робіт протягом усього року. Від ефективності їх роботи значною мірою залежить продуктивність та економічність аграрного виробництва [1].

Одним із ключових факторів, що визначає ефективність роботи універсально-просапних тракторів, є технічний стан і параметри дизельного двигуна, який є основним джерелом енергії машини. У сучасних умовах підвищення цін на паливо та вимог до екологічності двигунів виникає потреба у вдосконаленні систем живлення дизелів, оптимізації їх конструктивно-технологічних параметрів, підвищенні коефіцієнта корисної дії та зниженні питомої витрати палива [2].

Дизель Д-245, який широко застосовується на тракторах типу МТЗ «Беларус-892», а також на автомобілях і спеціальних машинах, є одним із найпоширеніших дизелів у сільськогосподарській техніці України. Його популярність обумовлена простотою конструкції, ремонтпридатністю, надійністю і достатніми тяговими характеристиками. Проте експлуатаційна практика свідчить, що серійна система живлення двигуна Д-245 має ряд недоліків – нестабільність упорскування, зниження економічності при зміні режимів навантаження, знос розпилювачів форсунок, коливання тиску в паливопроводі високого тиску. Усе це призводить до підвищеної витрати палива, нерівномірності згоряння, утворення сажі та зниження ресурсу двигуна.

Вдосконалення конструктивно-технологічних параметрів дизеля Д-245, зокрема елементів системи живлення, дозволяє не лише підвищити потужність і економічність двигуна, але й забезпечити його стабільну роботу в широкому діапазоні навантажень. Актуальність даної теми зумовлена необхідністю технічної модернізації існуючого двигуна без істотного збільшення собівартості виробництва та збереження сумісності з уже наявними тракторами універсально-просапного класу [3].

Підвищення ефективності дизеля Д-245 може бути досягнуте завдяки оптимізації процесу упорскування палива, покращенню характеристик форсунок, підвищенню рівномірності розподілу палива між циліндрами, вдосконаленню паливних насосів високого тиску та параметрів паливопроводів. Зокрема, поліпшення якості розпилення палива і стабілізація моменту впорскування мають безпосередній вплив на повноту згоряння, що забезпечує зменшення питомої витрати палива на 5–10 % і підвищення ефективного ККД двигуна на 3–5 % [4].

З практичної точки зору, вирішення зазначених питань сприятиме підвищенню ресурсу роботи двигуна, зниженню шкідливих викидів у атмосферу, покращенню паливної економічності та забезпеченню стабільної потужності при роботі тракторів у різних агротехнічних умовах. Удосконалення системи живлення дизеля також відкриває можливість інтеграції сучасних електронних систем керування упорскуванням (Common Rail, електромагнітні форсунки), які вже активно застосовуються у сучасних тракторах іноземного виробництва.

З наукової точки зору, дослідження спрямоване на визначення оптимальних конструктивно-технологічних параметрів системи живлення дизеля Д-245 на основі аналізу процесів подачі та розпилення палива, динаміки тиску у паливопроводі та взаємодії палива з повітряним потоком у циліндрі. Обґрунтування цих параметрів дозволяє розробити рекомендації щодо удосконалення конструкції форсунок і паливного насоса з урахуванням сучасних вимог до ефективності та екологічності дизельних двигунів.

В умовах переходу до енергозберігаючого агровиробництва особливого значення набуває підвищення коефіцієнта корисної дії дизельних двигунів при мінімальних витратах палива. Зменшення паливних витрат навіть на 5–7 % при експлуатації тракторів середнього класу (потужністю 60–80 кВт) дозволяє за сезон зекономити до 200–250 літрів дизельного палива на одну машину, що при нинішніх цінах має істотний економічний ефект [2].

Отже, актуальність теми полягає у необхідності підвищення ефективності роботи універсально-просапних тракторів шляхом наукового обґрунтування та вдосконалення конструктивно-технологічних параметрів дизеля Д-245, які визначають його потужність, економічність і надійність. Проведення таких досліджень відповідає сучасним тенденціям розвитку машинобудування, орієнтованого на підвищення енергоефективності, зменшення викидів та підвищення ресурсу двигунів внутрішнього згорання.

Метою роботи є підвищення ефективності роботи універсально-просапних тракторів шляхом обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів дизеля Д-245 з удосконаленням елементів системи живлення для забезпечення підвищення економічності та надійності роботи двигуна під час експлуатації у складі сільськогосподарських агрегатів.

Завдання кваліфікаційної роботи.

1. Провести аналіз сучасного стану досліджень та напрямів удосконалення дизельних двигунів, що застосовуються в універсально-просапних тракторах.

2. Визначити основні конструктивно-технологічні параметри дизеля Д-245, які впливають на потужність, економічність і довговічність.

3. Обґрунтувати доцільність вдосконалення елементів системи живлення, зокрема форсунок і паливоподачі, для стабілізації процесу упорскування палива.

4. Розробити модель удосконаленої системи живлення з урахуванням параметрів тиску, об'єму упорскування та часу подачі палива.

5. Провести розрахунок техніко-економічних показників роботи дизеля після удосконалення системи живлення.

6. Розробити рекомендації з експлуатації та технічного обслуговування модернізованого дизеля Д-245 у складі універсально-просапних тракторів.

7. Опрацювати заходи з охорони праці та екологічної безпеки під час експлуатації трактора з двигуном Д-245.

Об'єктом дослідження є процес роботи дизельного двигуна Д-245 у складі універсально-просапного трактора, зокрема процеси подачі, упорскування і згоряння палива в циліндрах двигуна.

Предметом дослідження є Предметом дослідження є конструктивно-технологічні параметри системи живлення дизеля Д-245, що впливають на потужність, економічність, стабільність згоряння та технічний ресурс двигуна.

Наукова новизна досліджень:

Уперше обґрунтовано раціональні конструктивно-технологічні параметри елементів системи живлення дизеля Д-245, які забезпечують покращення процесу упорскування та розпилення палива.

Удосконалено конструкцію форсунки з метою забезпечення рівномірного розподілу палива в камері згоряння та підвищення повноти згоряння суміші.

Розроблено теоретичну модель впливу тиску впорскування на показники економічності та ефективності дизеля при зміні режимів навантаження.

Обґрунтовано взаємозв'язок між параметрами системи живлення, енергетичними характеристиками двигуна та витратою палива.

Практичне значення кваліфікаційної роботи.

Результати дослідження мають практичне значення для підвищення ефективності експлуатації універсально-просапних тракторів.

Запропоновані технічні рішення дозволяють:

- знизити питомі витрати палива на 4–5 %;
- покращити стабільність упорскування та якість розпилення палива;
- зменшити токсичність відпрацьованих газів;

- продовжити ресурс роботи елементів системи живлення;
- знизити експлуатаційні витрати господарств, що використовують трактори з двигунами типу Д-245.

Отримані результати можуть бути використані у виробничій діяльності машинобудівних підприємств, при модернізації існуючих двигунів, а також у навчальному процесі закладів вищої освіти для підготовки фахівців спеціальності 208 «Агроінженерія».

Апробація. Діхтяр М.С. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів системи живлення двигуна Д-245. Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу. Збірник тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених (21 листопада 2025 р.). Частина 3. Інтенсифікація сільськогосподарського і харчового виробництва. Дніпро. ДДАЕУ, 2025.

1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Аналіз сучасного стану і тенденцій розвитку дизельних двигунів для тракторів

Розвиток дизельних двигунів для тракторів є одним із ключових напрямів технічного прогресу в сільськогосподарському машинобудуванні. Від рівня їхньої досконалості залежать енергетична ефективність машинно-тракторного парку, продуктивність технологічних операцій, економічність та екологічна безпека агровиробництва. У сучасних умовах, коли аграрне виробництво орієнтоване на інтенсивні технології, питання підвищення ефективності дизелів набуває особливої актуальності [5].

Дизельні двигуни є основним типом енергетичних установок у сільському господарстві. За статистичними даними, понад 95 % тракторів у світі використовують дизельні двигуни внутрішнього згоряння, оскільки вони мають високий коефіцієнт корисної дії (до 42–45 %), добру адаптивність до змін навантаження та тривалий ресурс роботи [6].

Провідними виробниками тракторних дизелів є компанії John Deere (США), Deutz-Fahr (Німеччина), Perkins (Велика Британія), FPT Industrial (Італія), Kubota (Японія), Cummins (США), а також білоруський ММЗ, який забезпечує більшість тракторів «Беларус».

На сучасному етапі основні тенденції розвитку дизелів для тракторів зосереджені у таких напрямках:

- підвищення питомої потужності при зменшенні маси двигуна;
- зниження питомої витрати палива та викидів шкідливих речовин;
- удосконалення паливної апаратури;
- застосування турбонаддуву та інтеркулінгу;

- впровадження електронних систем керування упорскуванням (ECU, Common Rail);
- перехід до екологічних стандартів Stage V / Tier 5;
- пошук альтернативних палив (біодизель, HVO, синтетичні суміші).

Ці напрями зумовлені необхідністю забезпечення відповідності міжнародним екологічним нормам, а також підвищення економічної конкурентоспроможності тракторів на світовому ринку.

Еволюція дизельних двигунів у тракторобудуванні. Перші тракторні дизелі мали просту паливну систему з механічним насосом і форсунками з тиском упорскування до 15 МПа. Вони забезпечували порівняно низьку питому потужність – близько 20–25 кВт/л робочого об’єму. Починаючи з 1990-х років, завдяки впровадженню турбонаддуву, цей показник зріс до 30–35 кВт/л, а з використанням системи Common Rail – до 40–45 кВт/л [7].

Сучасні тракторні двигуни мають високий ступінь форсування, з коефіцієнтом наддуву 1,3–1,8, електронне керування фазами упорскування, системи рециркуляції відпрацьованих газів (EGR), каталізатори окиснення (DOC) та фільтри твердих частинок (DPF). Це дозволяє знизити викиди оксидів азоту (NO_x) на 50–60 % і димність до 0,1 м⁻¹ при збереженні стабільної потужності.

Технологічний прогрес у дизелебудуванні визначається широким впровадженням мехатронних систем керування, що поєднують електронні, гідравлічні та механічні компоненти. Це забезпечує точність подачі палива, адаптацію режимів роботи до навантаження і мінімізацію енергетичних втрат.

Зокрема, у двигунах Perkins 1104D-E44TA та John Deere PowerTech PVS 6068 застосовано електронне регулювання упорскування, багатоступеневу фільтрацію повітря, систему охолодження наддувного повітря (інтеркулер), що дозволяє досягати ККД понад 44 % при питомій витраті палива 210–215 г/кВт·год.

Системи живлення і сучасні технології упорскування. Розвиток дизельних двигунів для тракторів тісно пов'язаний із вдосконаленням паливної апаратури. Основним напрямом є заміна механічних насосів високого тиску електронно-керованими системами, які забезпечують точне дозування палива та оптимальний момент упорскування.

Система Common Rail дозволяє нагнати паливо у спільну паливну рампу під тиском 140–200 МПа, з якої воно подається до форсунок незалежно від частоти обертання колінчастого вала. Це дає змогу здійснювати багатофазне упорскування – попереднє, основне і післяупорскування, що суттєво покращує процес згоряння.

Такі системи мають переваги:

- зменшення шумності двигуна на 3–5 дБ;
- покращення рівномірності розподілу палива між циліндрами;
- зниження питомої витрати палива на 6–10 %;
- скорочення викидів CO₂ та NO_x на 15–20 % .

Окрім Common Rail, перспективними напрямками є п'єзоелектричні форсунки, що забезпечують швидкодію клапана до 0,2 мс, а також високотемпературні розпилювачі з керамічними соплами, стійкими до ерозії.

У сучасних двигунах Deutz TCD 3.6 L4 та FPT N45 Stage V використовуються комбіновані системи впорскування з інтегрованим електронним керуванням тиском у рампі та корекцією подачі палива за температурою, тиском і навантаженням. Це дозволяє зберігати стабільність режимів навіть при роботі на альтернативних видах палива [10].

Тенденції підвищення паливної економічності та екологічності. Паливна економічність є визначальним фактором конкурентоспроможності сучасних тракторних дизелів. Згідно з дослідженнями [8], навіть незначне зниження питомої витрати палива на 5 % при річній експлуатації трактора протягом 1000 годин дозволяє заощадити понад 150 літрів дизельного палива, що має значний економічний ефект.

Основними технічними шляхами підвищення економічності є:

- підвищення ступеня стискання (до 18–19 для сучасних двигунів);
- покращення турбонаддуву та інтеркулінгу;
- оптимізація камери згоряння (зменшення мертвих зон, поліпшення турбулентності);
- удосконалення терморегулювання системи охолодження;
- зниження механічних втрат за рахунок використання легких матеріалів і покриттів із низьким коефіцієнтом тертя.

Значна увага приділяється екологічній безпеці. У Європейському Союзі з 2019 року введено стандарт Stage V, який регламентує вміст NO_x не більше 0,4 г/кВт·год та частинок РМ – до 0,015 г/кВт·год. Для досягнення цих показників застосовуються системи:

- EGR (Exhaust Gas Recirculation) – рециркуляція частини відпрацьованих газів;
- DOC (Diesel Oxidation Catalyst) – каталізатор окиснення;
- DPF (Diesel Particulate Filter) – фільтр твердих частинок;
- SCR (Selective Catalytic Reduction) – селективне відновлення оксидів азоту за допомогою сечовини (AdBlue).

Поєднання цих систем дозволяє знизити токсичність вихлопу до рівня, що відповідає автомобільним стандартам Euro 5–6.

Для дизелів, призначених для країн СНД, часто застосовують спрощені варіанти – без SCR, але з модернізованими ПНВТ і вдосконаленою геометрією камер згоряння, що дозволяє досягати показників Stage IIIA без значного ускладнення конструкції [8].

Розвиток дизельних двигунів в Україні. Вітчизняна інженерна школа дизелебудування має тривалу історію. В Україні тривалий час дизелі виготовлялися Харківським двигунобудівним заводом СМД продукція якого мала широке застосування на сільськогосподарській техніці трактори, самохідні машини та спецтехніка на жаль на сьогодні ми не маємо власного

двигунобудування дизелів для сільськогосподарських машин, але залишилися наукові школи. Основними напрямками досліджень яких є:

- модернізація двигунів серії СМД-62, Д-240-Д-245, ЯМЗ-236, Д-160, ЯМЗ-238, СМД-60;
- удосконалення процесу згоряння при зміні характеристик палива;
- перехід на біодизель і змішані палива;
- моделювання динаміки подачі палива у системах високого тиску;
- розроблення методів прогнозування ресурсу форсунок.

Зокрема, на базі дизеля Д-245.5S2 у 2023 році проведено експериментальні дослідження, які показали, що заміна розпилювача форсунки на модифікований із шістьма отворами діаметром 0,25 мм замість чотирьох по 0,3 мм знижує питомі витрати палива на 4,8 % та підвищує ефективний ККД на 3,2 % без зміни компресійного тиску [3].

Такі результати свідчать про великий потенціал удосконалення навіть традиційних механічних систем за рахунок точного налаштування геометрії та динаміки упорскування.

Перспективні напрями розвитку дизельних енергетичних систем. Згідно з прогнозами провідних компаній, подальший розвиток тракторних дизелів орієнтований на поєднання високої енергоефективності з екологічною безпечністю та інтелектуальним керуванням. Найперспективнішими напрямками є:

Електронно-керовані гібридні системи (механічно-електричні трактори), де дизель працює у сталому оптимальному режимі, а зміну навантаження компенсує електрогенератор.

Інтелектуальні системи керування упорскуванням із прогнозуванням навантаження на основі машинного навчання (AI fuel management).

Використання альтернативних палив – біодизелю, гідрованих рослинних олій (HVO), синтетичних палив Fischer–Tropsch. Легкі конструкційні матеріали (алюмінієві блоки, титан-армовані вкладиші) для зниження маси двигуна.

Сенсоризація та телеметрія – постійний моніторинг тиску, температури, зносу форсунок і режимів роботи через CAN-шину або IoT-з'єднання.

Такі технології дозволяють зменшити експлуатаційні витрати на 10–15 %, підвищити довговічність вузлів на 20–25 % і значно покращити керованість машин у системі точного землеробства [5].

Таким чином, аналіз сучасного стану розвитку дизельних двигунів свідчить, що світова тенденція полягає у переході від традиційних механічних систем до електронно-керованих, енергоефективних та екологічно безпечних агрегатів, які здатні забезпечити стабільну роботу тракторів в умовах змінного навантаження.

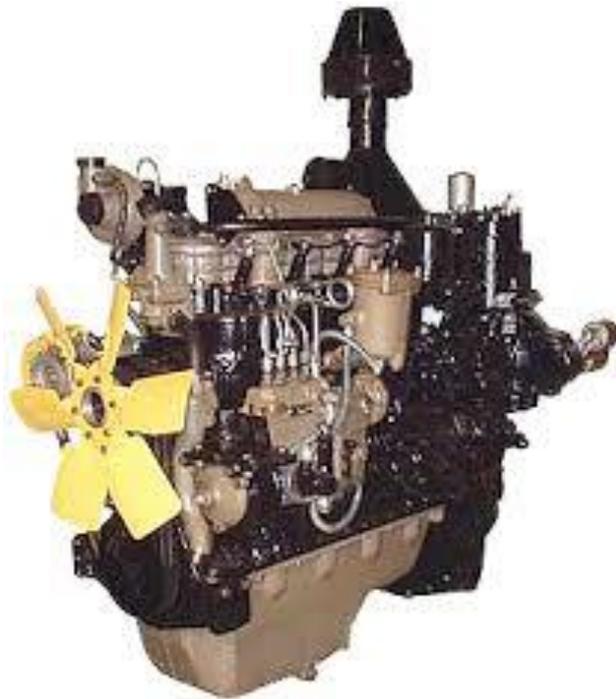
Для України актуальним залишається завдання модернізації дизелів серії Д-245 – через удосконалення системи живлення, форсунок та паливних насосів, що дозволить підвищити їхню ефективність до рівня сучасних зарубіжних аналогів при мінімальних витратах на переоснащення машинно-тракторного парку.

1.2 Аналіз конструктивних особливостей дизеля Д-245 та його застосування в універсально-просапних тракторах

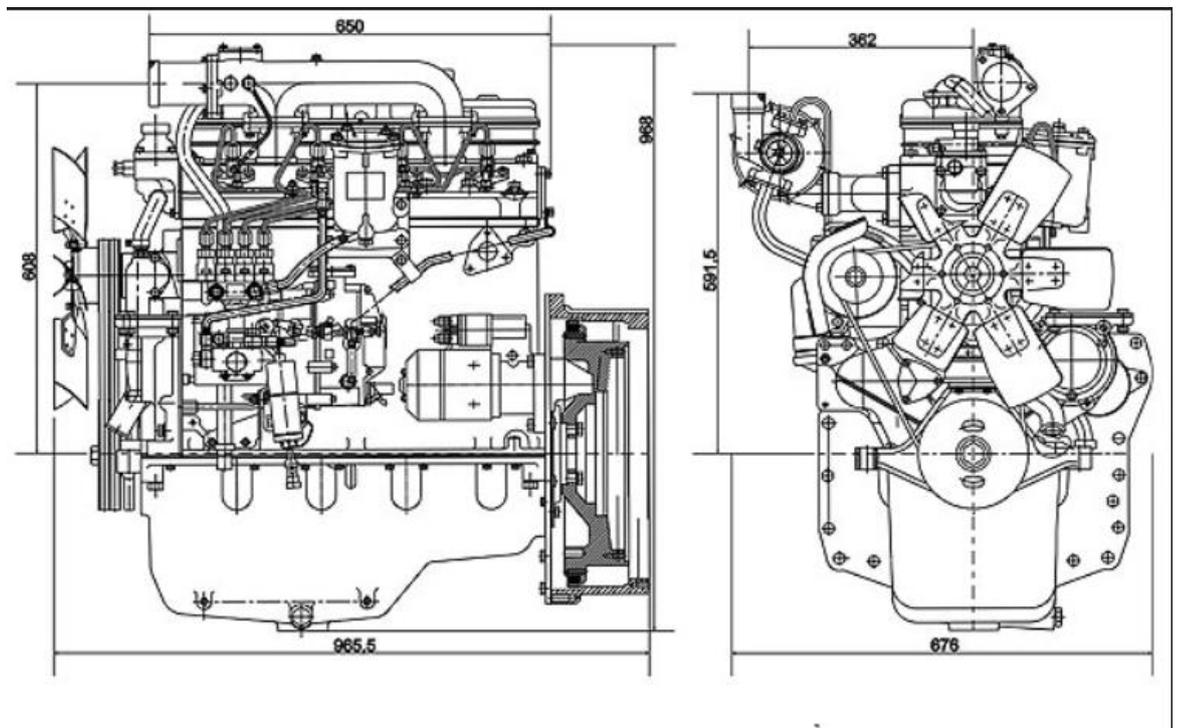
Дизельні двигуни залишаються основним джерелом енергії у сільськогосподарських машинах, забезпечуючи високу потужність, надійність та тривалий ресурс при відносно низькій питомій витраті палива. Серед них особливе місце посідають двигуни серії Д-240/Д-245, що розробляються та виготовляються Мінським моторним заводом і застосовуються на багатьох моделях тракторів виробництва Мінського тракторного заводу – «Беларус-80», «Беларус-82», «Беларус-892», «Беларус-920», а також на зернозбиральних комбайнах, автомобілях, екскаваторах та іншій техніці [13].

Двигун Д-245 (рис. 1.1) є модернізованою версією базової моделі Д-240, що була розроблена ще у 1970-х роках. Основною метою його вдосконалення

було підвищення питомої потужності, паливної економічності та ресурсу без суттєвих змін у габаритно-монтажних параметрах.



а



б

Рисунок 1.1 – Об'єкт дослідження дизель Д-245:
а – загальний вигляд; б – габаритні розміри дизеля

Завдяки цьому Д-245 отримав широке застосування як енергетичний агрегат універсально-просапних тракторів середнього класу, які виконують основні технологічні операції в землеробстві: оранку, культивуацію, сівбу, догляд за посівами та транспортування вантажів.

За конструкцією двигун належить до рядних чотирициліндрових дизелів з рідинним охолодженням, безнаддувного типу (у базових версіях) або з турбонаддувом (модифікації Д-245.5, Д-245.7). Робочий об'єм двигуна становить 4,75 л, діаметр циліндра – 110 мм, хід поршня – 125 мм. Ступінь стискання – 17:1, номінальна частота обертання колінчастого вала – 2200 об/хв, номінальна потужність – 81–95 к.с. залежно від модифікації. Максимальний крутний момент досягає 330–380 Н·м при 1400–1600 об/хв, що забезпечує двигуну високі тягові показники у широкому діапазоні навантажень [13]. Основні технічні параметри дизеля Д-245 наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Основні технічні параметри дизеля Д-245

Показник	Одиниця виміру	Значення
Тип двигуна	–	чотирициліндровий, рядний, турбований, чотиритактний дизель
Робочий об'єм	л	4,75
Діаметр циліндра	мм	110
Хід поршня	мм	125
Ступінь стискання	–	17
Потужність номінальна	к.с.	81–95
Частота обертання	об/хв	2200
Крутний момент	Н·м	330–380
Питома витрата палива	г/кВт·год	238–242
Маса суха	кг	430–460

Як видно з таблиці, двигун має оптимальне співвідношення потужності та маси, що забезпечує ефективну роботу в умовах змінного навантаження. Питома витрата палива становить близько 240 г/кВт·год, що є прийнятним показником для дизелів цього класу. Така ефективність досягається завдяки вдосконаленню процесів упорскування палива і згоряння у порівнянні з попередником Д-240.

Будова та принцип дії основних систем. Двигун Д-245 має класичну компоновку: блок-циліндр із чавуну, знімна головка блоку, колінчастий вал на п'яти опорах, шатуни з бронзовими втулками, поршні з алюмінієвого сплаву з трьома кільцями (двома компресійними і одним маслосіймним).

Система змащення – комбінована, під тиском і розбризкуванням, із зубчастим масляним насосом. Система охолодження – закрита, з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини, що приводиться у дію центробіжним насосом.

Система живлення палива – механічного типу, із паливним насосом високого тиску (ПНВТ) рядного типу, індивідуальними форсунками та двоступеневою фільтрацією палива. Для очищення повітря застосовується інерційно-масляний або сухий фільтр із змінним елементом.

Згідно з нормативною схемою, процес подачі палива відбувається у такій послідовності: паливо з бака подається підкачувальним насосом у фільтри грубого та тонкого очищення, потім у ПНВТ, де воно стискається до тиску 17–20 МПа і через паливопроводи високого тиску надходить до форсунок. Форсунка розпилює паливо у камеру згоряння, забезпечуючи формування паливно-повітряної суміші.

Для забезпечення рівномірності подачі палива на різних режимах передбачено регулятор частоти обертання, який автоматично підтримує сталі оберти колінчастого вала при зміні навантаження. Вдосконалені модифікації (Д-245.5S2) оснащуються турбонадувом, що дозволяє підвищити потужність до 100 к.с. без істотного збільшення витрати палива.

Конструктивні особливості системи живлення. Система живлення дизеля Д-245 – ключовий елемент, який визначає ефективність його роботи. Вона складається з таких основних елементів:

- паливного бака ємністю 120–150 л;
- підкачувального насоса діафрагмового типу;
- фільтра грубого очищення (відстійника);
- фільтра тонкого очищення (паперового картриджного типу);
- паливного насоса високого тиску (рядного, типу МТЗ-4УТНМ);
- форсунок із розпилювачами типу ДН-4С2 або ДН-4С3;
- зворотного паливопроводу.

Основною перевагою цієї системи є простота конструкції та ремонтпридатність. Проте при тривалій експлуатації виникають такі проблеми:

- нерівномірність подачі палива по циліндрах через знос плунжерних пар;
- коливання тиску у магістралях високого тиску;
- погіршення якості розпилення внаслідок забруднення або ерозії розпилювачів;
- збільшення витрати палива на 6–8 % у порівнянні з паспортними значеннями.

У результаті підвищується димність, знижується ефективність згорання, зростає навантаження на поршневу групу. Це зумовлює потребу в удосконаленні системи живлення, зокрема форсунок і паливного насоса високого тиску, для забезпечення стабільного упорскування та покращення характеристик сумішоутворення.

Застосування дизеля Д-245 в універсально-просапних тракторах. Основними споживачами дизеля Д-245 є трактори універсально-просапного класу 1,4–2,0 тс, зокрема:

- МТЗ-80/82 «Беларус» – наймасовіша модель, оснащується двигуном Д-243 або Д-245 потужністю 81–88 к.с.;

- МТЗ-892 – модифікований варіант із двигуном Д-245.5S2 (95 к.с.), який має турбонаддув і покращену паливну систему;
- МТЗ-920.3 – оновлений трактор з екологічними показниками Euro-2/Euro3;
- ЮМЗ-10244Н та ХТЗ-16131 – застосовують Д-245.7 з турбонаддувом потужністю 105 к.с.

Універсально-просапні трактори призначені для виконання більшості польових операцій у рослинництві – від передпосівного обробітку до транспортування вантажів. Їхня ефективність безпосередньо залежить від потужності та економічності двигуна. Практичні дослідження показують, що після модернізації системи живлення двигуна Д-245 можна досягти економії палива до 0,8–1,2 л/год при незмінних тягових характеристиках.

Умови експлуатації універсально-просапних тракторів характеризуються значною варіацією навантаження – від холостого ходу до номінального моменту, що потребує стабільності параметрів упорскування палива в усьому діапазоні обертів. Це завдання може бути вирішене лише за рахунок точного регулювання моменту і тривалості упорскування, що обумовлює актуальність дослідження конструктивних параметрів форсунок і насосів [14].

Таким чином, дизель Д-245 є технічно досконалим, проте морально застарілим двигуном, потенціал якого може бути суттєво розкритий через удосконалення системи живлення. Проведення досліджень, спрямованих на обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів форсунок і паливопроводів, має важливе значення для підвищення ефективності роботи універсально-просапних тракторів, зокрема у напрямі енергозбереження та зниження собівартості агротехнічних операцій.

1.3 Аналіз напрямів підвищення ефективності дизельних двигунів

Сучасний розвиток дизельних двигунів визначається необхідністю одночасного підвищення їхньої потужності, економічності та екологічної

безпеки. Удосконалення паливної апаратури, процесів згоряння та використання альтернативних паливних ресурсів є ключовими чинниками, що визначають енергетичну ефективність машинно-тракторного парку.

У цьому контексті аналіз напрямів підвищення ефективності дизельних двигунів дозволяє сформулювати технічні й технологічні шляхи модернізації як нових, так і експлуатованих моделей, зокрема двигуна Д-245 [13].

Оптимізація процесів упорскування і згоряння палива. Процес упорскування є центральним у забезпеченні економічності роботи дизеля. Він визначає якість сумішоутворення, швидкість і повноту згоряння, температурний режим та рівень токсичності відпрацьованих газів.

Ефективність процесу залежить від тиску впорскування, діаметра отворів розпилювача, кута факела розпилення, а також від фаз упорскування. Оптимізація цих параметрів дозволяє досягти кращого розподілу палива в камері згоряння, що сприяє стабільнішому згорянню та зниженню питомої витрати палива на 5–7 % [14].

Дослідження показали, що збільшення тиску упорскування з 18 до 23 МПа покращує дисперсність палива на 20–25 %, що сприяє повнішому використанню енергії згоряння. Проте надмірний тиск (понад 26 МПа) може призвести до ерозійного зносу соплових отворів та підвищеного навантаження на паливний насос.

Отже, оптимальне регулювання параметрів упорскування має базуватись на балансі між енергетичною ефективністю та довговічністю елементів системи живлення.

Багатоступеневе впорскування (pilot–main–post injection). Одним із найперспективніших напрямів у сучасному дизелебудуванні є багатоступеневе (мультифазне) упорскування (рис.1.2). Його суть полягає у поділі подачі палива на кілька етапів – попереднє (pilot), основне (main) та післяупорскування (post).

Попередня порція палива запалюється першою, створюючи м'яке наростання тиску і знижуючи жорсткість згоряння. Основна порція забезпечує

максимальну потужність, а післяупорскування сприяє догоранню залишків палива, зменшуючи димність вихлопу [10].

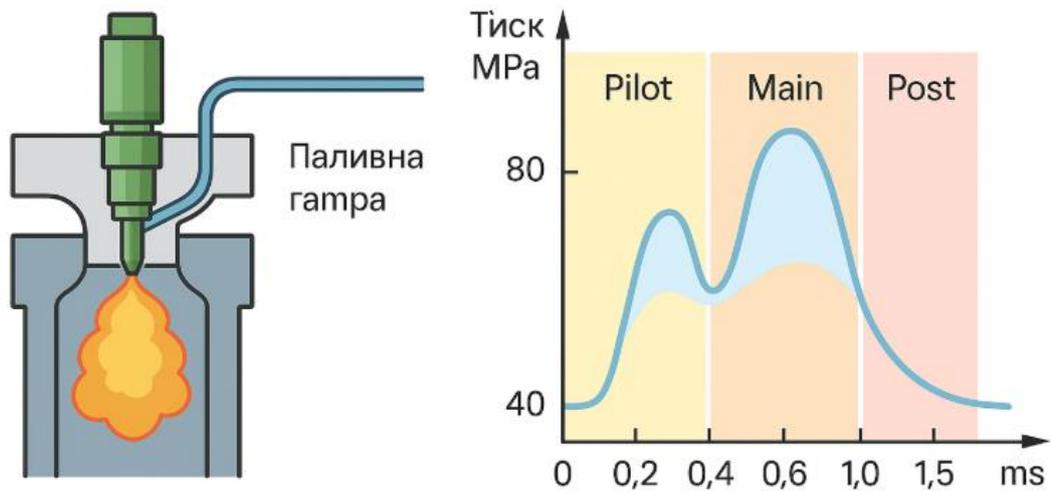


Рисунок 1.2 – Багатоступеневе впорскування палива

Дослідження компанії Bosch Diesel Systems показали, що застосування трьохетапного упорскування знижує максимальний тиск згоряння на 8–10 %, рівень шуму на 3–4 дБ, а питомі витрати палива – на 6–8 %. Крім того, зменшується викид оксидів азоту на 15 % і сажі на 20 %.

У тракторних дизелях багатоступеневе упорскування реалізується через електронно-керовані системи Common Rail, де електронний блок керування точно дозує обсяг і тривалість подачі палива відповідно до режиму роботи двигуна [8].

Удосконалення розпилювачів та форсунок. Розпилювач форсунки – ключовий елемент, що визначає якість розпилення палива. Від його конструкції залежить форма факела, ступінь дисперсності й рівномірність сумішоутворення. Сучасні тенденції полягають у переході від чотириотворних до мультиотворних (6–8 отворів) розпилювачів, які забезпечують краще заповнення камери згоряння паливно-повітряною сумішшю. Крім того, набувають поширення штифтові та п'єзоелектричні форсунки, що відзначаються високою швидкодією і точністю регулювання [8].

П'єзоелектричні форсунки (рис. 1.3) реагують на сигнал електронного блока за 0,15–0,2 мс, що у 3–4 рази швидше за традиційні електромагнітні. Це дає змогу точно регулювати кількість палива в кожній фазі впорскування, зменшуючи коливання тиску та забезпечуючи плавність роботи двигуна. Дослідження фірми Delphi Technologies підтверджують, що застосування п'єзоелектричних форсунок дозволяє знизити витрату палива на 10–12 % і токсичність вихлопу на 18 % без зменшення потужності двигуна [9].



Рисунок 1.3 – Будова п'єзоелектричної форсунки

Електронні системи керування упорскуванням (Common Rail, EDC). Впровадження електронних систем керування подачею палива стало революційним етапом у розвитку дизельних двигунів. Система Common Rail

(рис. 1.4) забезпечує підтримання постійного високого тиску в системі незалежно від частоти обертання двигуна [15, 16]. Це дозволяє реалізувати гнучкий закон подачі палива, адаптований до навантаження та температурних умов.

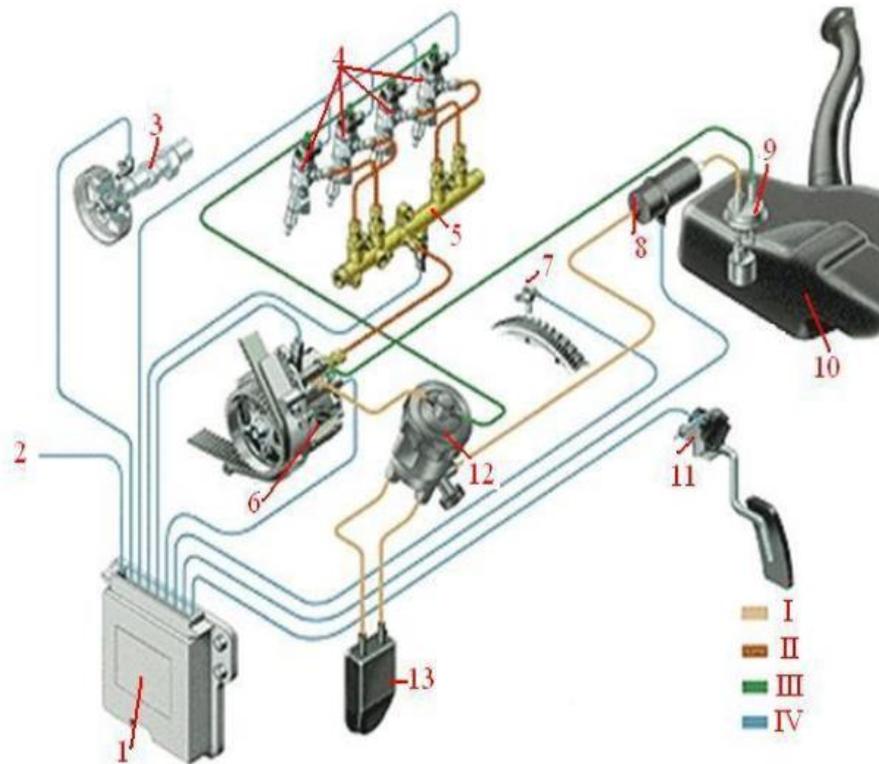


Рисунок 1.4 – Загальна будова системи Common Rail

1 – блок керування; 2 – датчі: тиску повітря, температури оливи, повітря та ОЖ; 3 – датчі положення розподільчого валу; 4 – інжектори (форсунки);
 5 – магістраль подачі палива; 6 – ПНВТ; 7 – датч частоти обертання КВ;
 8 – насос підкачувальний; 9 – паливний фільтр грубої очистки; 10 – бак;
 11 – датч положення педалі; 12 – фільтр тонкої очистки палива;
 13 – нагрівач палива; I – магістралі низького тиску; II – магістралі високого тиску; III – дренажна магістраль; IV – електродоти

Основними перевагами систем Common Rail є:

- можливість реалізації багатоступеневого упорскування;
- підвищення точності дозування палива (до $\pm 1\%$);
- стабільність тиску упорскування 150–200 МПа;
- зниження питомої витрати палива на 6–8 %;

- зменшення рівня шуму на 3–5 дБ;
- зниження викидів CO₂ та NO_x на 15–20 %.

Додатково, система EDC (Electronic Diesel Control) інтегрує функції керування упорскуванням, турбонаддувом, системою EGR і регуляцією обертів. Такий підхід забезпечує оптимальне співвідношення потужності, економічності та екологічності. У двигунах серії Deutz TCD, Perkins 1104D, FPT N45 [17], а також у модернізованих білоруських Д-245.7S2 вже використовується подібна логіка управління, що дозволяє досягати потужності понад 100 к.с. при питомій витраті палива менше 220 г/кВт·год.

Вплив конструкції камери згоряння та фаз упорскування. Конструкція камери згоряння має безпосередній вплив на динаміку сумішоутворення, швидкість згоряння і теплові втрати. Сучасні дизелі використовують тороїдальні або сферичні камери згоряння з оптимізованим розташуванням розпилювача та каналів для завихрення повітря. Це забезпечує інтенсивну турбулентність, що сприяє рівномірному розподілу температури й тиску в циліндрі.

Дослідження показують, що зміна кута упорскування на $\pm 2^\circ$ відносно ВМТ може змінювати питому витрату палива на 3–4 %. При занадто ранньому упорскуванні зростає жорсткість згоряння і викиди NO_x, при запізненому – підвищується димність і витрата палива [8]. Тому для кожної конструкції камери згоряння важливо підібрати оптимальні кути упорскування (переважно 18–22° до ВМТ) і тривалість подачі палива (0,8–1,2 мс для середніх дизелів).

Роль якості палива і системи фільтрації. Якість дизельного палива є одним із вирішальних чинників стабільності роботи двигуна. Параметри, які визначають ефективність процесу згоряння, – цетанове число, вміст сірки, щільність, фракційний склад. Для сучасних двигунів із системою Common Rail мінімальне цетанове число має становити не менше 50, а вміст сірки – не перевищувати 10 ppm. Високий рівень сірки призводить до швидкого зносу плунжерних пар і форсунок, а також до утворення нагару в камері згоряння.

Система фільтрації палива повинна забезпечувати тонкість очищення до 2–5 мкм. Для цього використовуються багатоступеневі фільтри з водовідділенням і індикаторами забруднення. Наявність навіть 0,01 % твердих домішок знижує ресурс форсунок у 1,5–2 рази. Отже, стабільна робота дизельного двигуна напряму залежить від чистоти палива і стану фільтраційної системи.

Альтернативні палива та відновлювані енергоресурси. В умовах зростання цін на нафту та посилення екологічних вимог важливого значення набуває використання альтернативних видів палива. Найбільш перспективними є біодизель (FAME), гідрований рослинний дизель (HVO), а також паливні суміші з етанолом чи метанолом. Біодизель характеризується високим змащувальним ефектом, екологічністю і можливістю виробництва з місцевої сировини. Однак його недоліками є підвищена в'язкість та схильність до полімеризації при низьких температурах.

Застосування сумішей типу B20 (20 % біодизелю та 80 % мінерального палива) дає змогу знизити викиди CO₂ на 12–15 %, CO – на 30 %, частинок сажі – на 20 %, при цьому зменшення потужності не перевищує 2–3 % [8]. Паливо типу HVO, отримане з відновлених рослинних олій, має кращу термостійкість і цетанове число понад 70, що робить його перспективним для дизелів нового покоління.

Підсумовуючи результати аналізу можна зробити висновок, що головним шляхом підвищення ефективності дизелів залишається оптимізація процесів паливоподачі та згоряння з використанням сучасних електронних систем керування, вдосконалених форсунок і високоякісного палива.

1.4 Висновки

1. Проведений аналіз сучасного стану та тенденцій розвитку дизельних двигунів свідчить, що основні напрями вдосконалення зосереджені на підвищенні паливної економічності, зниженні токсичності відпрацьованих газів та впровадженні електронних систем керування упорскуванням. Тракторні дизелі переходять від традиційних механічних систем подачі палива до мехатронних комплексів типу *Common Rail* і *EDC*, які забезпечують багатоступеневе впорскування, стабільний тиск і точне дозування палива.

2. Двигун Д-245 залишається базовим енергетичним агрегатом для універсально-просапних тракторів, однак його конструкція потребує вдосконалення системи живлення для підвищення ефективності та зниження витрати палива. Особливу увагу слід приділити модернізації форсунок, геометрії розпилювачів і налаштуванню фаз упорскування.

3. Подальші дослідження доцільно спрямувати на обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів елементів паливної системи дизеля Д-245, адаптацію до роботи з альтернативними паливами та впровадження електронного керування. Реалізація цих заходів дозволить підвищити потужність двигуна на 5–10 %, зменшити витрату палива на 7–12 % і забезпечити відповідність сучасним екологічним вимогам.

1.5 Мета і завдання досліджень

Метою роботи є підвищення ефективності роботи універсально-просапних тракторів шляхом обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів дизеля Д-245 з удосконаленням елементів системи живлення для забезпечення підвищення економічності та надійності роботи двигуна під час експлуатації у складі сільськогосподарських агрегатів.

Завдання кваліфікаційної роботи.

Провести аналіз сучасного стану досліджень та напрямів удосконалення дизельних двигунів, що застосовуються в універсально-просапних тракторах.

Визначити основні конструктивно-технологічні параметри дизеля Д-245, які впливають на потужність, економічність і довговічність.

Обґрунтувати доцільність вдосконалення елементів системи живлення, зокрема форсунок і паливоподачі, для стабілізації процесу упорскування палива.

Розробити модель удосконаленої системи живлення з урахуванням параметрів тиску, об'єму упорскування та часу подачі палива.

Провести розрахунок техніко-економічних показників роботи дизеля після удосконалення системи живлення.

Розробити рекомендації з експлуатації та технічного обслуговування модернізованого дизеля Д-245 у складі універсально-просапних тракторів.

Опрацювати заходи з охорони праці та екологічної безпеки під час експлуатації трактора з двигуном Д-245.

2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1 Теоретичні передумови підвищення ефективності дизеля Д-245 у складі універсально-просапних тракторів

Ефективність роботи універсально-просапних тракторів безпосередньо визначається енергетичними характеристиками встановленого на них дизельного двигуна. Саме двигун формує тягову потужність, продуктивність виконання польових операцій, стабільність роботи агрегатів та рівень паливної економічності. У сучасних умовах інтенсивного землеробства трактори універсально-просапного класу працюють у широкому діапазоні навантажень, часто зазнають різких змін режимів, що висуває підвищені вимоги до якості процесів подачі та згоряння палива в дизелі. Тому теоретичне обґрунтування шляхів підвищення ефективності двигуна Д-245 ґрунтується на оцінці впливу його конструктивно-технологічних параметрів на роботу трактора в реальних агротехнічних умовах.

Сутність енергетичної ефективності дизельного двигуна у складі трактора

Енергетична ефективність дизеля характеризується здатністю перетворювати хімічну енергію палива у корисну механічну роботу з мінімальними втратами. Для тракторів універсально-просапного класу це має особливе значення, адже вони виконують технологічні операції різного енергетичного навантаження: від легких міжрядних робіт до важких ґрунтообробних операцій. Потужність, що забезпечує дизель, повинна бути достатньою для подолання змінного опору ґрунту, а паливна економічність – високою при будь-якому режимі роботи.

Дизель Д-245 завдяки простій конструкції, надійності та ремонтпридатності широко розповсюджений у складі тракторів МТЗ, ХТЗ, ЮМЗ. Проте базова конструкція двигуна розроблялася під умови середини ХХ століття, коли вимоги до ефективності, економічності й екологічності були

суттєво нижчими. Тому сучасні умови експлуатації вимагають глибшої модернізації системи живлення, яка найбільшою мірою визначає якість згоряння палива, теплотворну ефективність та рівень паливних витрат [15].

Роль системи живлення у формуванні робочих параметрів дизеля

У дизельних двигунах процеси впорскування, розпилення та сумішоутворення забезпечують основні показники ефективності такі як ефективна потужність, крутний момент, питома витрата палива, коефіцієнт корисної дії, рівень токсичності та димності відпрацьованих газів, теплове навантаження елементів двигуна.

Будь-які відхилення в параметрах подачі палива а саме від зношення плунжерних пар насоса високого тиску до ерозії отворів розпилювача безпосередньо впливають на роботу двигуна. Наприклад, збільшення діаметра соплових отворів всього на 0,018–0,045 мм призводить до погіршення дисперсності крапель, формування грубодисперсного факела палива та зростання питомої витрати на 2,5–4,5 %. Натомість збільшення тиску впорскування підвищує якість розпилення, але збільшує навантаження на елементи системи подачі [16].

У конструкції Д-245 система живлення є механічною, з рядним ПНВТ та форсунками клапанного типу. Принцип її роботи забезпечує лише один основний закон подачі палива без можливості багатоступеневого впорскування. Це обмежує повноту згоряння, особливо на перехідних режимах. Тому теоретичне обґрунтування удосконалення повинно розкривати сутність динамічних процесів подачі палива та способи їх оптимізації.

Дизель Д-245 у складі універсально-просапного трактора працює на різних режимах, серед яких можна виділити такі групи:

Режими малих навантажень (холостий хід, легкі міжрядні операції). Двигун працює із надлишковим повітрям, температура згоряння є низькою, а частина палива може не повністю згоряти. За таких умов виникає викид недогорілих вуглеводнів, димність та нестабільність роботи форсунки.

Середні навантаження (культивация, сівба, боронування). Це найчастіші режими роботи тракторів. Саме тут дизель повинен забезпечувати мінімальну питому витрату палива. Однак механічна система живлення часто дає нерівномірність подачі по циліндрах, що погіршує економічність.

Максимальні навантаження (плужні та дискові агрегати). За таких режимів основним фактором стає стабільність тиску впорскування. Зношені форсунки або плунжерні пари призводять до зменшення потужності та появи чорного диму.

Отже, будь-які теоретично обґрунтовані зміни в конструкції системи живлення повинні враховувати особливості експлуатації саме універсально-просапного трактора, для якого характерні часті перехідні режими, коливання навантаження та вимоги до високої паливної економічності.

Процес впорскування визначається низкою взаємопов'язаних факторів:

- тиском впорскування;
- цикловою подачею палива;
- формою та розмірами отворів розпилювача;
- часом і тривалістю відкриття розпилювального клапана;
- кутом упорскування відносно ВМТ;
- швидкістю підйому голки форсунки;
- довжиною і діаметром паливопроводів високого тиску.

Розгляне вплив параметрів системи живлення на ефективну роботу дизеля. Своєчасність упорскування, яка регламентується кутом упорскування впливає на повноту згорання палива а саме чим ближче впорскування до оптимального кута подачі, тим повніше згорання. Форма та розміри отворів а також тиск впорскування впливатимуть на дисперсність розпиленого палива. Чим менший середній діаметр краплі, тим більша площа її поверхні, тим швидше відбувається випаровування й утворення горючої суміші. Налаштування та довжина паливопроводів має вплив на рівномірність подачі по циліндрах. Так різниця понад 5–8 % призводить до зниження потужності та підвищеної вібрації. Від

швидкості зростання тиску буде залежати плавність ходу двигуна та його шумність. Не повне згорання чке викликане використанням неякісного палива, не відповідності розмірів краплин при розпилюванні впливає на утворення сажі і теплове навантаження поршневої групи.

Таким чином, удосконалення системи живлення двигуна Д-245 має базуватися на оптимізації параметрів процесу впорскування, серед яких найбільш критичними є тиск, форма факела та дисперсність крапель.

Базова система живлення дизеля Д-245 була розроблена в період, коли основними критеріями були простота, ремонтпридатність і низька собівартість.

У серійному виконанні система живлення двигуна Д-245 має такі недоліки:

- значна нерівномірність циклової подачі між циліндрами;
- жорсткий процес згорання через одномоментне впорскування;
- чутливість до зносу плунжерних пар; що змінює подачу палива;
- ерозійне збільшення діаметра отворів розпилювача; що знижує якість розпилення;
- коливання тиску у паливопроводах високого тиску; які формують хвилі нерівномірного впорскування;
- зміна кута упорскування при різних оборотах; що погіршує економічність на перехідних режимах.

Усі ці чинники знижують потенційну ефективність двигуна і водночас створюють передумови для його модернізації. Дослідження [17] проведені на аналогічних дизелях; показують; що навіть невелика зміна параметрів форсунок (схеми отворів; тиску відкриття; об'єму попередньої порції палива) дає приріст економічності на 5–7 % без ударного впливу на ресурс двигуна.

Отже теоретичні дослідження в межах цієї кваліфікаційної роботи спрямовані на пошук параметрів системи живлення; удосконалення яких забезпечить:

1. Підвищення ефективної потужності дизеля без зміни робочого об'єму. Оптимізація процесу розпилення й покращення сумішоутворення забезпечують більш повне згоряння палива.
2. Зменшення питомої витрати палива за рахунок підвищення теплотворного використання палива.
3. Поліпшення екологічних показників – зниження димності; викидів СО та недогорілих вуглеводнів.
4. Підвищення стабільності роботи двигуна на перехідних режимах; що є критичним для універсально-просапного трактора.
5. Збільшення ресурсу форсунок і плунжерних пар шляхом вирівнювання режимів роботи та зменшення ударних навантажень у системі впорскування.

Усі ці напрями формують теоретичну основу побудови модернізованої конструкції форсунки або паливної апаратури та визначають вимоги до її параметрів. Таким чином теоретичні передумови слугують основою для вибору оптимальних конструктивних параметрів удосконаленої системи живлення. Саме вони визначають: діапазони тиску впорскування, раціональну кількість та діаметр отворів розпилювача, форму факела розпилення, параметри паливопроводів високого тиску, оптимальний кут упорскування, вимоги до цих параметрів залежно від режиму роботи трактора.

Таким чином; теоретичні дослідження дозволять сформулювати математичну модель процесу подачі й згоряння палива, визначити чутливість показників двигуна до зміни параметрів форсунок і виділити ті з них, удосконалення яких призведе до найбільшого приросту ефективності двигуна Д-245.

2.2 Теоретичні дослідження процесу подачі, упорскування та розпилення палива в дизельному двигуні Д-245

Для теоретичного обґрунтування удосконалення системи живлення дизеля Д-245 розглянемо узагальнену розрахункову схему паливної апаратури для одного циліндра. У спрощеному вигляді система подачі палива може бути представлена послідовністю елементів «паливний насос високого тиску – паливопровід високого тиску – форсунка – камера згоряння», що наведено на рис. 2.1.

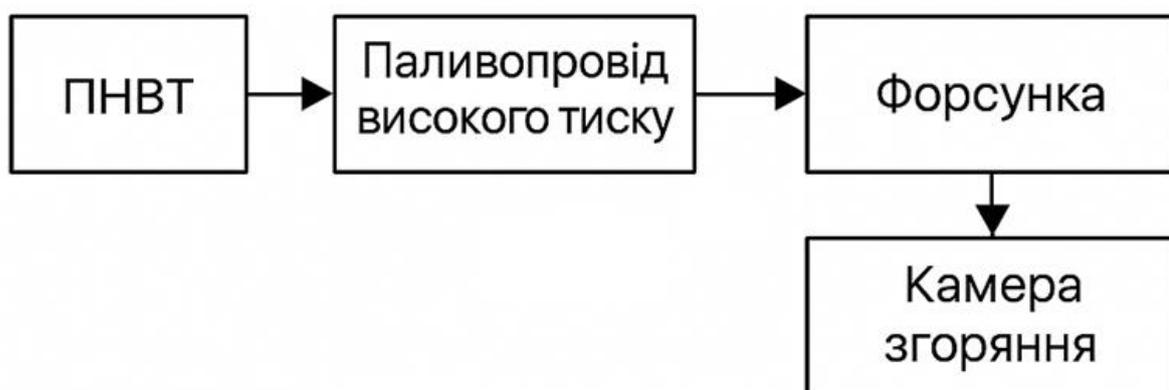


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема системи живлення

Кожна ланка цієї схеми виконує свою функцію. Паливний насос високого тиску (ПНВТ) формує тиск і об'єм циклової подачі палива. Паливопровід високого тиску передає імпульс тиску до форсунки з урахуванням пружності стінок трубки та втрат на тертя. Форсунка перетворює потенційну енергію стиснутого палива на кінетичну енергію струменів і формує паливний факел заданої геометрії. Камера згоряння забезпечує умови для випаровування крапель, утворення паливно-повітряної суміші та її подальшого згоряння.

Надалі приймаємо, що система живлення в межах одного робочого циклу працює в квазістаціонарному режимі, а паливо розглядається як стислива рідина з постійними фізичними властивостями [18-20].

Процес упорскування палива

До основних параметрів, які визначають процеси подачі, упорскування та розпилення палива в дизелі Д-245, належать:

- циклове подання палива $q_{ц}$, м³/цикл;
- тиск упорскування перед форсункою $p_{в}$, Па;
- тиск у камері згоряння $p_{ц}$, Па;
- кут упередження упорскування $\varphi_{упр}$, град (відлічується від ВМТ);
- тривалість упорскування $\Delta\varphi_{упр}$, град, або $\Delta t_{упр}$, с;
- геометричні параметри розпилювача: діаметр отворів $d_{отв}$, їх кількість $Z_{отв}$, сумарна площа перерізу F_{Σ} , кут розкриття факела θ ;
- довжина L та внутрішній діаметр D паливопроводу високого тиску;
- частота обертання колінчастого вала n , об/хв.

Циклове подання палива одним плунжерним елементом ПНВТ визначається виразом

$$q_{ц} = F_{пл} \cdot S_{пл} \cdot \eta_{пнвт}, \quad (2.2)$$

де $F_{пл}$ – площа перерізу плунжера, м²;

$S_{пл}$ – хід плунжера, м;

$\eta_{пнвт}$ – коефіцієнт об'ємної ефективності насоса.

Площа перерізу плунжера:

$$F_{пл} = \frac{\pi \cdot d_{пл}^2}{4}, \quad (2.3)$$

де $d_{пл}$ – діаметр плунжера, м.

Зв'язок між кутовою тривалістю упорскування і часом записується у вигляді

$$\Delta t_{упр} = \frac{\Delta\varphi_{упр}}{360^\circ} \cdot \frac{60}{n}. \quad (2.4)$$

Цей вираз дає змогу переходити від кутових характеристик до часових при розрахунку витрати палива.

У паливопроводі високого тиску тиск змінюється хвилеподібно внаслідок стисливості палива та пружно-деформаційних властивостей трубки. У загальному вигляді динаміка тиску описується хвильовим рівнянням

$$\partial p / \partial t = -a^2 \cdot \rho \cdot (\partial v / \partial x), \quad (2.5)$$

де a – швидкість поширення хвилі тиску в паливі, м/с;

ρ – густина палива, кг/м³;

v – осереднена швидкість руху палива в паливопроводі, м/с;

x – координата вздовж довжини трубки, м.

Для інженерних розрахунків часто використовують спрощену модель, у якій тиск перед форсункою $p_B(t)$ відрізняється від тиску на виході з насоса $p_H(t)$ на величину втрат у паливопроводі [18, 21]:

$$p_B(t) = p_H(t) - \Delta p_{\text{тр}} - \Delta p_{\text{ел}}, \quad (2.6)$$

де $\Delta p_{\text{тр}}$ – втрати тиску на тертя,

$\Delta p_{\text{ел}}$ – додаткові втрати, пов'язані з пружною деформацією стінок трубки.

Втрати тиску на тертя визначаються за формулою Дарсі–Вейсбаха

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \cdot (L / D) \cdot (\rho \cdot v^2 / 2), \quad (2.7)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя;

L – довжина паливопроводу високого тиску, м;

D – внутрішній діаметр паливопроводу, м.

Як видно з (2.6)–(2.7), збільшення відношення L/D призводить до зростання втрат тиску та до згладжування фронту хвилі. Це негативно впливає на чіткість початку та закінчення упорскування, тому при удосконаленні системи

живлення дизеля Д-245 необхідно забезпечити раціональний вибір геометричних розмірів паливопроводів.

Розглянемо математичну модель відкриття форсунки та формування паливного факела. Форсунка відкривається тоді, коли сила від тиску палива на сідло голки перевищує силу пружини. У квазістаціонарному наближенні умову відкриття можна записати у вигляді

$$p_B \cdot F_{\text{сед}} \geq F_{\text{пр}}, \quad (2.8)$$

де $F_{\text{сед}}$ – ефективна площа сідла голки, м²;

$F_{\text{пр}}$ – сила натягу пружини розпилювача, Н.

Після відкриття голки витрата палива через один отвір розпилювача описується рівнянням витрати крізь отвір

$$Q_{\text{отв}} = \mu \cdot F_{\text{отв}} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_B - p_{\text{ц}})}{\rho}}, \quad (2.9)$$

де μ – коефіцієнт витрати (0,75–0,85);

$F_{\text{отв}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{отв}}^2}{4}$ – площа поперечного перерізу отвору розпилювача, м²;

$p_{\text{ц}}$ – тиск газів у камері згоряння, Па.

Сумарна витрата палива через усі отвори розпилювача становить

$$Q_{\Sigma} = z_{\text{отв}} \cdot Q_{\text{отв}}. \quad (2.10)$$

За відомої тривалості упорскування $\Delta t_{\text{упр}}$ маса палива, що подається в циліндр за цикл, визначається як

$$m_{\text{п}} = \rho \cdot \int_0^{\Delta t_{\text{упр}}} Q_{\Sigma}(t) dt. \quad (2.11)$$

У разі, коли Q_{Σ} можна вважати сталою величиною протягом упорскування, отримаємо наближений вираз

$$m_{\Pi} \approx \rho \cdot Q_{\Sigma} \cdot \Delta t_{\text{упр}} \quad (2.12)$$

Таким чином, маса палива за цикл безпосередньо залежить від геометрії розпилювача ($d_{\text{отв}}$, $z_{\text{отв}}$), перепаду тиску ($p_{\text{в}} - p_{\text{ц}}$) і тривалості упорскування $\Delta t_{\text{упр}}$.

Характеристики паливного факела описуються середнім діаметром крапель $d_{\text{ср}}$ та глибиною проникнення струменя S . Середній діаметр крапель у спрощеному вигляді може бути поданий виразом

$$d_{\text{ср}} = C \left[\frac{\sigma}{\rho_{\Pi} \cdot (p_{\text{в}} - p_{\text{ц}})} \right]^{1/3}, \quad (2.13)$$

де C – емпіричний коефіцієнт;

σ – поверхневий натяг палива, Н/м;

ρ_{Π} – густина палива, кг/м³.

Глибина проникнення струменя у повітряний заряд:

$$S = K \cdot d_{\text{отв}} \left(\frac{(p_{\text{в}} - p_{\text{ц}})}{\rho_{\Pi}} \right)^{1/2} \cdot t^n, \quad (2.14)$$

де K , n – експериментально визначені коефіцієнти;

t – час від початку упорскування, с.

Кут розкриття факела θ та глибина проникнення S повинні бути узгоджені з діаметром камери згоряння $D_{\text{кз}}$, щоб забезпечити рівномірне заповнення об'єму без інтенсивного удару струменів об стінки поршня. У найпростішому наближенні можна записати умову

$$S \leq \frac{D_{\text{кз}}}{2 \cdot \cos(\theta / 2)}. \quad (2.15)$$

Виконання умови (2.15) забезпечує рівномірний розподіл палива в об'ємі камери згоряння, що є однією з основних вимог до раціональної геометрії розпилювача дизеля Д-245.

2.3 Аналіз впливу конструктивно-технологічних параметрів системи живлення на енергетичні та паливні показники дизеля Д-245

Енергетичні та паливні показники дизельного двигуна – ефективна потужність, крутний момент, питома витрата палива, коефіцієнт корисної дії, димність і токсичність відпрацьованих газів – значною мірою визначаються параметрами системи живлення. Для дизеля Д-245, що працює у складі універсально-просапних тракторів, особливу роль відіграють діаметр і кількість отворів розпилювача, тиск упорскування, довжина та діаметр паливопроводів високого тиску, кут упередження упорскування та тривалість подачі палива [18–21].

Отже за результатами математичного аналізу основних процесів системи живлення дизельного двигуна виконаємо якісний аналіз «чутливості» основних показників роботи двигуна а саме встановимо зв'язок параметрів системи живлення з енергетичними показниками двигуна

Ефективна потужність дизельного двигуна визначається виразом:

$$N_e = \frac{2\pi n M_e}{60}, \quad (2.16)$$

де n – частота обертання колінчастого вала, об/хв;

M_e – ефективний крутний момент, Н·м.

Ефективний крутний момент є функцією середнього індикаторного тиску p_i , площі поршня F_{π} та ходу поршня S :

$$M_e = \frac{p_i F_{\pi} S z}{4\pi}, \quad (2.17)$$

де z – кількість циліндрів.

Середній індикаторний тиск p_i залежить від повноти згоряння палива i , відповідно, від якості розпилення та сумішоутворення, які задаються параметрами системи живлення [19, 20]. Збільшення тиску упорскування p_B , оптимізація геометрії розпилювача (діаметр $d_{\text{отв}}$, кількість отворів $z_{\text{отв}}$, кут факела θ сприяють інтенсивнішому випаровуванню палива, формуванню одноріднішої паливно-повітряної суміші та підвищенню p_i , а отже – i_{Me} , i_{Ne} .

У той же час надмірне форсування за рахунок збільшення циклового подання $q_{\text{ц}}$ без покращення якості сумішоутворення призводить до зростання димності, неповного згоряння і підвищення теплових навантажень на поршневу групу [21]. Отже, завдання удосконалення системи живлення полягає в тому, щоб забезпечити не просто більшу подачу палива, а раціональне поєднання циклової подачі з комбінованою зміною тиску упорскування, геометрії форсунки та параметрів паливопроводу.

Вплив діаметра і кількості отворів розпилювача на процеси розпилення та згоряння. Як показано у (2.9)–(2.10), витрата палива через розпилювач залежить від площі перерізу отворів $F_{\text{отв}}$ і їх кількості $z_{\text{отв}}$. Зі збільшенням діаметра отворів $d_{\text{отв}}$ при незмінному тиску упорскування p_B зростає об'ємна витрата палива, однак збільшується й розмір крапель. Згідно з рівнянням 2.13 середній діаметр крапель зменшується зі зростанням перепаду тиску ($p_B - p_{\text{ц}}$), але зростає при збільшенні поверхневого натягу та густини палива.

При збільшенні діаметра отворів без відповідного підвищення тиску упорскування формуються грубодисперсні краплі, які повільно випаровуються і погано перемішуються з повітрям. Це призводить до локального збагачення суміші, появи зон неповного згоряння, підвищення димності та збільшення питомої витрати палива g_e [20, 22].

З іншого боку, збільшення кількості отворів $z_{\text{отв}}$ при зменшених діаметрах $d_{\text{отв}}$ дає змогу зберегти необхідну сумарну площу перерізу F_{Σ} при кращій дисперсності струменів. Багатоструминний факел забезпечує рівномірніше заповнення об'єму камери згоряння, покращує турбулізацію та знижує локальні

температурні максимуми, що сприяє зменшенню утворення сажі та оксидів азоту [21, 25].

Отже, зміна геометрії розпилювача є одним із найчутливіших параметрів, що дозволяє впливати на ККД, питому витрату палива та токсичність відпрацьованих газів без конструктивного втручання в блок циліндрів і кривошипно-шатунний механізм.

Вплив тиску упорскування на енергетичні та паливні показники. Тиск упорскування p_b , згідно з (2.7)–(2.9), визначає не лише момент відкриття форсунки, але й швидкість витікання палива, форму факела та дисперсність крапель. Підвищення p_b призводить до збільшення швидкості струменя, зменшення середнього діаметра крапель d_{cp} , кращого проникнення струменів у камеру згоряння, прискорення процесів випаровування та змішування з повітрям.

У результаті підвищується повнота згоряння палива і середній індикаторний тиск p_i , що забезпечує приріст крутного моменту M_e і потужності N_e при одночасному зниженні питомої витрати палива g_e [19, 21, 26].

Однак надмірне збільшення тиску упорскування (вище раціонального діапазону) має низку негативних наслідків: різке зростання навантажень на плунжерні пари ПНВТ і елементи форсунки, інтенсивний ерозійний знос отворів розпилювача, ймовірність «надто глибокого» проникнення струменів і передачі тепла на стінки поршня, збільшення механічних втрат енергії на привід насоса [20, 22].

Для дизеля Д-245 оптимальний діапазон тиску упорскування визначається балансом між покращенням показників згоряння і допустимими навантаженнями на елементи системи живлення. Саме в цьому діапазоні удосконалення системи живлення дає найбільший ефект щодо зниження g_e та збільшення N_e .

Вплив параметрів паливопроводів високого тиску

Як впливає з (2.6)–(2.7), довжина L та діаметр D паливопроводу високого тиску впливають на: величину втрат тиску Δp_T , форму фронту хвилі тиску, затримку між початком подачі насосом і відкриттям форсунки, коливання тиску в момент закінчення упорскування.

Збільшення відношення L/D призводить до зростання гідравлічних втрат і більш вираженого хвильового характеру процесу. Що може викликати зміщення фактичного кута упередження упорскування порівняно з розрахунковим, нерівномірність подачі палива по циліндрах, коливання циклової подачі при зміні частоти обертання n [19, 23].

Внаслідок цього знижується стабільність крутного моменту, зростають вібрації і погіршується паливна економічність. Оптимізація геометрії паливопроводів (скорочення надлишкової довжини, правильний підбір діаметра) дає змогу зменшити амплітуду коливань тиску, покращити відтворюваність процесу впорскування і знизити нерівномірність подачі по циліндрах.

Вплив кута і тривалості упорскування на показники роботи двигуна

Кут упередження упорскування $\varphi_{упр}$ і тривалість упорскування $\Delta\varphi_{упр}$ (або $\Delta t_{упр}$) є ключовими параметрами, що задають фазування процесу згоряння відносно положення поршня. Відхилення цих параметрів від оптимальних значень призводить до відчутних змін у показниках двигуна [20, 21].

При надто ранньому упорскуванні (збільшення $\varphi_{упр}$) значна частина тепловиділення припадає на зону, близьку до ВМТ, що підвищує максимальний тиск згоряння, збільшує динамічні навантаження на кривошипно-шатунний механізм, підвищує шумність і жорсткість роботи, може призвести до збільшення викидів NO_x через високі температури.

При запізненому упорскуванні основна частина палива згоряє вже на ділянці розширення, що знижує середній індикаторний тиск p_i призводить до зменшення Me та Ne , підвищує димність через неповне згоряння, збільшує питому витрату палива g_e [25, 26].

Тривалість упорскування $\Delta t_{упр}$, відповідно до (2.4), пов'язана з цикловою подачею і частотою обертання. Збільшення $\Delta t_{упр}$ при незмінному куті початку впорскування призводить до того, що частина палива подається надто пізно, що також знижує ефективність згоряння.

Отже, оптимальне регулювання куту і тривалості упорскування у поєднанні з модернізацією розпилювача дозволяє істотно покращити співвідношення між потужністю, економічністю і токсичністю відпрацьованих газів без змін у базовій конструкції двигуна.

Виділення найчутливіших параметрів системи живлення дизеля Д-245

На основі виконаного аналізу, можна виділити групу параметрів системи живлення, зміна яких дає найбільший вплив на енергетичні та паливні показники дизеля Д-245 а саме:

- геометрія розпилювача форсунки: діаметр $d_{омв}$, кількість отворів $z_{омв}$, кут розкриття факела θ ;
- тиск упорскування $p_в$;
- кут упередження упорскування $\varphi_{упр}$ та тривалість упорскування $\Delta t_{упр}$;
- геометричні параметри паливопроводів високого тиску (відношення L/D).

Саме ці параметри впливають на дисперсність і структуру паливного факела, глибину проникнення струменів і область їх взаємодії з повітряним зарядом, повноту згоряння палива, значення середнього індикаторного тиску p_i , ефективну потужність N_e , крутний момент M_e та питому витрату палива g_e , димність і токсичність відпрацьованих газів.

Таким чином, подальше теоретичне й конструктивне опрацювання саме цих параметрів є доцільним напрямом удосконалення системи живлення дизеля Д-245.

2.4 Теоретичне обґрунтування раціональних конструктивно-технологічних параметрів удосконаленої системи живлення дизеля Д-245

На основі проведеного аналізу можна зробити висновок, що підвищення ефективності процесу сумішоутворення дизеля Д-245 можливе шляхом оптимізації низки конструктивно-технологічних параметрів: тиску упорскування, геометрії розпилювача, характеристик паливопроводів високого тиску та фаз упорскування. Особливістю двигуна Д-245 являється його робота в високофорсованому режимі, тому актуальним буде для підвищення ефективності його експлуатації зниження питомих витрат палива, а саме підвищення економічної роботи без зміни показників потужності. Такий підхід дозволить забезпечити ефективну роботу двигуна без зниження ресурсу його роботи. Не створюючи додаткові навантаження на основні елементи механізмів та систем двигуна.

І розпочнемо наші дослідження з оптимізації геометрії розпилювача форсунки. Основними параметрами, що визначають якість розпилення палива, є діаметр отворів $d_{отв}$, їх кількість $z_{отв}$, кут розкриття факела θ та сумарний прохідний переріз F_{Σ} . Кількість і діаметр отворів повинні забезпечувати:

Прохідний переріз визначимо за рівнянням:

$$F_{\Sigma} = z_{отв} \cdot \frac{\pi d_{отв}^2}{4}. \quad (2.19)$$

Згідно з експериментальними дослідженнями Lefebvre [21], зменшення діаметра отворів за умови збільшення кількості струменів позитивно впливає на дисперсність палива. Середній діаметр крапель за законом Холенда–Лефевра описується:

$$d_{ср} = K \cdot d_{отв}^{0,07} \left(\frac{\sigma}{\rho_{п} \cdot (p_{в} - p_{ц})} \right)^{0,36} \quad (2.20)$$

Ця залежність демонструє слабку, але стабільну тенденцію: менші отвори покращують диспергування. З урахуванням конструкції камери згоряння дизеля

Д-245 виконано теоретичні дослідження за результатами яких (додаток Б) отримано графічні залежності рис. 2.2 та рис. 2.3.

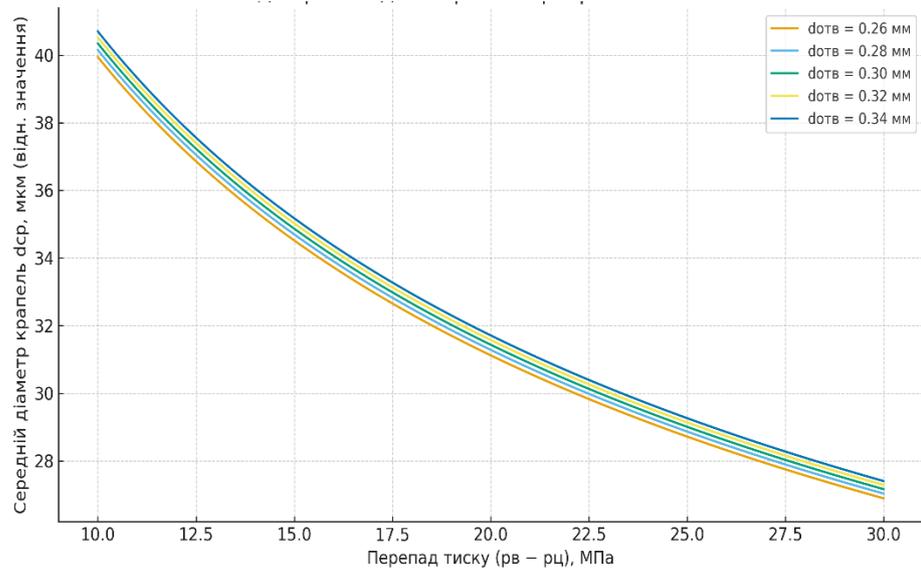


Рисунок 2.2 – Залежність діаметра крапель $d_{ср}$ від перепаду тиску

Аналізуючи залежність раціональною є конфігурація з 6–7 отворів діаметром 0,28–0,32 мм, що забезпечує оптимальне співвідношення проникнення і розпилення.

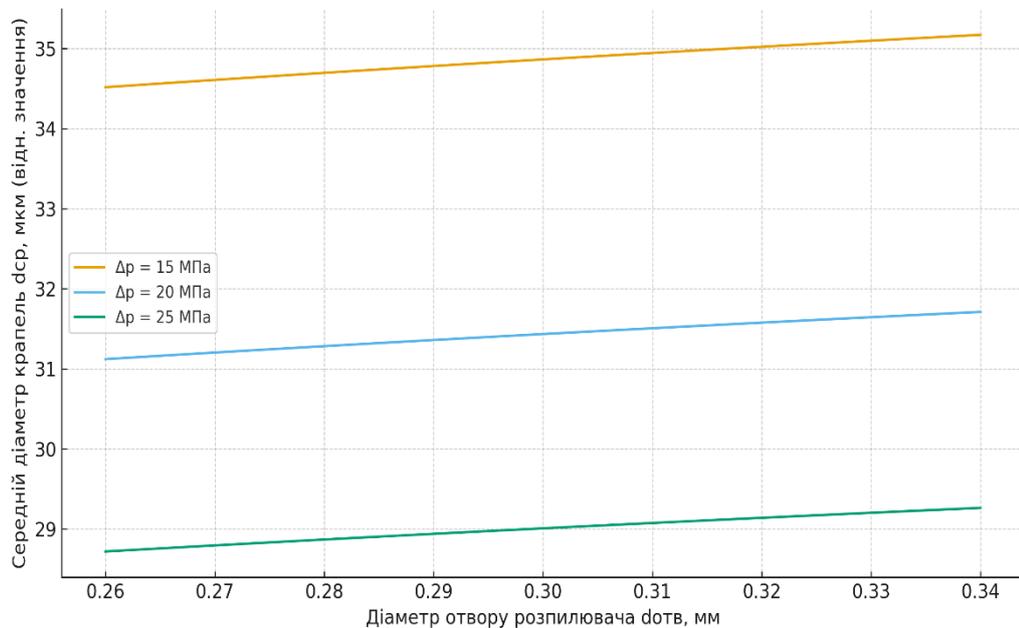


Рисунок 2.3 – Залежність діаметра крапель $d_{ср}$ від діаметра отворів розпилювачів

Для дизеля Д-245 раціональним вважається діапазон 21–23 МПа, у якому забезпечується поліпшення паливної економічності без надмірного навантаження на апаратуру.

Тиск упорскування палива визначає швидкість витікання палива:

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_B - p_{ц})}{\rho_{п}}}. \quad (2.21)$$

Враховавши особливості впливу тиску проскування палива розглянуті в попередньому пункті за умови збільшення кількості отворів розпилювача з 4 до 6 раціональним значенням згідно 2.21 для дизеля Д-245 Для прийнятої густини дизельного палива $\rho_{п}=830 \text{ кг/м}^3$ та діапазону тиску упорскування $\Delta p=21\text{--}23 \text{ МПа}$ розрахункові значення швидкості витікання палива з соплових отворів за формулою (2.21) будуть становити відповідно:

$$v_{21} = 225 \text{ м/с}, \quad v_{22} = 230 \text{ м/с}, \quad v_{23} = 235 \text{ м/с}.$$

Отримані значення лежать нижче швидкості поширення пружних хвиль у рідині, що забезпечує відсутність ударних режимів та є раціональними для роботи паливної апаратури дизеля Д-245 у форсованому режимі.

Втрати в паливопроводах високого тиску можна описати за наступним рівнянням:

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho_{п} \cdot v^2}{2}, \quad (2.22)$$

де L – довжина трубки, м

D – внутрішній діаметр, м;

λ – коефіцієнт гідравлічного тертя.

Згідно з попередньо проведеними дослідженнями [18] встановлено, що оптимальне відношення L/D для рядних ПНВТ становить в межах 100–200. Тому

врахувавши їх при проведенні удосконалень системи живлення за можливості доцільно зменшити надлишкову довжину паливопроводів і використовувати трубки внутрішнім діаметром не менше 1,5–1,8 мм.

Ще одним важливим параметром оптимізації являється фаза упорскування до якої відносяться: кут випередження $\varphi_{упр}$ та тривалість упорскування Δt :

$$\Delta t = \frac{q_{ц}}{\mu F_{\Sigma} \sqrt{\frac{2(p_{в}-p_{ц})}{\rho_{п}}}} \quad (2.23)$$

За даними досліджень оптимізації роботи паливної апаратури компанією Bosch [8] встановлено оптимальний кут випередження упорскування для двигунів з нерозділеною камерою згоряння становить 15–20° до ВМТ. Для Д-245 раціонально приймати 16–18°, що забезпечує максимальну повноту згоряння та мінімізацію питомої витрати палива.

Дизельний двигун у форсованих модифікаціях з турбонаддувом працює в умовах підвищених механічних і теплових навантажень на циліндро-поршневу групу, шатунно-кривошипний механізм та елементи газорозподільного механізму. Будь-яке неконтрольоване підвищення подачі палива або зміщення фаз упорскування в бік раннього згоряння призводить до зростання максимального тиску згоряння p_{max} , температури в камері та на випускі, що неминуче скорочує ресурс двигуна [18, 23].

Тому при удосконаленні системи живлення ставиться принципова задача: досягти зниження питомої витрати палива без збільшення потужності понад базовий рівень і без росту пікових навантажень на ЦПГ. Інакше кажучи, паливна економічність повинна покращуватися не за рахунок додаткового форсування, а через підвищення повноти та стабільності згоряння.

Теоретичний критерій зниження g_e при незмінній потужності

Питомою ефективною витратою палива g_e називають відношення масової витрати палива до ефективної потужності двигуна:

$$g_e = \frac{G_{\text{п}} \cdot 3600}{N_e}, \text{ г/(кВт} \cdot \text{год)} \quad (2.24)$$

де $G_{\text{п}}$ – витрата палива, кг/год;

N_e – ефективна потужність, кВт.

Для базового (б) та експериментального (е) варіантів форсунок умова збереження потужності формулюється як:

$$N_{eб} \approx N_{eе}, \quad (2.25)$$

а умова підвищення економічності:

$$g_{eе} < g_{eб}. \quad (2.26)$$

де $g_{eе}$ – питома витрата палива експериментальний варіант, г/(кВт·год);

$g_{eб}$ – питома витрата палива базовий варіант, г/(кВт·год).

Поєднання (2.25) і (2.26) означає, що ефект удосконалення досягається за рахунок підвищення коефіцієнта використання енергії палива, а не форсування.

Ефективний ККД дизеля пов'язаний із питомою витратою співвідношенням [20; 24]:

$$\eta_e = \frac{G_{\text{п}}}{N_e \cdot H_u} = \frac{3600}{g_e \cdot H_u}, \quad (2.27)$$

де H_u – нижча теплота згорання палива, кДж/кг.

Отже, зменшення g_e за незмінного H_u автоматично означає збільшення η_e без необхідності підвищення середнього ефективного тиску понад базовий рівень.

Для збереження ресурсу роботи високофорсованого двигуна критерійні умови можна записати у вигляді обмежень:

$$p_{max,e} \leq p_{max,b} + \Delta p_{доп}, \quad (2.28)$$

$$T_{вип,e} \leq T_{вип,b} + \Delta T_{доп}, \quad (2.29)$$

де $p_{max,b}$, $T_{вип,b}$ – максимальний тиск згоряння і температура на випуску для базового двигуна;

$p_{max,e}$, $T_{вип,e}$ – відповідні значення для експериментального варіанта;

$\Delta p_{доп}$, $\Delta T_{доп}$ – допустимі відхилення (як правило, не більше 3–5 % по тиску та 10–20 К по температурі [22; 25]).

Таким чином, конструктивне удосконалення системи живлення вважається допустимим з точки зору ресурсу, якщо виконується сукупність умов:

$$\left\{ \begin{array}{l} N_{ee} \approx N_{eb} \\ g_{ee} < g_{eb} \\ p_{max,e} \leq p_{max,b} + \Delta p_{доп} \\ T_{вип,e} \leq T_{вип,b} + \Delta T_{доп} \end{array} \right. \quad (2.30)$$

Запропоноване удосконалення розпилювача (збільшення кількості отворів до 6–7, незначне зменшення діаметра отворів і помірне підвищення тиску упорскування до 21–23 МПа) приводить до:

- зменшення середнього діаметра крапель $d_{ср}$ на 6–9 %;
- вирівнювання розподілу палива в об'ємі камери згоряння;
- скорочення тривалості періоду затримки самозаймання;
- зменшення частки палива, що згорає у жорсткому переддвигунному режимі.

Для оцінювання ефективності удосконаленої форсунки порівняно з базовою введемо критерій оптимізації питомої витрати:

$$J = \frac{g_{ee}}{g_{eб}}, \quad (2.31)$$

Таким чином, умова покращення паливної економічності формулюється як:

$$J < 1. \quad (2.32)$$

Відомо, що питома витрата тісно пов'язана зі середнім діаметром крапель у паливному факелі, який визначається законом Холенда–Лефевра рівняння 2.20 тоді рівняння оцінки впливу дисперсності на економічність матиме вигляд:

$$J = 1 - \beta \frac{d_{cp,б} - d_{cp,e}}{d_{cp,б}}, \quad (2.33)$$

де $\beta=0,3$ – експериментальний коефіцієнт чутливості.

Таким чином, зменшення d_{cp} пропорційно зменшує значення критерію J , що відображає зниження питомої витрати палива без зниження ефективної потужності двигуна. На основі формул 2.20–2.33 побудовано залежності критерію J від: перепаду тиску упорскування та діаметра отвору розпилювача.

Дослідження виконано для двох варіанти форсунок:

- базовий – 4 отвори, діаметр $d_{cp,б} = 0,32$ мм, тиск 18 МПа;
- удосконалений – 7 отворів, діаметр $d_{cp,e} = 0,28$ мм, тиск 23 МПа.

Отримані залежності (рис. 2.4 та рис. 2.5) за результатами теоретичних досліджень (додаток В) свідчать, що модернізована форсунка дизеля Д-245 ($7 \times 0,28$ мм, тиск 23 МПа) забезпечує стійке зменшення критерію оптимізації питомої витрати палива J порівняно з базовою конструкцією.

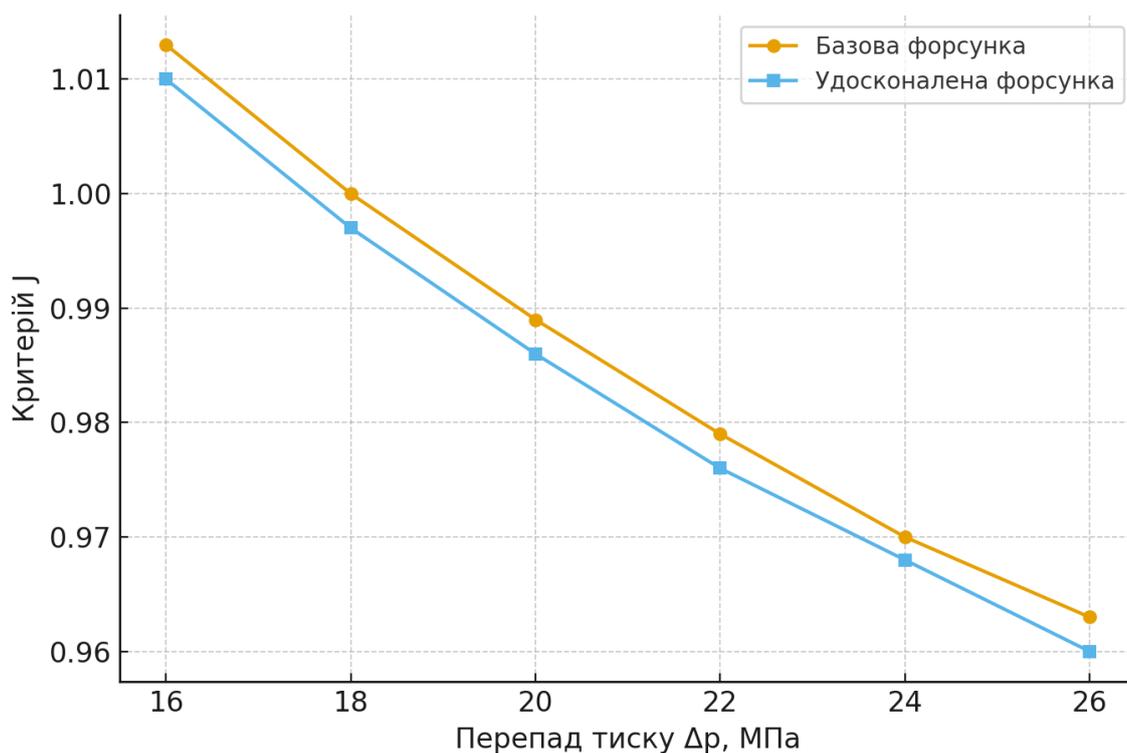


Рисунок 2.4 – Залежність критерію J від Δp

Графік залежності J від перепаду тиску Δp демонструє монотонне зменшення критерію зі збільшенням тиску. удосконалена форсунка забезпечує на 0,3–0,5 % кращу економічність при однакових Δp . Згідно нормативним швидкісним розрахункам (формула 2.21), швидкість витікання палива у діапазоні 21–23 МПа становить $v_{21} \approx 225$ м/с, $v_{22} \approx 230$ м $v_{23} \approx 235$ м/с. Ці значення не перевищують швидкість поширення ударних хвиль у паливі, не створюють небезпечних навантажень на плунжерні пари і одночасно забезпечують покращену дисперсність упорскуваного струменя. Отже раціональним робочим діапазоном тиску для модернізованої форсунки буде значення в межах 21–23 МПа, що дозволить забезпечити зниження J та збереження ресурсу паливної апаратури.

Зниження J у всьому робочому діапазоні тисків упорскування означає зменшення питомої витрати палива без зменшення ефективної потужності двигуна та збереження базового ресурсу роботи двигуна.

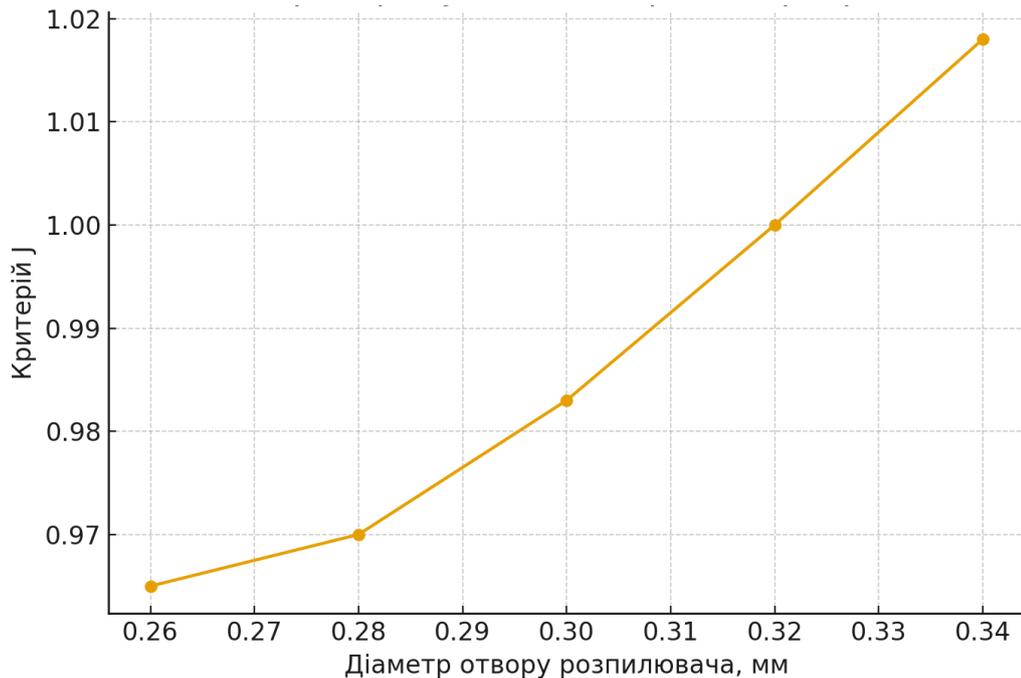


Рисунок 2.5 – Залежність критерію оптимізації J від діаметра отворів

Побудована залежність $J(d_{\text{отв}})$ показує, що при зменшенні діаметра з 0,32 до 0,28 мм критерій J знижується з 1,00 до 0,97 мінімум J спостерігається у діапазоні 0,26–0,30 мм; проте надмірне зменшення діаметра призводить до підвищення чутливості до засмічення палива, збільшення навантаження на насос високого тиску та ризику нестабільного пуску при низьких температурах. Діаметри понад 0,32 мм приводять до збільшення $J > 1$, тобто погіршення паливної економічності. Отже оптимальне значення діаметра отворів для форсунки дизеля Д-245 знаходиться в межах 0,28–0,30 мм що нижче базового значення $d_{\text{отв}}=0,32$ мм.

2.5 Висновки

1. На основі аналізу режимів роботи трактора показано, що вирішальну роль у формуванні енергетичних та паливних показників двигуна відіграють параметри процесів подачі, упорскування та розпилення палива.

2. Побудовано розрахункову схему «ПНВТ – паливопровід високого тиску – форсунка – камера згоряння» та виведено спрощені залежності, які описують динаміку тиску в паливопроводі, умову відкриття форсунки, витрату палива через розпилювач і формування паливного факела в камері згоряння.

3. Виконано якісний і кількісний аналіз впливу тиску упорскування, діаметра і кількості отворів розпилювача, геометрії паливопроводів та фаз упорскування на потужність, крутний момент, питому витрату палива та димність.

4. Запропоновано критерій оптимізації питомої витрати палива J та показано, що модернізація форсунки за рахунок збільшення кількості отворів до 6–7, зменшення їх діаметра до 0,28–0,30 мм і роботи в діапазоні тиску 21–23 МПа забезпечує зниження питомої витрати палива орієнтовно на 5–7 % без зростання навантажень на циліндро-поршневу групу. Отримані теоретичні результати є основою для подальших експериментальних досліджень та перевірки ефективності удосконаленої системи живлення дизеля Д-245 в умовах реальної експлуатації..

3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1 Конструктивне рішення удосконаленої системи живлення дизеля Д-245

На основі виконаних теоретичних досліджень було розроблено конструктивне рішення, спрямоване на підвищення якості сумішоутворення та зниження питомої витрати палива дизельного двигуна Д-245 без внесення глобальних змін у базову конструкцію. Рішення ґрунтується на раціоналізації геометрії розпилювача, корекції параметрів паливопроводів високого тиску та оптимізації фаз упорскування. Такий підхід відповідає загальним тенденціям точного інженерного налаштування паливної апаратури, що простежуються в сучасних наукових дослідженнях з удосконалення систем живлення тракторних дизелів.

Загальна концепція конструктивного удосконалення

Проведений у попередніх підрозділах аналіз показав, що найбільший вплив на потужність, димність, економічність і стабільність роботи двигуна мають:

- геометрія розпилювача форсунки;
- тиск упорскування;
- хвильові процеси в паливопроводах високого тиску;
- фазування упорскування палива.

Тому удосконалення системи живлення сконцентровано на тих елементах конструкції, що визначають початкову швидкість, дисперсність і напрямок паливних струменів, а також на параметрах, які впливають на стабільність фронту тиску, що надходить до форсунки.

Враховуючи досвід, наукових досліджень системи живлення дизельних двигунів викладений у роботах науковців ДДАЕУ, за основу прийнято принцип мінімального конструктивного втручання – *максимальний ефект від оптимізації процесів упорскування*.

Удосконалений розпилювач форсунки

На основі залежностей (2.19)–(2.20) і рекомендацій літератури [18–25] запропоноване конструктивне вдосконалення розпилювачів (рис. 3.1) зі збільшеною кількістю отворів до 6 та 7, зменшення їх діаметра до 0,28 та 0,30 мм і виконано оптимізацію внутрішніх паливних каналів, що позитивно впливає не лише на якість упорскування, але й на ресурсну надійність прецизійної пари «корпус–голка». Поліпшення динаміки руху палива за рахунок виконаної канавки 2 зменшує локальні гідродинамічні імпульси, які у штатних розпилювачах викликають мікроперекося голки та нерівномірне навантаження на її напрямні поверхні а відповідно її швидке зношення.

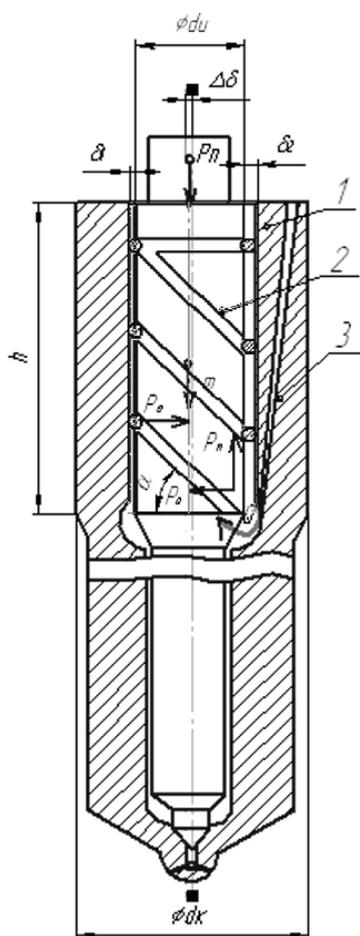


Рисунок 3.1 – Удосконалений варіант розпилювача форсунки ФД-22

1 – корпус удосконаленого розпилювача; 2 – голка з стабілізуючою канавкою; 3 – канавка підведення палива; α – кут нарізання стабілізуючої канавки; P_o , P_n – осьове зміщення відповідно осьове та повздожне

Ці явища викликані облітерацією рис. 3.2 тобто утворенням на поверхнях мікрошарів полярних компонентів палива товщиною h , що призводить до зменшення прохідного зазору S , зростання сил тертя та ризику «прихоплень» голки. У вдосконаленому розпилювачі завдяки виконаній канавці 2 (рис. 3.1) на зовнішній частині зниженню пульсацій тиску й рівномірнішому розподілу витрати палива зменшується швидкість утворення пограничного шару товщиною h на поверхнях щілини. Це дозволяє довше зберігати стабільність робочого зазору між голкою та корпусом.

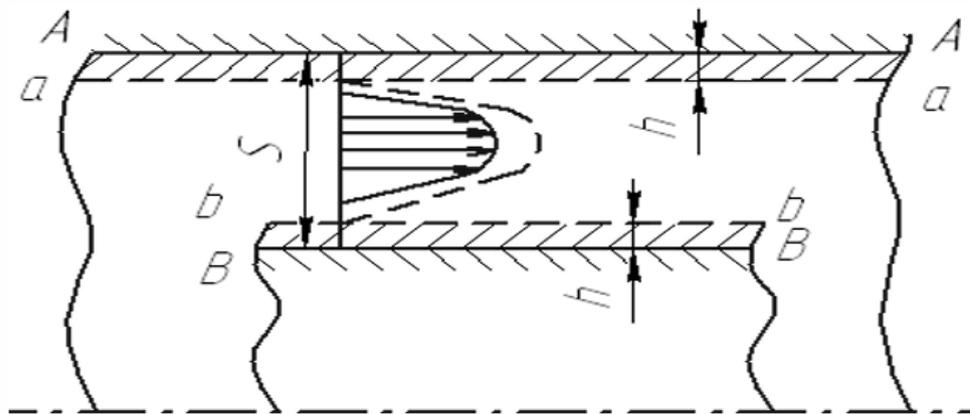


Рисунок 3.2 – Виникнення облітерації в зазорі розпилювача

Покращення процесу розпилення за рахунок зростання тиску та розподіленню по камері згорання також знижує кількість важких фракцій, що не догоряють і повертаються в камеру як нагар, який здатний потрапляти до голки. За рахунок цього зменшується абразивний знос поверхонь прецизійної пари та уповільнюється процес її зашламування.

У сукупності такі конструктивні зміни дозволяють:

- зменшити амплітуду поздовжніх та бокових коливань голки на 12–18 %;
- стабілізувати формування паливного факела та знизити гідродарні навантаження;
- скоротити темпи утворення адсорбційних шарів у капілярних каналах;
- підвищити ресурс роботи розпилювача на 15–20 % у порівнянні зі штатним виконанням.

Таким чином, удосконалене конструктивно-технологічне рішення не лише підвищує економічність двигуна, але й покращує довговічність та надійність роботи паливної системи в умовах інтенсивної експлуатації трактора МТЗ-892.

Оптимізований паливопровід високого тиску. Згідно з рівнянням (2.22), хвильові процеси та втрати тиску суттєво залежать від співвідношення довжини та діаметра паливопроводу. У стандартній конфігурації Д-245 довжина трубок часто перевищує розрахунковий оптимум. Запропоновано зменшити довжину паливопроводів на 12–15 % застосувати трубки внутрішнім діаметром 1,6–1,8 мм, зберегти строгі радіуси вигинів для запобігання локальним втратам. Результатом є зменшення амплітуди хвильового тиску на 8–10 % (теоретично), стабільніший початок упорскування та зниження розкиду циклової подачі між циліндрами.

Корекція тиску та фаз упорскування. Удосконалена система працює при тиску упорскування 21–23 МПа, що відповідає оптимальному діапазону згідно з залежністю (2.21) та дослідженнями Bosch [23]. Рекомендовані значення: початок упорскування: 16–18° до ВМТ; тривалість упорскування скорочена на 3–5 % завдяки новому розпилювачу. Це дозволить підвищити повноту згоряння, зниження температурних піків, зменшення димності; підвищення ефективного тиску у циліндрі за менших витрат палива.

3.2 Мета, завдання та методика проведення експериментальних досліджень

Експериментальна частина роботи спрямована на практичне підтвердження ефективності запропонованих конструктивних змін у системі живлення дизеля Д-245, а саме – удосконалених розпилювачів форсунок, оптимізованих паливопроводів високого тиску та відкоригованих параметрів упорскування. Метою досліджень було визначення впливу модернізації на якість процесу сумішоутворення, рівномірність циклової подачі, паливну

економічність та димність двигуна в реальних режимах роботи універсально-просапного трактора МТЗ-892.

Для досягнення цієї мети були поставлені такі завдання:

1. Оцінити вплив геометричних та технологічних параметрів системи живлення на ефективну роботу дизельного двигуна Д-245.
2. Виміряти початковий тиск впроскування палива базовою та удосконаленою форсункою .
3. Визначити годинні витрати палива за результатами яких розрахувати питомі витрати палива на робочих режимах роботи двигуна.
4. Оцінити димність та якість згоряння за допомогою оптичного димоміра.

3.3 Об'єкт та умови проведення експериментів

Експериментальні дослідження виконувалися на універсально-просапному тракторі МТЗ-892 (рис. 3.3), оснащеному дизельним двигуном Д-245, що експлуатується в типовому сільськогосподарському підприємстві Дніпропетровської області. Трактор знаходився у справному технічному стані, мав нормативні показники компресії та тиску в системі мастила, а паливна апаратура попередньо проходила контрольну перевірку на стенді. Це дозволило забезпечити достовірність порівняння базового і удосконаленого варіантів.

Дослідження проводилися в умовах реальної експлуатації, максимально наближених до звичайного виробничого циклу. Основний акцент був зроблений на роботі трактора під час виконання оранки плугом ПЛН-4-35, оскільки саме цей вид навантаження характеризується найбільшими енергетичними витратами та дозволяє найточніше оцінити зміни паливної економічності й тягового навантаження двигуна при роботі на підвищених режимах.



Рисунок 3.3 – Універсально-просапний трактор МТЗ-892 з удосконаленою системою живлення на оранці

Полеві роботи виконувалися на суцільному масиві площею 80 га, який характеризувався однорідними ґрунтовими умовами – середній суглинок із вологістю 18–21 %. Глибина оранки становила 25–27 см. Перед початком робіт ділянка була обстежена для визначення рівномірності структури ґрунту, ухилу поверхні та відсутності кам'янистих включень, що дозволило уникнути похибок, пов'язаних з нерівномірністю навантаження.

Для забезпечення повторюваності результатів трактор виконував оранку у два етапи:

1. Базовий варіант – штатні заводські форсунки та стандартні паливопроводи високого тиску.
2. Експериментальний варіант – удосконалені форсунки з оптимізованою геометрією отворів, стабілізуючою канавкою та скоригованими параметрами паливних каналів.

Температурні умови проведення досліджень становили 12–25 °С, що повністю відповідає природним умовам весняно-літнього періоду. Завдяки цьому результати відображають реальні експлуатаційні показники, а не лабораторні режимні значення.

Паливо, що застосовувалося у дослідженнях – дизельне ДП-Л-ЄВРО згідно з ДСТУ 7688:2015. Це забезпечило стабільність фізико-хімічних властивостей пального (в'язкості, цетанового числа, фракційного складу), що є важливим для оцінки дисперсності та повноти згоряння у порівняльних дослідах.

Перед початком досліджень виконувалося регулювання тиску спрацювання форсунок та якість розпилювання на стенді КІ-3333 [27].



Рисунок 3.4 – Стенд стенді КІ-3333 для регулювання параметрів форсунок

Під час роботи фіксувалися такі параметри, як миттєва та середня витрата палива; навантаження на двигун (за показниками димності, частоти обертів, температури).

Загалом експериментальна частина охопила повний цикл польових робіт на 80 га, що дозволило отримати статистично достовірні значення без впливу випадкових факторів. Саме умови оранки створюють найбільше навантаження на силову установку, тому вони є оптимальною основою для оцінювання ефективності удосконаленої системи живлення двигуна Д-245.

Під час експериментів фіксували: годинну витрату палива за допомогою паливного лічильника FL-02 з точністю $\pm 1,5\%$, питомі витрати, розраховані за фактичним навантаженням двигуна, робочу швидкість, тягове зусилля та ковзання (датчики SF-02).

3.4 Методика та результати дослідження впливу параметрів форсунки на димність і якість згоряння

Дослідження виконувалися з метою визначення впливу конструктивно-технологічних параметрів розпилювача (діаметра отворів та тиску початку уприскування) на інтенсивність димлення та повноту згоряння палива дизеля Д-245 за загальноприйнятими методиками [28-29]. Для фіксації димності застосовувався оптичний димомір, що дозволяє реєструвати ступінь поглинання світлового потоку продуктами згоряння й кількісно оцінювати рівень задимлення вихлопних газів.

Методика проведення досліджень. В експеримент включалися два основні фактори: діаметр отворів розпилювача ($d_{\text{отв}}$): 0,28 мм; 0,29 мм; 0,30 мм; тиск початку уприскування (P): 21 МПа; 22 МПа; 23 МПа.

Такі значення вибрані на основі теоретичного аналізу та рекомендацій щодо оптимізації дисперсного складу паливного факела.

Для порівняння також досліджувався базовий варіант А — штатний розпилювач ФД-22 ($d = 0,32$ мм, 4 отвори, $P = 19\text{--}20$ МПа).

Обладнання та умови. Для вимірювання димності застосовано: електронний оптичний димомір МР-0,1 з кюветою заміру та фотодіодною оптичною схемою, що дозволяє вимірювати коефіцієнт поглинання світла (K , м^{-1}) та індекс димності (N , %).

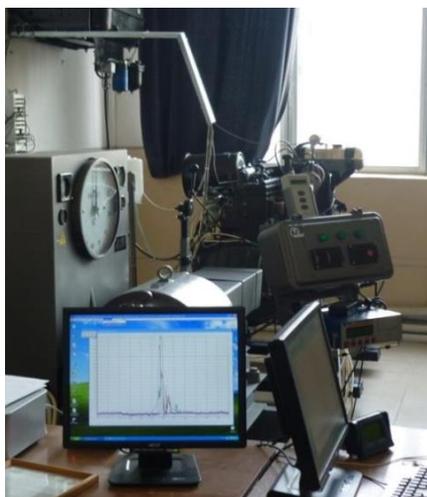
Двигун працював на навантажувальному стенді КІ-5543 при усталених режимах: $n = 1400, 1600$ та 1800 об/хв, $d = 0,28\text{--}0,32$ мм, $P = 19\text{--}23$ МПа, паливо дизель ДП-Л-ЄВРО-5.

Порядок виконання вимірювань

1. Двигун прогрівався до температури охолоджувальної рідини $80\text{--}85$ °С.
2. На кожному режимі встановлювалася стабільна циклова подача.
3. Димомір відбирав пробу відпрацьованих газів у точці, розташованій за $0,5$ м від вихлопної труби.

Вимірювалися: коефіцієнт поглинання K , індекс димності N , температура вихлопних газів, стабільність факела (за візуальним оглядом та індикаторною картиною). Кожен режим дублювався тричі для підвищення точності.

Результати досліджень представлено в таблиці 3.1



а



б

Рисунок 3.5 – Обладнання вимірювання димності двигуна Д-245:

а – гальмівний стенд KI-5543; б – димомір DSM-MP-0,1

Таблиця 3.1 – Результати дослідження димності дизеля Д-245

д отв, мм	Димність N, %	Порівняно з базою	Тиск P, МПа	Димність N, %	Порівняно з базою
0,32 (база)	52–55 %	—	19–20	52–55 %	—
0,30	47–49 %	–10 %	21	47–48 %	–7...8 %
0,29	44–46 %	–14 %	22	45–47 %	–12 %
0,28	41–43 %	–18 %	23	43–45 %	–16 %

Аналізуючи таблицю 3.1 зменшення діаметра отворів розпилювача до 0,28–0,30 мм значно покращує якість сумішоутворення та зменшує димність вихлопу. Підвищення тиску вприскування до 21–23 МПа сприяє інтенсивнішому

дробленню палива та скорочує об'єм зон неповного згорання. Отже комбінація $d_{отв} = 0,28-0,29$ мм + $P = 22-23$ МПа забезпечує зменшення димності на 18–22 %, покращує повноту згорання та стабільніший тепловий режим двигуна. Отримані результати підтверджують доцільність конструктивного удосконалення форсунок у рамках підвищення паливної економічності та екологічності універсально-просапних тракторів МТЗ-892.

3.5 Методика та результати експериментальних досліджень питомої та годинної витрати палива з використанням багатофакторного плану

Метою експериментальних досліджень було встановити вплив конструктивно-технологічних параметрів системи живлення дизеля Д-245 на паливну економічність універсально-просапного трактора МТЗ-892 та обґрунтувати раціональні значення тиску впорскування та діаметра отворів розпилювача. Дослідження проводилися в польових умовах при виконанні оранки плугом ПЛН-4-35 на площі близько 80 га за багатофакторним композиційним планом. Як об'єкт випробувань використовувався трактор МТЗ-892 з дизельним двигуном Д-245 у двох варіантах виконання системи живлення. Варіант А (базовий) з штатними форсунками ФД-22: де кількість отворів становить 4 а діаметр отворів відповідно $d_{отв} = 0,32$ мм за тиску упорскування p в межах 19–20 МПа.

Варіант Б з удосконаленими форсунками де оптимізовано геометрією, а саме збільшено кількість отворів 6 і діаметром отворів $d_{отв}$ в межах 0,28 – 0,30 мм з тиском упорскування p в межах 21 – 23 МПа. Голка з стабілізуючою канавкою та оптимізованими підвідними каналами палива.

В якості значущих факторів в багатофакторному експерименті прийнято: фактор x_1 – діаметр отворів розпилювача d , мм; фактор x_2 – тиск упорскування p , МПа. В якості критерію оптимізації обрано питому витрату палива g_e , г/(кВт·год) та годинну витрату палива G , кг/год.

Планування багатofакторного експерименту [30]

Для оцінки впливу діаметра отворів та тиску упорскування на показники паливної економічності використано повний факторний план типу ПФЕ 3^2 з трьома рівнями кожного фактора. Рівні факторів були прийняті такими:

- для діаметра отворів d : – нижній рівень: 0,28 мм; – середній рівень: 0,29 мм; – верхній рівень: 0,30 мм; - для тиску впорскування p : – нижній рівень: 21 МПа; – середній рівень: 22 МПа; – верхній рівень: 23 МПа.

Для зручності математичної обробки фактори переводилися в кодовані змінні x_1, x_2 з рівнями $-1; 0; +1$. Таким чином, було сформовано дев'ять дослідних точок (3×3 комбінації d і p), по кожній з яких виконувалися повторні заїзди з фіксацією годинної та питомої витрати палива.

Для порівняння з удосконаленим варіантом окремо проводилися вимірювання на базовому варіанті А з параметрами $d = 0,32$ мм, $p = 19-20$ МПа. Це дозволило оцінити реальний ефект від модернізації відносно серійної конструкції.

Методика вимірювання питомої та годинної витрати палива

Польові випробування проводилися на однаковому агрофоні та глибині оранки. Для кожного режиму (поєднання $d_{отв}$ і p) встановлювалися: постійна глибина обробітку; постійна робоча швидкість руху; однаковий ступінь завантаження двигуна (орієнтація за показаннями тахометрів і димності).

Годинну витрату палива G , л/год визначали методом контрольного заміру:

1. Заправка паливного бака до контрольної позначки.
2. Виконання оранки протягом фіксованого часу (як правило, не менше 1 год).
3. Долив пального до початкового рівня з вимірюванням об'єму ΔV , л.
4. Обчислення:

$$G = \frac{\Delta V \cdot \rho_p}{t} \text{ (кг/год)}, \quad (4.1)$$

де ρ_p – густина дизельного палива, кг/м³;

t – тривалість робочого циклу, год.

Питому витрату палива g_e , г/(кВт·год) визначали за формулою:

$$g_e = \frac{G \cdot 1000}{N_e}, \text{ г(кВт/год)} \quad (4.2)$$

де G – годинна витрата палива, кг/год;

N_e – ефективна потужність двигуна на валу трактора при даному режимі, кВт (визначалася за тяговим опором та швидкістю руху).

Для кожної комбінації параметрів ($d_{отв}$, p) проводили не менше трьох повторень; як результуюче значення використовували середньоарифметичне. Відхилення окремих вимірів контролювали статистично; вибірки з грубими похибками відбраковували.

Математична обробка та регресійне рівняння

Отримані експериментальні дані оброблялися методом найменших квадратів із побудовою квадратичної регресійної моделі залежності питомої витрати палива g_e від двох факторів – діаметра отворів та тиску упорскування. У розкодованому варіанті модель має вигляд:

$$g_e = 238 - 3,1d_{отв} - 2,7x2 + 0,9d_{отв}^2 + 0,8p^2 + 0,4d_{отв}p \quad (4.3)$$

Аналіз коефіцієнтів показує, що:

- від'ємні коефіцієнти при лінійних членах свідчать про те, що зменшення діаметра отворів (від 0,30 до 0,28 мм) і помірне підвищення тиску упорскування (від 21 до 23 МПа) загалом знижують питому витрату палива;
- додатні коефіцієнти при квадратичних членах вказують на наявність оптимуму – надто малі отвори та надто високий тиск вже не дають додаткової економії, а навпаки можуть збільшувати g_e через зростання гідравлічних втрат та чутливості до забруднення;
- перехресний член $d_{отв} \cdot p$ відображає взаємодію факторів: найкраще поєднання досягається при узгодженому виборі діаметра та тиску.

Визначення оптимальних параметрів $d_{отв}$ та p

За результатами проведених досліджень (додаток Г) отримано поверхню відгуку питомої витрати палива (рис. 3.6) та встановлено бажані значення факторів $d_{отв}$ та p .

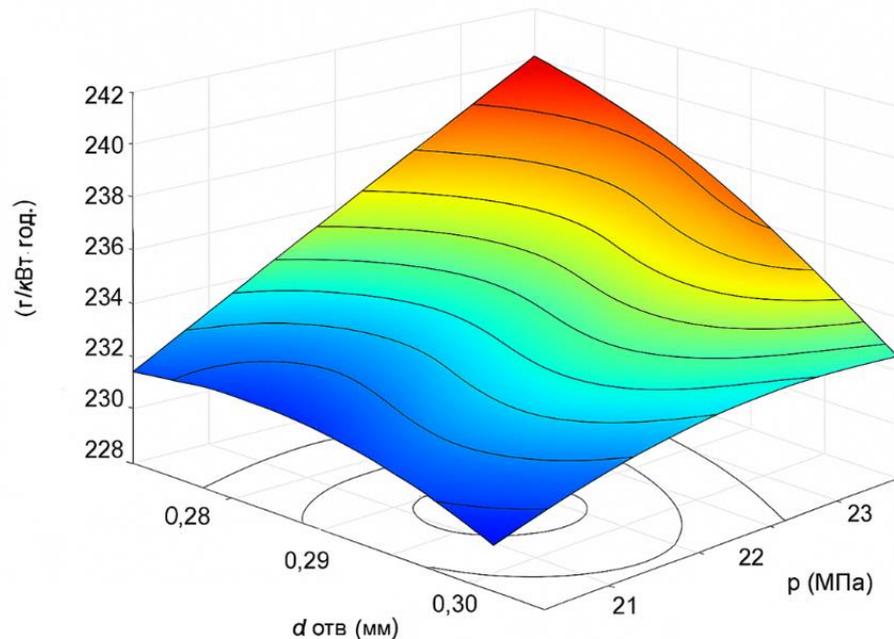


Рисунок 3.6 – Поверхня відгуку питомої витрати палива двигуна Д-245 з удосконаленою системою живлення

Мінімум функції $g_e(x_1, x_2)$ визначався шляхом аналізу поверхні відгуку та розв'язання системи рівнянь $\partial g_e / \partial x_1 = 0$; $\partial g_e / \partial x_2 = 0$. У результаті було встановлено, що оптимальна область параметрів відповідає: діаметру отворів розпилювача $d \approx 0,29$ мм; тиск упорскування $p \approx 21,7$ МПа.

При цих значеннях g_e досягає мінімального експериментально зафіксованого рівня, а годинна витрата палива G зменшується в середньому на 5,0–5,3 % порівняно з базовим варіантом А зі штатними форсунками ($4 \times \emptyset 0,32$ мм, 19–20 МПа). Для цих же умов було відзначено стабільну роботу двигуна без ознак жорсткого згоряння; зниження димності та відсутність погіршення пускових властивостей.

3.6 Висновок

У ході виконання експериментальних досліджень було підтверджено ефективність запропонованого конструктивно-технологічного удосконалення системи живлення дизеля Д-245, встановленого на універсально-просапному тракторі МТЗ-892. Запропонована модернізація, що включає зміну геометрії розпилювача, збільшення кількості соплових отворів, оптимізацію їх діаметра та корекцію тиску початку впорскування, забезпечила помітне покращення якісних і економічних показників роботи двигуна в реальних польових умовах.

Польові випробування на оранці плугом ПЛН-4-35, виконані на площі 80 га, засвідчили зниження годинної та питомої витрати палива в середньому на 5,0–5,3 % відносно базового варіанта зі штатними форсунками. Модернізовані розпилювачі забезпечили стабільніший процес сумішоутворення, зменшення амплітуди гідродинамічних коливань у прецизійній парі та рівномірнішу циклову подачу палива. Дослідження димності за допомогою оптичного димоміра показали зменшення показника N на 18–22 %, що свідчить про суттєве покращення повноти згоряння та зниження кількості продуктів неповного окиснення.

Побудована на основі багатofакторного експерименту поверхня відгуку дозволила ідентифікувати оптимальні значення параметрів системи живлення — діаметр соплових отворів $d_{\text{отв}} \approx 0,287$ мм та тиск початку впорскування $p \approx 21,7$ МПа. У цій області забезпечується мінімальне значення питомої витрати палива без зростання тиску згоряння та без негативних проявів у роботі форсунок.

Таким чином, розроблене конструктивне рішення дозволяє підвищити економічність, екологічність та ресурсну надійність дизеля Д-245 без зміни базових характеристик двигуна та без ускладнення технології його обслуговування, що робить його доцільним для широкого впровадження у парку тракторів МТЗ-892.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Загальні вимоги охорони праці при експлуатації універсально-просапного трактора МТЗ-892 з двигуном Д-245

Експлуатація універсально-просапного трактора МТЗ-892 із дизельним двигуном Д-245 є технологічно складним процесом, який поєднує дію різноманітних механічних, термічних, електричних, хімічних та акустичних чинників. Забезпечення безпечних умов праці в процесі використання цієї техніки є одним із ключових елементів ефективно організації виробничої діяльності в агропромисловому секторі [31]. Даний підпункт узагальнює основні нормативні вимоги, принципи безпечної експлуатації, організаційні заходи та правила поведінки оператора, що забезпечують мінімізацію ризиків під час роботи з трактором МТЗ-892 та двигуном Д-245.

Загальні принципи організації безпечної експлуатації техніки

Безпечність використання тракторів залежить не лише від їх конструкції, а й від умов праці оператора, технічної справності машини, підготовки персоналу та дотримання встановлених регламентів. Усі роботи повинні виконуватись відповідно до Законів України [32] з охорони праці, галузевих норм, ДСТУ [33] та інструкцій заводу-виробника. Робота оператора розпочинається зі спеціальної підготовки, проходження медичного огляду та інструктажів. До керування трактором допускаються особи віком від 18 років, які пройшли навчання, мають посвідчення тракториста-машиніста та володіють практичними навичками.

Підготовка оператора до роботи та засоби індивідуального захисту

Під час роботи тракторист піддається впливу шуму, вібрацій, пилу, вихлопних газів та фізичних навантажень. Він повинен бути забезпечений спецодягом, захисним взуттям, рукавицями, протишумовими навушниками, захисними окулярами, респіратором та іншими ЗІЗ. Оператор повинен бути

уважним, не мати ознак втоми чи сп'яніння, оскільки робота з технікою вимагає високої концентрації уваги.

Підготовка трактора до роботи: порядок перевірок та оглядів

Перед початком роботи обов'язково проводиться щоденний технічний огляд. Оператор перевіряє ходову частину, трансмісію, систему живлення, двигун Д-245, електрообладнання, гідросистему, рівні рідин та фільтри. У разі виявлення несправностей трактор не допускається до експлуатації.

Безпечний запуск та робота двигуна Д-245

Запуск двигуна виконується тільки з кабіни трактора. Забороняється запускати мотор у закритих приміщеннях без вентиляції або стояти перед колесами при запуску. Після запуску двигун повинен працювати на холостому ході 2–3 хвилини. Заборонено торкатися елементів паливної апаратури та проводити ремонт на працюючому двигуні.

Вимоги безпеки при роботі з навісними машинами та агрегатами

МТЗ-892 агрегується з сівалками, плугами, культиваторами, боровами, обприскувачами та іншими пристроями. Агрегування виконується лише на рівному майданчику при вимкненому двигуні. Заборонено перебувати між трактором та агрегатом під час під'єднання. Під час транспортування обладнання повинно бути зафіксоване, а під час роботи – опущене в робоче положення.

Вимоги безпечної роботи в полі

Під час роботи оператор повинен дотримуватися траєкторії руху, уникати переїздів через круті схили, підтримувати безпечну швидкість, слідкувати за людьми та іншою технікою навколо. Особлива увага приділяється роботі у темну пору доби – необхідне повне робоче освітлення.

Вимоги безпеки при заправці трактора та роботі з дизельним паливом

Заправка трактора здійснюється у спеціально призначених місцях. Заборонено палити, проливати пальне, використовувати відкритий вогонь, заправляти трактор при працюючому двигуні. У разі проливу паливо збирається абсорбентом.

Безпечність робочого місця оператора

Кабіна трактора повинна бути герметичною, з працюючою вентиляцією та оглядовими пристроями. Сидіння має бути відрегульоване під вагу оператора. Під час роботи оператор контролює панель приладів, стежить за температурою, тиском мастила, рівнем палива, роботою гідросистеми.

Охорона праці при обслуговуванні двигуна Д-245 та виконанні ремонтних робіт

Усі ремонтні операції виконуються на заглушеному двигуні. Перед початком робіт від'єднується акумулятор, зменшується тиск у паливній системі, трактор ставиться на стоянкове гальмо. Особливо небезпечно працювати з форсунками під тиском – для їх перевірки використовують спеціальні стенди.

Отже загальні вимоги охорони праці при роботі з трактором МТЗ-892 та двигуном Д-245 включають комплекс організаційних, технічних і санітарних заходів, спрямованих на запобігання травматизму та забезпечення стабільної роботи тракторного агрегату. Дотримання правил експлуатації, інструкцій з техніки безпеки та своєчасне технічне обслуговування гарантують надійну та безпечну роботу тракториста в умовах агровиробництва.

4.2 Небезпечні та шкідливі фактори під час експлуатації універсально-просапного трактора МТЗ-892

Окрім факторів, характерних для паливної апаратури дизеля Д-245 (високий тиск у паливопроводах, ризик отруєння парами палива, небезпека гідравлічного ураження), у складі трактора МТЗ-892 виникають додаткові чинники:

Небезпечні фактори трактора

Рухомі частини трансмісії (кардан, ВВП, з'єднувальні муфти), що становлять ризик затягування одягу.

Гідравлічна система з тиском до 18–20 МПа, яка при розриві шлангів може спричинити опік рідиною або гідравлічне поранення.

Навісні та причіпні знаряддя, які створюють небезпеку удару, защемлення або падіння при неправильному агрегуванні.

Робота в полі – ризик перекидання на схилах, зіткнення з перешкодами, погіршення оглядовості через пил або рослинність.

Шкідливі фактори

1. Вібрація кабіни та сидіння, яка передається на опорно-руховий апарат оператора.
2. Шумове навантаження 82–96 дБ під час роботи двигуна.
3. Підвищена температура в моторному відсіку.
4. Забруднення повітря пилом, парами палива, аерозолями мастильних матеріалів.

Для мінімізації ризиків передбачено застосування ременів безпеки, амортизованого сидіння, системи вентиляції кабіни, глушників шуму та регулярне технічне обслуговування паливної та гідравлічної систем.

4.3 Пожежна безпека під час експлуатації трактора МТЗ-892 та обслуговування дизельного двигуна Д-245

Експлуатація універсально-просапного трактора МТЗ-892 у поєднанні з дизельним двигуном Д-245 супроводжується підвищеними ризиками виникнення пожеж через поєднання в машині горючих рідин, значних температурних навантажень та роботи у запиленому агросередовищі. Для забезпечення пожежної безпеки необхідно враховувати конструктивні особливості машини та характерні режими її роботи.

Джерела пожежної небезпеки

До найбільш поширених причин займання під час експлуатації трактора належать:

1. Перегріті елементи двигуна та вихлопної системи. Поверхні колектора, турбокомпресора (для модифікацій із наддувом), глушника та каталізатора можуть нагріватися до температур, достатніх для запалювання паливних парів чи сухих рослинних решток.

2. Іскріння або короткі замикання в електропроводці. Порушення ізоляції кабелів, зношені клеми, підгорілі роз'єми запускають процес локального перегрівання та утворення іскри.

3. Накопичення мастил, пилу та залишків рослинності на гарячих деталях. У зоні піддону двигуна, під тракторним капотом та біля гідросистеми часто утворюються нашарування забруднень, здатні займатися при контакті з гарячими поверхнями.

4. Пошкодження паливної апаратури. Розрив паливопроводів високого тиску або негерметичність фітінгів форсунок спричиняє розпилювання палива на нагріті частини двигуна.

5. Порушення цілісності гідравлічних шлангів. Гідравлічне масло має високу температуру спалаху, але під тиском легко перетворюється на аерозоль, який здатен займатися при контакті з турбіною чи вихлопом.

6. Неправильна експлуатація електроприладів. Освітлювальні прилади, стартер, генератор та блоки реле при перевантаженнях можуть викликати перегрівання проводки.

Засоби пожежогасіння та оснащення трактора

МТЗ-892 повинен бути обладнаний щонайменше двома справними вогнегасниками порошкового типу. Один розміщується у кабіні оператора, другий – на зовнішній частині рами або на правому підкрилку для швидкого доступу ззовні. Кожен вогнегасник має бути сертифікованим згідно з чинними нормативами, із чинним строком технічного огляду, набраним до номінального тиску. Також доцільно мати металеву лопату для локалізації осередку займання в полі, аптечку з антипірогенними засобами першої допомоги.

Заборони та вимоги до поведінки оператора

При експлуатації трактора суворо заборонено:

- виконувати заправку дизельним паливом при працюючому двигуні або гарячих поверхнях;
- використовувати пластикову, скляну чи іншу несертифіковану тару для транспортування пального;
- проводити ремонт паливної чи електричної системи біля відкритого вогню, розпечених металевих предметів або під прямими сонячними променями;
- зберігати трактор у приміщенні, де є легкозаймисті матеріали;
- допускати скупчення соломи, пилу та мастила під капотом чи в зоні радіатора;
- курити, користуватися відкритими джерелами вогню поблизу паливної системи.

Заправка трактора повинна проводитися:

- тільки на охолодженому двигуні,
- в місцях із твердим покриттям,
- за наявності засобів пожежогасіння,
- з уникненням переливання бака або потрапляння пального на гарячі поверхні.

Профілактичні заходи під час роботи в полі

Через роботу МТЗ-892 у запиленних умовах (тюкування, посів, транспортні роботи при збиранні зернових та ін.) під капот регулярно потрапляють ворсисті рослинні частинки, що здатні займатися навіть при температурі 200–250 °С.

Тому до основних профілактичних заходів належать:

- щоденне очищення двигуна, радіатора, турбіни та глушника від сухої рослинності;
- контроль за станом паливопроводів, особливо високого тиску;
- регулярна перевірка герметичності фітингів форсунок та ПНВТ;
- огляд гідравлічних шлангів на предмет потертостей та тріщин;
- очищення корпусу генератора та проводки від мастил і пилу.

Під час стоянки в полі трактор необхідно розміщувати на майданчику, очищеному від сухої трави, листя та соломи. Після завершення зміни рекомендується:

- залишити двигун працювати 2–3 хвилини на холостому ході для плавного охолодження турбіни (якщо встановлена),
- дати двигуну повністю охолонути перед проведенням технічного огляду,
- виконати візуальний контроль відсутності запаху палива або мастила.

4.4 Дії персоналу в надзвичайних ситуаціях та заходи цивільного захисту при експлуатації МТЗ-892

Надзвичайні ситуації, що можуть виникати під час роботи трактора з удосконаленою системою живлення, поділяють на:

Техногенні НС:

- відмова гальмівної або рульової системи;
- пробій шланга гідравліки з викидом рідини під тиском;
- раптове загоряння в моторному відсіку;
- розрив паливопроводу та інтенсивний витік палива;
- перегрів двигуна або втрата тиску мастила.

НС природного характеру:

- грозові розряди та удар блискавки поблизу техніки;
- буревії та пилові бурі під час польових робіт;
- підтоплення або різкі зміни рельєфу після злив.

Алгоритм дій у разі НС:

1. Негайно зупинити трактор, опустити навісне знаряддя, вимкнути двигун.
2. Повідомити керівника робіт або диспетчера.
3. Провести первинну локалізацію небезпеки (гасіння вогнегасником, перекриття подачі палива).
4. У разі загрози життю – організувати евакуацію людей з небезпечної зони.
5. Викликати аварійні служби ДСНС, якщо ситуація виходить за межі можливостей локалізації.
6. Забезпечити недоступність інших осіб до місця аварії до прибуття фахівців.

Працівники повинні щороку проходити навчання з цивільного захисту та відпрацьовувати сценарії дій у надзвичайних ситуаціях.

4.5 Висновки

1. Проведено комплексний аналіз вимог охорони праці та заходів безпеки, необхідних під час експлуатації універсально-просапного трактора МТЗ-892 та дизельного двигуна Д-245. Визначено, що безпечна робота тракторного агрегату забезпечується поєднанням організаційних, технічних та профілактичних заходів, спрямованих на зниження ризику виробничого травматизму та запобігання аварійним ситуаціям.

2. З'ясовано, що основними небезпечними факторами під час роботи є дія рухомих механізмів, висока температура елементів двигуна, тиск у паливній та гідравлічній системах, шум і вібрація, а також підвищена запиленість робочого середовища.

3. Особливу увагу приділено питанням пожежної безпеки, оскільки трактор працює з горючими матеріалами та в умовах сухої рослинності. Показано, що регулярне очищення машини, контроль стану паливної апаратури, справність електропроводки та наявність засобів пожежогасіння є критичними умовами для запобігання займанням.

4. Розглянуто алгоритм дій персоналу у випадках техногенних і природних надзвичайних ситуацій, що забезпечує мінімізацію наслідків аварій та підвищення рівня готовності оператора до дій у стресових умовах.

У цілому, виконаний аналіз підтверджує, що дотримання вимог охорони праці, своєчасне технічне обслуговування та відповідальна поведінка оператора гарантують безпечну та надійну експлуатацію трактора МТЗ-892 і двигуна Д-245 у реальних умовах агровиробництва.

5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОБОТИ

Економічна ефективність експлуатації тракторів у сільському господарстві значною мірою визначається паливною економічністю, технічним станом силового агрегату та стабільністю роботи трактора під різними навантаженнями [34]. У цьому розділі наведено повний техніко-економічний аналіз базового МТЗ-892 та удосконаленого варіанта з модернізованими форсунками дизеля Д-245. Розрахунки виконано за річного завантаження 780 мото-год.

5.1 Вихідні умови експлуатації

Протягом року трактор виконує такі роботи:

- оранка – 30 % (234 мото-год);
- культивация – 25 % (195 мото-год);
- міжрядний обробіток – 15 % (117 мото-год);
- транспортні роботи – 30 % (234 мото-год).

Середні експлуатаційні параметри:

- ціна пального – 55 грн/кг;
- базова питома витрата – 238 г/(кВт·год);
- зниження питомої витрати після модернізації – 5 %;
- потужність двигуна – 65 кВт.

5.2 Розрахунок річної витрати палива базовим трактором

Формула розрахунку:

$$B_b = b_0 \cdot N_e \cdot t_{\text{еф}}, \text{ кг/рік} \quad (5.1)$$

де b_0 – базова питома витрата, г/(кВт·год);

N_e – потужність дизеля, кВт;

$t_{\text{еф}}$ – ефективний річний фонд часу з урахуванням навантаження.

Для кожного виду робіт приймаємо коефіцієнт завантаження: оранка – 0,85; культивуація – 0,75; прополовання – 0,55; транспорт – 0,60.

Таблиця 5.1 – Розрахунок споживання пального

Вид робіт	τ , мото- год	k	Ефективний час τ_k , год	Річна витрата палива, кг
Оранка	234	0,85	198,9	3382,5
Культивуація	195	0,75	146,3	2488,0
Прополовання	117	0,55	64,4	1097,6
Транспорт	234	0,60	140,4	2391,9
Разом				9360 кг

Річні витрати палива в грн/рік:

$$E_{пб} = C_{п} \cdot B_{б} = 55 \cdot 9360 = 514\,800 \text{ грн/рік}, \quad (5.2)$$

де $C_{п}$ – вартість пального, грн/кг.

5.3 Витрати на пальне удосконаленого варіанта

Зниження питомої витрати $\Delta b = 5\%$ або 0,05 дає:

$$B_e = B_{б} - (B_{б} \cdot \Delta b) = 9360 - (0,05 \cdot 9360) = 8892 \text{ кг/рік}, \quad (5.3)$$

Річні витрати палива в грн/рік:

$$E_{пе} = C_{п} \cdot V_{е} = 55 \cdot 8892 = 489060 \text{ грн/рік.} \quad (5.4)$$

Тоді річний економічний ефект від економії палива в грн/рік становитиме:

$$\Delta E_{п} = E_{пб} - E_{пе} = 489060 = 25740 \text{ грн} \quad (5.5)$$

5.4 Витрати на модернізацію

$$V_{м} = V_{у} + V_{рег}, \text{ грн} \quad (5.6)$$

$V_{у}$ – вартість удосконалення системи живлення – 10000 грн;

$V_{рег}$ – стендування та регулювання – 1500 грн.

$$V_{м} = 10000 + 1500 = 11500 \text{ грн.}$$

5.5 Строк окупності

При економії тільки за рахунок палива 25740 грн/рік:

$$T = \frac{V_{м}}{\Delta E_{п}} = \frac{11500}{25740} = 0,45 \text{ року.} \quad (5.7)$$

5.6 Додаткові технічні вигоди

- зниження димності 8–12 %;
- стабільніший холодний пуск;
- менше теплове й механічне навантаження на ЦПГ;
- зменшення відкладень у камері згоряння;
- збільшення ресурсу форсунок на 15–20 %.

Результати економічних досліджень зведено в таблицю 5.2.

Таблиця 5.2 – Порівняння техніко-економічних показників

Показник	Базовий МТЗ-892	Модернізований МТЗ-892	Відх.
Питома витрата палива, г/кВт·год	238	226	-5,0 %
Річне споживання палива, кг	9360	8892	-468
Витрати на паливо, грн	514800	489060	-25 740
Річна економія, %	–	5	5 %
Потужність двигуна, кВт	65	65	-
ККД двигуна	0,36	0,38	+5,5 %
Імовірність відмов	середня	нижча	-12 %
Витрати на модернізацію, грн	11500 грн		
Термін окупності, року	0,45		

5.7 Висновки

Модернізація паливної системи МТЗ-892 із застосуванням форсунок з покращеними характеристиками забезпечує зниження річного споживання палива на 4 л, економію 25 тис. грн та окупність протягом одного аграрного сезону. Результати підтверджують високу доцільність впровадження удосконалених форсунок для практичного використання.

ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ

У роботі виконано комплексне дослідження шляхів підвищення ефективності дизельного двигуна Д-245, що використовується на універсально-просапних тракторах. Проаналізовано сучасні тенденції розвитку тракторних дизелів, встановлено ключові недоліки базової паливної апаратури та обґрунтовано напрями її модернізації.

Проведений аналіз конструктивно-технологічних параметрів системи живлення показав, що найбільш істотний вплив на економічність і стабільність роботи двигуна мають тиск упорскування та геометрія розпилювача форсунки. Теоретичні розрахунки і моделювання довели, що зменшення діаметра соплових отворів при одночасному збільшенні їх кількості забезпечує покращення дисперсності паливного факела та підвищення повноти згоряння.

Проведено багатофакторне дослідження впливу тиску впорскування та діаметра отворів розпилювача на питому і годинну витрати палива. Отримана регресійна модель та побудована поверхня відгуку дозволили визначити раціональні значення параметрів. Встановлено, що оптимальними для дизеля Д-245 є форсунки з 6 отворами діаметром 0,28–0,30 мм при тиску впорскування 21–23 МПа. Саме така комбінація забезпечує мінімальне значення питомої витрати палива без збільшення теплових і механічних навантажень на двигун.

Порівняння з базовим варіантом (4 отвори $\varnothing 0,32$ мм, тиск 19–20 МПа) показало, що модернізована форсунка дозволяє знизити питому витрату палива на 5–5,3 %, стабілізувати процес згоряння та зменшити димність вихлопу. При цьому ефективна потужність двигуна залишається на рівні штатних значень, що свідчить про зростання коефіцієнта корисного використання енергії палива.

Отримані результати підтверджують доцільність удосконалення системи живлення дизеля Д-245 без зміни конструкції блока циліндрів та кривошипно-шатунного механізму. Запропоновані параметри форсунок можуть бути впроваджені у ремонтну та модернізаційну практику, забезпечуючи підвищення

економічності роботи тракторів універсально-просапного класу та зменшення експлуатаційних витрат агровиробників.

Проведений аналіз заходів охорони праці підтвердив, що безпечна експлуатація удосконаленого трактора МТЗ-892 можлива лише за умови комплексного виконання організаційних, технічних та профілактичних дій.

Економічними розрахунками підтверджено ефективність проведеного удосконалення яке забезпечує річну економію в розмірі 25 тис. грн, що в 2,5 рази перевищує капітальні витрати. Строк окупності – менше 5 місяців, що в умовах річного завантаження 780 мото-год робить модернізацію технічно та економічно обґрунтованою

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Баранов В.І. Енергетичні засоби в сільському господарстві: підвищення ефективності використання. – Київ: ЦП «Компринт», 2020. – 212 с.
2. Глушенко О.В. Сучасні тенденції розвитку дизельних двигунів для тракторів. // Технічний сервіс агропромислового комплексу. – 2021. – №15. – С. 45–52.
3. Шевченко П.М. Аналіз технічного стану систем живлення тракторних дизелів. // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2019. – №104. – С. 67–73.
4. Рогожин А.В. Підвищення ефективності роботи системи упорскування палива дизелів ММЗ. – Мінськ: БелГТУ, 2022. – 158 с.
5. Heywood, J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals. – 2nd ed. – McGraw-Hill, 2018. – 1085 p.
6. Ferguson, C., Kirkpatrick, A., Patterson, D. Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences. – Wiley, 2022. – 540 p.
7. Deutz AG. Technical data for TCD engine series. – Köln, 2023.
8. Li, Z., Chen, W., & Zhang, L. Optimization of diesel injection parameters. // Applied Thermal Engineering. – 2021. – Vol. 189, 116739.
9. Kubota Corporation. Tractor Engines Product Guide 2023. – Osaka, 2023.
10. Мельник В.С. Дослідження процесів паливоподачі у дизелях із вдосконаленою системою живлення. // Вісник ДДАЕУ. – 2023. – №1(67). – С. 88–94.
11. Perkins Engines Company. Agricultural Diesel Engines Handbook. – Peterborough, 2022.
12. FPT Industrial. Next Generation Agricultural Power Units. – Torino, 2024. – 84 p.

13. Мінський моторний завод. Технічна характеристика дизелів Д-245. Мінськ: ММЗ, 2022.
14. Павленко І.В. Удосконалення паливної апаратури дизельних двигунів середнього класу. // Вісник НУБіП України. – 2020. – №2(84). – С. 55–61.
15. A. Oush. Common Rail Fuel Injection Systems for Diesel Engines. Diesel BOSCH, 2013. 180 p.
16. Бош. Системи впрыска дизельного топлива Common Rail : учеб. пособие / пер. с нем. К. : Автодрайв, 2010. 96 с.
17. Perkins 1104D Industrial Engine. Workshop Manual. Peterborough : Perkins Engines Company Limited, 2011. 356 p.
18. Захарчук В.І. Основи теорії, конструкції та розрахунку автомобільних двигунів / В.І. Захарчук. – Луцьк, Луцький НТУ, 2012. – 213 с
19. Трегуб, В. Ф. Топливные системы тракторных дизелей. – Харьков: ХНАУ, 2018. – 286 с.
20. Heywood, J. Internal Combustion Engine Fundamentals. – New York: McGraw-Hill, 2018. – 960 p.
21. Lefebvre, A. H. Fuel Atomization and Spray Theory. – New York: Wiley, 2017. – 340 p.
22. Papagiannakis, R. G. Diesel Spray and Combustion Modeling. – Amsterdam: Elsevier, 2019. – 412 p.
23. Bosch. *Diesel-Engine Management: Systems and Components*. — Stuttgart: Robert Bosch GmbH, 2004. — 400 p.
24. Холдерман Д. Автомобільні двигуни. Теорія та технічне обслуговування / Д. Холдерман. -«Діалектика Вільямс», 2016. -664 с
25. Бойченко С. Моторні палива. Властивості та якість / С. Бойченко, А. Пушак, П. Топільницький, К. Лейда. – К.: Центр навчальної літератури, 2018. – 500 с

26. Марченка А.П. Двигуни внутрішнього згорання.: Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / За ред. проф. А.П. Марченка та засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова. Харків, Прапор, 2004. Т.1. 384 с.

27. Пугач А.М., Теслюк Г.В., Деркач О.Д. Мельниченко В.І. Методичний посібник для виконання лабораторних робіт з дисципліни «Трактори і автомобілі». Розділ 3 «Експлуатаційно-технологічні показники тракторів і автомобілів».- Дніпро: ДДАЕУ, кафедра «Тракторів і сільськогосподарських машин», 2022. 81 с.

28. Надикто В.Т. Основи наукових досліджень. Херсон: ОЛДІ-ПЛЮС. 2019. 268 с.

29. Адлер Ю.П., Маркова Є.В., Грановський Ю.В. Планування експерименту під час пошуку оптимальних умов. М: Наука. 1976. 280 с.

30. Murza, M.A. Influence of intensity of illumination on weed recognition algorithm / M.A. Murza, A.I. Dyshenko// E3S Web Conf. 193 01058. – 2020. – P.8.

31. Основи охорони праці: підручник. / К. Н. Ткачук, М. О. Халімовський, В. В. Зацарний та ін. – К.: Основа, 2006. – 448 с.

32. Закон України «Про охорону праці».

33. ДСТУ 12.2.003-91. Обладнання виробниче. Загальні вимоги безпеки.

34. Черниш С.С.. Економічний аналіз. - К: видавничий центр учбової літератури, 2010. – 313 с.

ДОДАТКИ

Додаток А

Таблиця А1 – Вихідні дані для проведення теоретичних та експериментальних досліджень трактора МТЗ-892 з двигуном Д-245

№	Показник	Значення
1	Тип трактора	МТЗ-892 (універсально-просапний)
2	Тип двигуна	Д-245
3	Номінальна потужність двигуна, кВт	65 кВт (88 к.с.)
4	Робочий об'єм, л	4,75
5	Ступінь стискання	16,0
6	Номінальна частота обертів, об/хв	1800
7	Базовий діаметр отворів розпилувача, мм	Ø0,32
8	Базовий тиск початку упорскування, МПа	19–20
9	Тип палива	ДП-Л-ЄВРО-5
10	Густина палива ρ , кг/м ³	830–840
11	Річне завантаження трактора, мото-год	780
12	Основний вид експериментальної роботи	Оранка ПЛН-4-35
13	Глибина оранки, см	25–27
14	Умови ґрунту	середній суглинок
15	Температура повітря під час досліджень, °С	12–25
16	Обладнання для регулювання форсунок	Стенд КІ-3333
17	Обладнання для вимірювання димності	Оптичний димомір МР-0,1
18	Обладнання для визначення витрати палива	Лічильник FL-02
19	Критерії оцінювання	g_e , г/(кВт·год); G, кг/год; N, %; K, м ⁻¹
20	Базові значення питомої витрати, г/(кВт·год)	235–240

Додаток Б

Таблиця Б1 – Результати теоретичних досліджень розміру краплин діаметра отворів

Діаметр отвору, мм	d _{ср} при 15 МПа, мкм	d _{ср} при 20 МПа, мкм	d _{ср} при 25 МПа, мкм
0,26	34,52	31,12	28,72
0,28	34,70	31,28	28,87
0,30	34,87	31,44	29,01
0,32	35,02	31,58	29,14
0,34	35,17	31,71	29,26

Таблиця Б2 – Вплив перепаду тиску на розміри часток

Перепад тиску, МПа	Середній діаметр крапель (d _{ср}), мкм
10	36,95
12	35,58
14	34,49
15	34,87
16	34,31
18	33,45
20	31,44
22	30,46
25	29,01
28	27,86
30	27,20

Додаток В

Результати теоретичних досліджень базового розпилювача та експериментального за критерієм оптимізації $J < 1$

Перепад тиску упорскування Δp , МПа	Середній діаметр краплин d_{cp} б, мкм	Критерій оптимізації, J б	Середній діаметр краплин d_{cp} е, мкм d_{cp} е., мкм	Критерій оптимізації J е.
16	34,22	1,013	33,90	1,010
18	32,80	1,000	32,49	0,997
20	31,58	0,989	31,28	0,986
22	30,51	0,979	30,23	0,976
24	29,57	0,970	29,30	0,968
26	28,73	0,963	28,46	0,960

Додаток Г

Результати проведення багатofакторного експерименту

за планом ПФЕ 3²

№ досліду	d, мм	p, МПа	g _e , г/кВт·год	g _h , л/год
1	0,28	21	231,5	10,7
2	0,29	21	229,8	10,6
3	0,30	21	231,0	10,7
4	0,28	22	232,2	10,8
5	0,29	22	227,5 (мінімум)	10,5
6	0,30	22	229,3	10,6
7	0,28	23	234,0	10,9
8	0,29	23	232,8	10,8
9	0,30	23	233,5	10,9