

2023/12/20 15:22

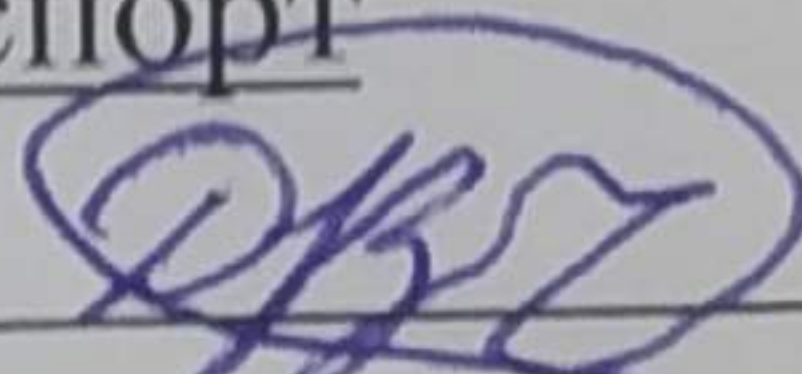
Вінницький національний технічний університет  
Факультет машинобудування та транспорту  
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

## МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

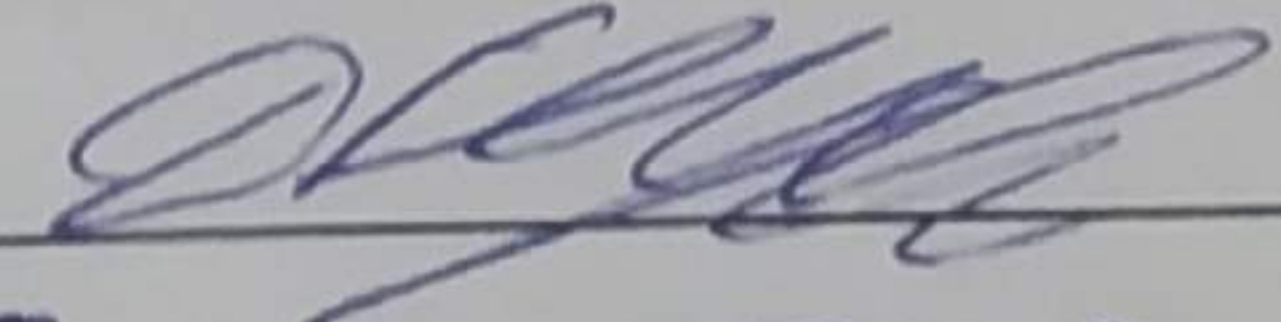
на тему:

**«Покращення роботи дизельних двигунів при використанні альтернативних видів палива на базі фермерського господарства «Нива» село Ракова Томашпільського району Вінницької області»**

Виконав: студент 2-го курсу, групи 2АТ-22м  
спеціальності 274 – Автомобільний  
транспорт


 Дибський В.І.

Керівник: к.т.н., ст. викладач каф. АТМ

 Борисюк Д.В.

«5» грудня 2023 р.

Опонент: к.т.н., доц. каф. АТМ

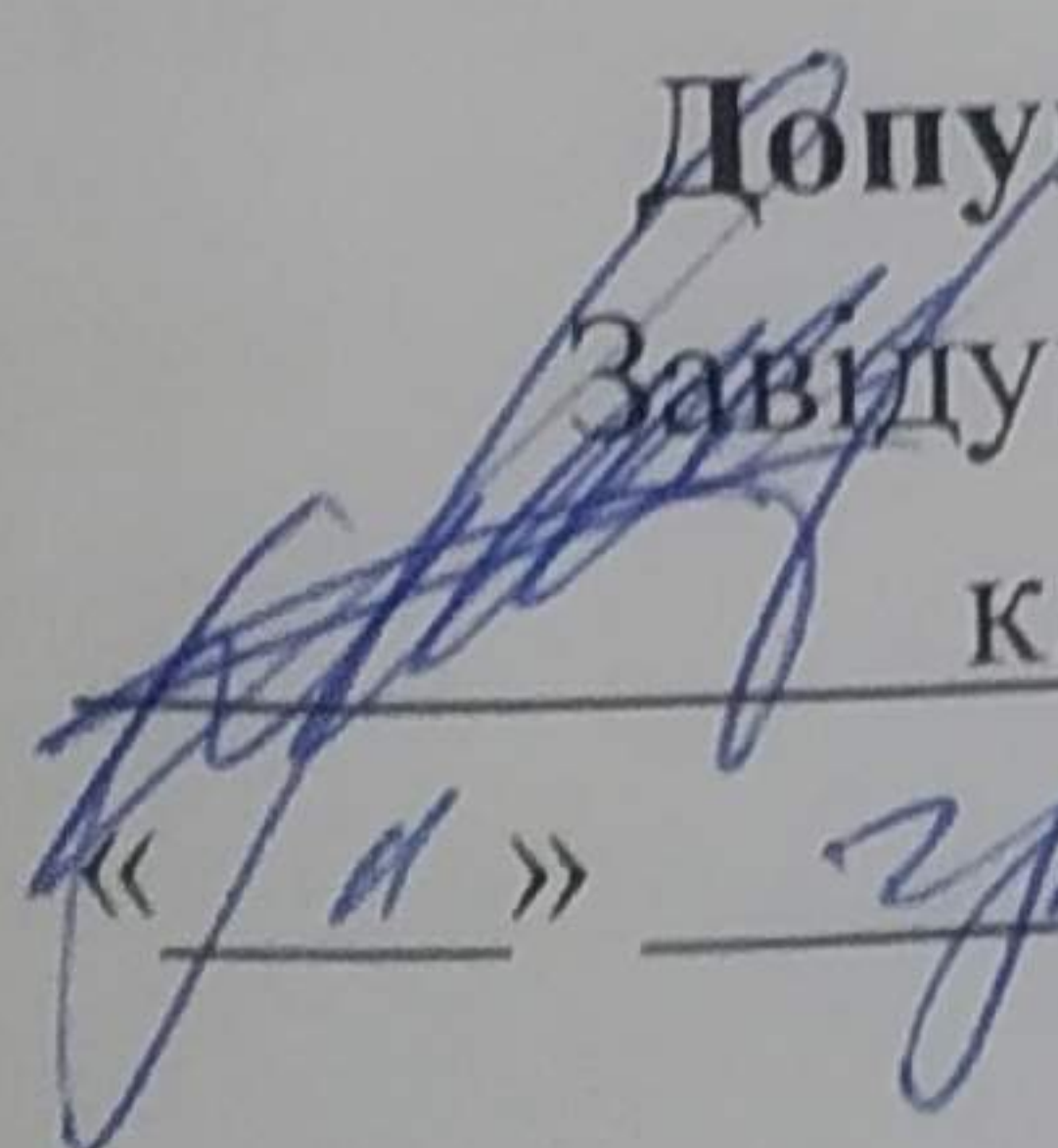
 П'юншчик О.В.

«8» грудня 2023 р.

Допущено до захисту

Завідувач кафедри АТМ

к.т.н., доц. Цимбал С.В.

 «11» грудня 2023 р.

Вінниця ВНТУ – 2023 рік

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

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

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

«19» 2023 року

**ЗАВДАННЯ**  
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Дибському Владиславу Івановичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Покращення роботи дизельних двигунів при використанні альтернативних видів палива на базі фермерського господарства «Нива» село Ракова Томашпільського району Вінницької області

керівник роботи Борисюк Дмитро Вікторович, к.т.н.,

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

затвержені наказом ВНТУ від «18» вересня 2023 року № 247.

2. Строк подання студентом роботи: 04.12.2023 р.

3. Вихідні дані до роботи: Вимоги до конструкції та експлуатації автотранспортних засобів (діючі міжнародні, державні, галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України в галузі безпеки руху, охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях; структура автопарку України; район експлуатації автомобілів – Україна; досліджувані моделі АТЗ – автомобілі фермерського господарства «Нива»; об'єкт дослідження – робочі процеси дизельних двигунів при використанні альтернативних видів палива; похибка прогнозування досліджуваних показників не більше – 10%.

4. Зміст текстової частини:

1 Напрямки поліпшення показників паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів дизельних двигунів на базі фермерського господарства «Нива».

2 Дослідження процесу паливоподачі дизеля, оснащеного розпилювачами форсунок з різною геометрією проточної частини.

3 Дослідження запалюваності нафтового дизельного палива і рослинних олій.

4 Визначення ефективності використання вуглецевих нанотрубок в якості екологічної добавки до нафтового дизельного палива.

5 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік ілюстративного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

1-2 Тема, мета та новизна дослідження.

3 Загальна характеристика фермерського господарства "Нива".

2023/12/20 15:23

4 Вимоги європейських стандартів до викидів шкідливих речовин із відпрацьованих газів дизелів вантажних автомобілів.

5 Схема конструкції розпилювача АЗПВ типу 171.07.00 та характеристика сумарної ефективної площі розпилювача у зборі залежно від ходу голки.

6 Схеми носка голки розпилювача.

7. Математична модель

8-11 Результати розрахункових досліджень процесу паливоподачі дизеля зі штатними та дослідними розпилювачами форсунок.

12-13 Дослідження дизеля зі штатними та дослідними розпилювачами форсунок.

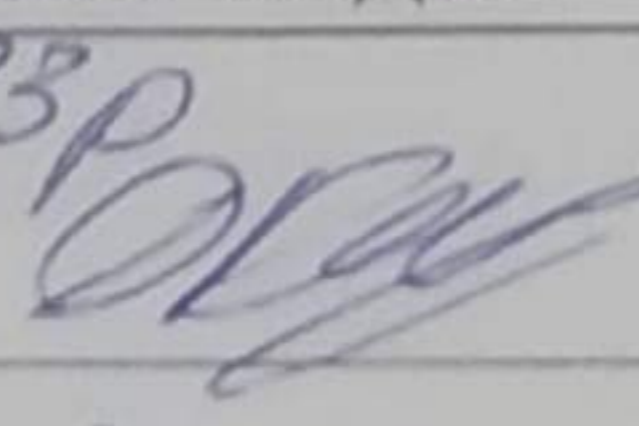
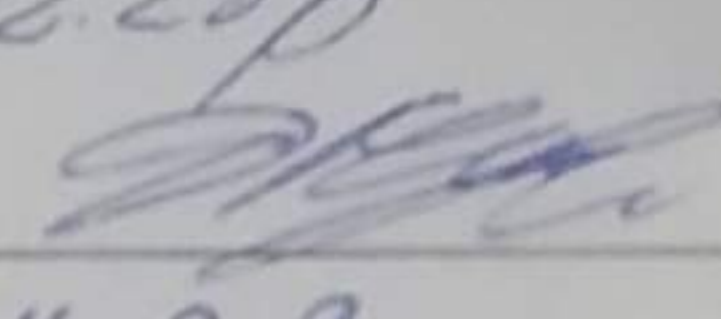
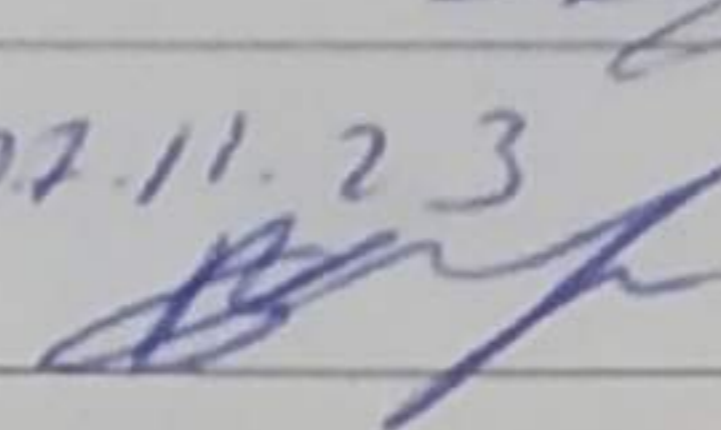
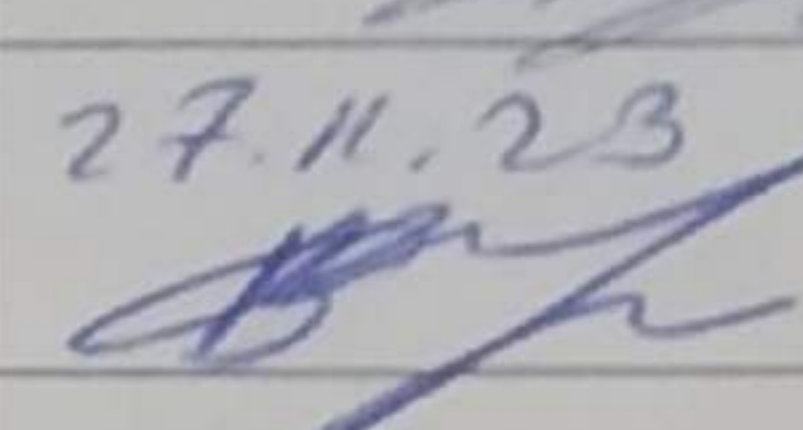
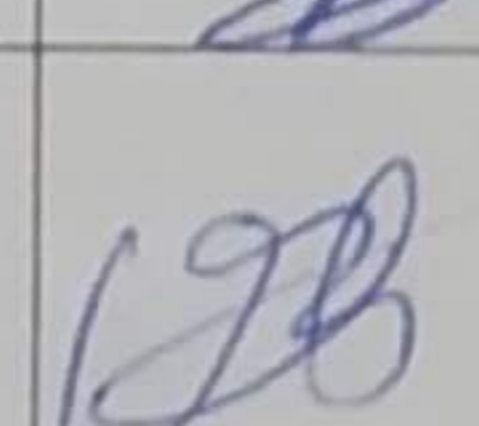
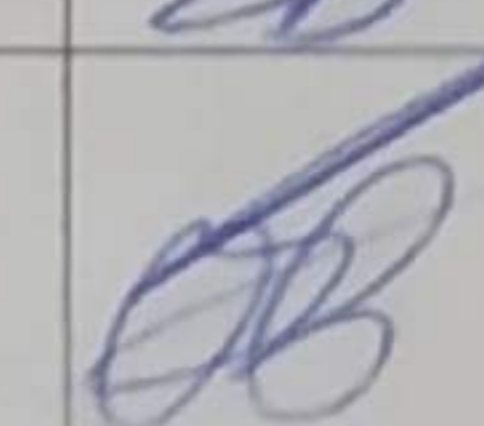
14 Структура вуглецевих нанотрубок.

15 Вуглецеві нанотрубки, вироблені компанією «Timesnano».

16 Результати дослідження.

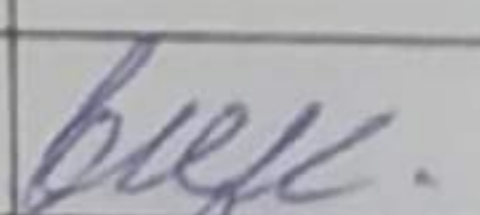
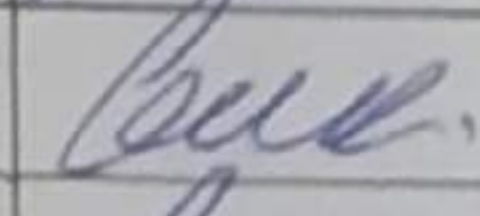
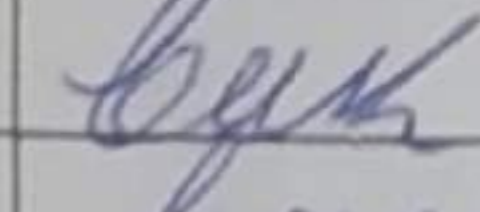
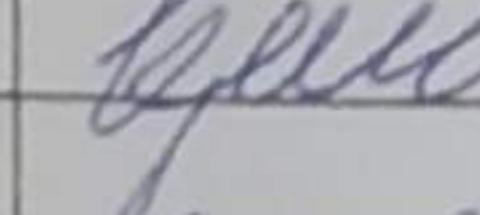
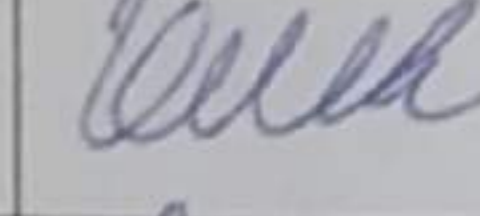
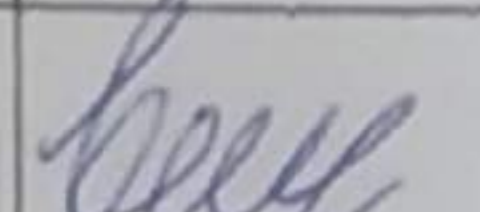
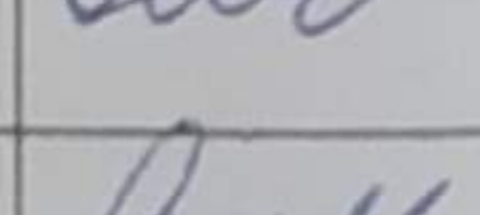
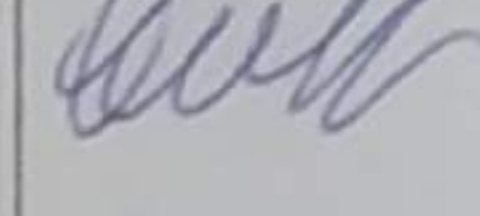
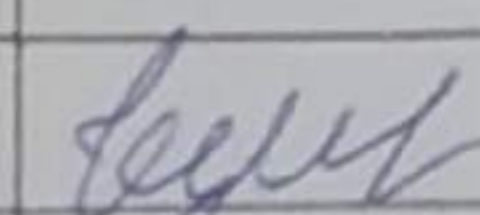
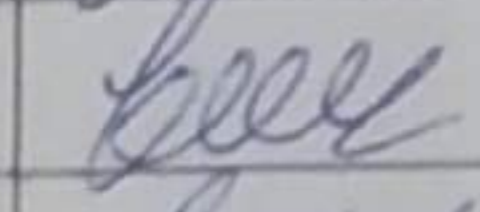
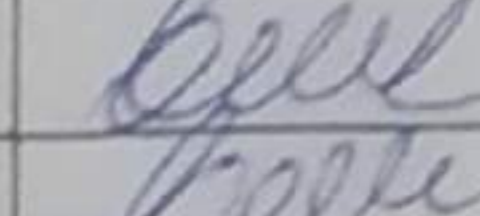
17-18 Висновки.

#### 6. Консультанти розділів проекту (роботи)

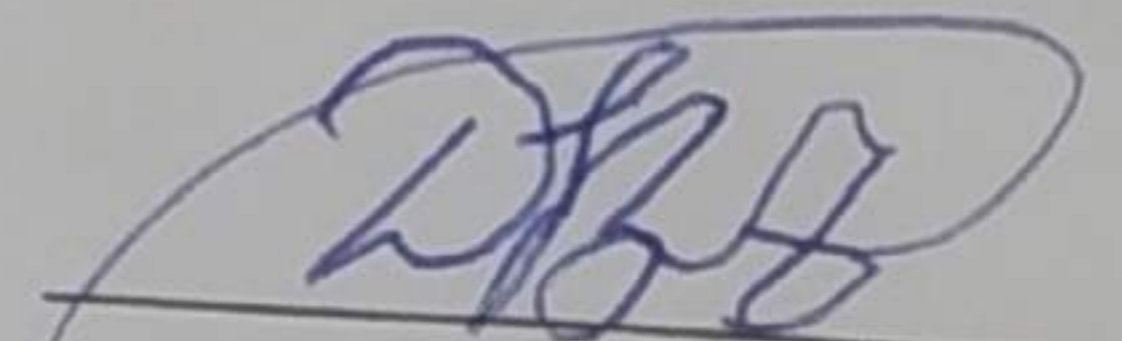
Розділ/підрозділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розв'язання основної задачі	Борисюк Д.В., ст. викладач кафедри АТМ	19.09.23р 	05.12.23р 
Визначення ефективності запропонованих рішень	Огневий В.О., доцент кафедри АТМ	07.11.23 	27.11.23 
Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	Березюк О.В., професор кафедри БЖДПБ		

7. Дата видачі завдання « 19 » вересня 2023 р.

#### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

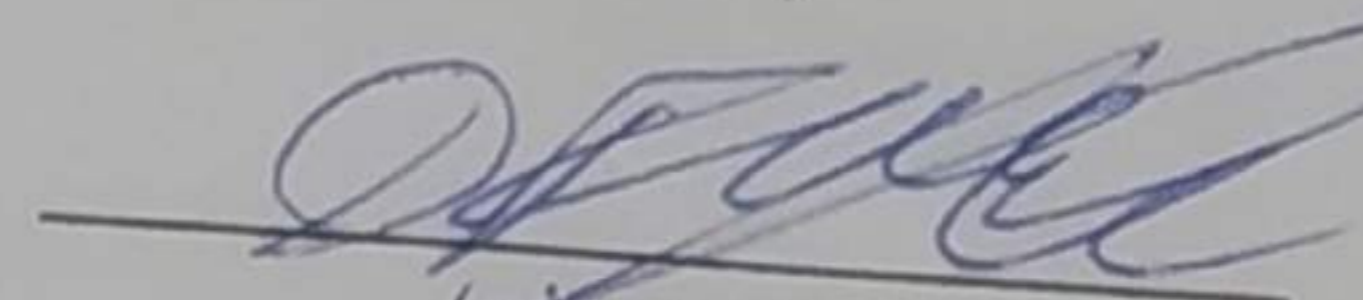
№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення об'єкту та предмету дослідження	19.09-02.10.2023	
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	19.09-02.10.2023	
3	Обґрунтування методів досліджень	19.09-02.10.2023	
4	Розв'язання поставлених задач	03.10-20.11.2023	
5	Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	21.11-29.11.2023	
6	Виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях»	07.11-27.11.2023	
7	Виконання розділу/підрозділу «Визначення ефективності запропонованих рішень»	07.11-27.11.2023	
8	Нормоконтроль МКР	30.11-04.12.2023	
9	Попередній захист МКР	05.12-07.12.2023	
10	Рецензування МКР	08.12-11.12.2023	
11	Захист МКР	12.12-22.12.2023	

Студент

  
(підпис)

Дибський В.І.

Керівник роботи

  
(підпис)

Борисюк Д.В.

## АНОТАЦІЯ

УДК 621.436

Дибський В. І. Покращення роботи дизельних двигунів при використанні альтернативних видів палива на базі фермерського господарства «Нива» село Ракова Томашпільського району Вінницької області. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 274 – Автомобільний транспорт, освітня програма – Автомобільний транспорт. Вінниця: ВНТУ, 2023. 139 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 43 назви; рис.: 50; табл. 35.

В магістерській кваліфікаційній роботі пророблено питання покращення роботи дизельних двигунів при використанні альтернативних видів палива.

У розділі 1 представлено загальну характеристику фермерського господарства «Нива». Проведено аналіз робіт, присвячених проблемам покращення експлуатаційно-технічних показників дизелів. Розглянуто вимоги до показників токсичності відпрацьованих газів сучасних дизелів та напрями поліпшення цих показників. Розділ 2 присвячений розрахунковим дослідженням паливоподачі дизеля, оснащеного розпилювачами форсунок з різною геометрією проточної частини. У розділі 3 наведено результати досліджень займистості дизельного палива та рослинних олій. Розділ 4 присвячений експериментальним дослідженням можливості використання вуглецевих нанотрубок як екологічної добавки до дизельного палива. В розділі охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях розроблено технічні рішення щодо техніки безпеки, виробничої санітарії та пожежної безпеки.

Графічна частина складається з 19 слайдів.

Ключові слова: дизельний двигун, експлуатаційно-технічні показники, паливоподача дизеля, форсунка, рослинна олія, дизельне паливо, вуглецеві нанотрубки.

## ABSTRACT

UDC 621.436

Dybskyi V. I. Refinement of diesel engines with the use of alternative types of burning on the basis of the farming state "Niva" in the village of Rakova, Tomashpil district, Vinnytsia region. Master's qualification in specialty 274 – Automotive transport, educational program – Automotive transport. Vinnytsia: VNTU, 2023. 139 p.

In Ukrainian language. Bibliography: 43 titles; Fig.: 50; table 35.

In the master's qualification work, nutritional reduction of diesel engines with the use of alternative types of combustion was developed.

Section 1 presents a fundamental characteristic of the Niva farming dominion. An analysis of works devoted to the problems of improving the operational and technical indicators of diesel engines was carried out. The results of the toxicity indicators of processed gases of modern diesel engines and the direct increase in these indicators are examined. Section 2 is dedicated to the development of diesel fuel supply systems equipped with fuel injection nozzles with different flow path geometries. In section 3, the results of the study of the occupancy of diesel fuel and algae oils were obtained. Section 4 is devoted to experimental studies of the feasibility of vicoristic carbon nanotubes as an environmental additive for diesel fuel. In the department of defense and safety in emergency situations, technical solutions are divided into safety equipment, military sanitation and fire safety.

The graphic part consists of 19 slides.

Keywords: diesel engine, operational and technical indicators, diesel fuel supply, nozzle, rosemary oil, diesel fuel, carbon nanotubes.

## Зміст

СПИСОК ОСНОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	9
ВСТУП	11
<b>Розділ 1 НАПРЯМКИ ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ТОКСИЧНОСТІ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ НА БАЗІ ФЕРМЕРСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА "НИВА"</b>	16
1.1 Діяльність і розташування фермерського господарства "Нива"	16
1.2 Склад машинно-тракторного парку господарства	17
1.3 Експлуатаційно-технічні властивості дизелів. Токсичність відпрацьованих газів	19
1.4 Удосконалення процесу паливоподачі дизелів на базі фермерського господарства «Нива»	22
1.5 Використання альтернативних палив в дизельних двигунах на базі фермерського господарства «Нива»	33
1.6 Задачі дослідження	38
<b>Розділ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПАЛИВОПОДАЧІ ДИЗЕЛЯ, ОСНАЩЕНОГО РОЗПИЛЮВАЧАМИ ФОРСУНОК З РІЗНОЮ ГЕОМЕТРІЄЮ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ</b>	40
2.1 Розробка розпилювачів форсунок з різною геометрією проточної частини	40
2.2 Методика розрахункових досліджень перебігу палива в проточній частині розпилювача форсунки	43
2.3 Результати розрахункових досліджень процесу паливоподачі дизеля зі штатними та дослідними розпилювачами форсунок	45
2.4 Дослідження дизеля зі штатними та дослідними розпилювачами форсунок	58

Розділ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАПАЛЮВАЛЬНОСТІ НАФТОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА І РОСЛИННИХ ОЛІЙ	65
3.1 Фізико-хімічні властивості рослинних олій	65
3.2 Визначення констант експоненційної залежності періоду та затримки займання від енергії активації палива та параметрів повітряного заряду в камері згоряння дизеля	69
3.3 Методика порівняльного аналізу критеріїв займистості рослинних олій у камері згоряння дизеля	77
Розділ 4 ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ВУГЛЕЦЕВИХ НАНОТРУБОК В ЯКОСТІ ЕКОЛОГІЧНОЇ ДОБАВКИ ДО НАФТОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА	87
4.1 Наноструктури, їх виробництво та сфери застосування	87
4.2 Вуглецеві нанотрубки як екологічна присадка до нафтового дизельного палива та їх властивості	89
4.3 Експериментальні дослідження дизеля під час його роботи на нафтовому дизельному паливі з добавками вуглецевих нанотрубок	94
Розділ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	101
5.1 Технічні рішення з виробничої санітарії та гігієни праці	102
5.1.1 Мікроклімат та склад повітря робочої зони	102
5.1.2 Виробниче освітлення	103
5.1.3 Виробничі віброакустичні коливання	105
5.1.4 Виробничі випромінювання	106
5.2 Технічні рішення щодо безпеки під час проведення покращення роботи дизельних двигунів при використанні альтернативних видів палива на базі фермерського господарства «Нива»	107

5.2.1 Безпека щодо організації робочих місць	107
5.2.2 Електробезпека	107
5.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях	108
ВИСНОВОК	111
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	114
ДОДАТОК А (обов'язковий). ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ	118
ДОДАТОК Б (обов'язковий). ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ	138



## СПИСОК ОСНОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- ВМТ – верхня мертва точка;
- ДВЗ – двигуни внутрішнього згоряння;
- ДГУ – дизель-генераторна установка;
- ДП – дизельне паливо;
- ККД – коефіцієнт корисної дії;
- КЗ – камера згоряння;
- ВГ – відпрацьовані гази;
- ПЗЗ,  $t_i$ ,  $\varphi_i$  – період затримки займання;
- ПК – програмний комплекс;
- п.к.в. – поворот колінчастого валу двигуна;
- РО, СШО, СО – рапсова, соняшникова та соєва олії;
- ПНВТ – паливний насос високого тиску;
- ТЧ – тверді частки;
- ВНТ – вуглецеві нанотрубки;
- КВВП,  $\theta$  – кут випередження впорскування палива;
- ЦЧ, ECN – цетанове число, розрахункове цетанове число;
- $\text{NO}_x$ , CO,  $\text{CH}_x$ , C,  $\text{K}_x$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}_2$  – оксиди азоту, монооксид вуглецю (чадний газ), вуглеводні, сажа, димність ОГ, кисень, діоксид вуглецю (вуглекислий газ);
- $C_{\text{CH}_x}$ ,  $C_{\text{CO}}$ ,  $C_{\text{NO}_x}$ ,  $C_{\text{CO}_2}$ ,  $C_{\text{O}_2}$  – об'ємні концентрації в ВГ вуглеводнів, монооксиду вуглецю, оксидів азоту, кисню, діоксиду вуглецю;
- $C_{\text{ВНТ}}$  – масова концентрація ВНТ у сумішевому паливі;
- $C_{\text{ж.к. ін.}}$ ,  $C_{\text{FA.S}}$  – масова концентрація граничних жирних кислот у олії;
- $C_{\text{ж.к. ол.}}$ ,  $C_{\text{C18:1}}$  – масова концентрація олеїнової жирної кислоти в олії;
- $D$ ,  $S$  – діаметр та хід поршня;
- $d_i$ ,  $h_i$  – діаметр і хід голки форсунки;
- $d_{\text{пл}}$ ,  $h_{\text{пл}}$  – діаметр та хід плунжера ТНВД;
- $d_p$ ,  $l_p$  – діаметр і довжина отвору, що розпорошує;
- $d_{\text{до}}$ ,  $d_{\text{ср}}$  – діаметр крапель палива, що розпилюється, середній діаметр

крапель;

$(dp/dt)_{\max}$ ,  $(dp/dt)_{\text{ср}}$  – максимальна та середня швидкості згоряння палива;

$E$ ,  $E_{\text{труб}}$  – енергія активації палива, кінетична енергія турбулентності потоку палива;

$G_{\text{пал}}$ ,  $G_{\text{пов}}$ ,  $g_e$  – годинна витрата палива, годинна витрата повітря, питома ефективна витрата палива;

$i_d$ ,  $i_p$  – число циліндрів, кількість отворів форсунки, що розпоршують;

$L$ ,  $B$  – довжина і ширина струменя палива, що розпилюється;

$n$ ,  $N_e$  – частота обертання колінчастого валу двигуна та його ефективна потужність;

$p_i$ ,  $p_e$  – середній індикаторний тиск, середній ефективний тиск;

$p_{\text{ф0}}$  – тиск початку підйому голки форсунки;

$p_{\text{вх}}$ ,  $p_{\text{вих}}$ ,  $p_{\text{ц}}$  – тиск на вході в розрахункову область, тиск на виході з розрахункової області, тиск у циліндрі;

$p_{\text{ф max}}$ ,  $p_{\text{впр}}$  – максимальний тиск впорскування;

$T_{\text{займ}}$  – температура займання палива у закритому тиглі;

$\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря;

$\beta$  – кут розкриття струменя палива, що розпилюється;

$\varphi$  – кут повороту колінчастого валу;

$\varphi_{\text{кв}}$ ,  $\theta_{\text{кв}}$  – кут початку упорскування ;

$\varphi_{\text{кз}}$ ,  $\theta_{\text{кз}}$  – кут початку згоряння;

$\eta_e$  – ефективний ККД дизеля;

$\mu_{\text{фр}}$  – ефективна площа розпилювача у зборі;

$\mu_p$  – коефіцієнт витрати отвору.

## ВСТУП

На сучасному етапі розвитку двигунобудування до основних експлуатаційних показників дизелів відносяться показники їхньої паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів. Ефективним засобом впливу на ці показники є вдосконалення процесів паливоподачі, розпилювання палива та сумішоутворення. Велике впливом на характер перебігу цих процесів надає конструкція системи паливоподачі, особливо, конструкція форсунки. Від її конструкції, в першу чергу – від конструкції її розпилювача, залежать геометричні характеристики струменів палива, що розпилюється, охоплення струменями об'єму камери згоряння дизеля, їх структура, дрібність розпилювання палива. У зв'язку з цим необхідна реалізація заходів, спрямованих на вдосконалення процесу палива.

Іншим напрямом покращення експлуатаційних показників дизелів є вдосконаленням властивостей палива, включаючи використання альтернативних палив. Серед альтернативних палив найбільш привабливими є біопалива, що виробляються із відновлюваної сировини. До таких палив відносяться рослинні олії. Однак їх застосування стримується відмінністю їх властивостей від аналогічних властивостей нафтового дизельного палива. Тому необхідно проведення досліджень властивостей рослинних олій, включаючи дослідження їх самозаймистості в умовах камери згоряння дизеля.

Експлуатаційні властивості дизелів можна покращити шляхом додавання до нафтового дизельного палива вуглецевих нанотрубок. Це викликано тим, що ці наноструктури мають унікальні фізичні властивості, тому їхня добавка в дуже незначній кількості значно змінює деякі властивості нафтових палив. Зокрема, наявність вуглецевих нанотрубок у нафтовому дизельному паливі призводить до прискорення процесів тепло- та масообміну, підвищення реакційної активності сумішевого палива, що дозволяє покращувати якість процесів сумішоутворення та згоряння,

скоротити період затримки займання та тривалість процесу згорання. Підвищена якість згорання палива також дозволяє покращити екологічні показники енергоустановок з дизелями.

Дана робота присвячена проблемам покращення експлуатаційно-технічних показників дизеля шляхом удосконалення процесу паливоподачі та властивостей палива. У роботі розроблено конструкції досвідчених розпилювачів, які забезпечують покращення якості процесів розпилювання палива та сумішоутворення шляхом виконання на носку голки місцевих гідравлічних опорів. Розроблено методику розрахункових досліджень перебігу палива в проточній частині розпилювача форсунок, засновану на використанні програмного комплексу *Ansys Fluent*. Проведено розрахункові дослідження впливу геометрії проточної частини розпилювачів форсунок на показники потоку палива у розпилювачі та параметри процесу розпилювання палива. Проведено експериментальні дослідження дизеля з досвідченими розпилювачами форсунок з метою визначення їх впливу на показники паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів двигуна. Визначено константи експоненційної залежності періоду затримки займання від енергії активації палива та параметрів повітряного заряду у камері згорання дизеля. Розроблено методику порівняльного аналізу критеріїв займистості рослинних олій у камері згорання дизеля, що включає визначення факторів, що впливають на цетанове число олій, та визначення найбільш значущих з цих факторів. Проведено експериментальні дослідження дизеля з метою визначення впливу кількості доданих у нафтове дизельне паливо вуглецевих нанотрубок на показники токсичності ВГ та паливної економічності двигуна.

**Актуальність** роботи зумовлена необхідністю задоволення сучасних жорстких вимог до показників паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів дизелів. Ці показники значною мірою залежать від характеру перебігу процесів паливоподачі, розпилювання палива та сумішоутворення, які, в першу чергу, визначаються конструкцією системи

паливоподачі, особливо, конструкцією форсунок та їх розпилювачів. Проблема забезпечення необхідних параметрів процесу паливоподачі особливо актуальна для дизелів невеликої розмірності, в яких через невеликий об'єм камери згоряння організація чистого об'ємного сумішоутворення, що забезпечує рівномірний розподіл палива за об'ємом камери згоряння та найбільш повне згоряння палива з найбільшою ефективністю робочого процесу, виявляється дуже складним.

Використання палив із заданими властивостями також підвищує ефективність процесу їх згоряння в камері згоряння дизеля. При цьому біопалива на основі рослинних олій відрізняються хорошими екологічними властивостями. У дизелях, що працюють на рослинних оліях, відзначається знижений вміст у відпрацьованих газах основних токсичних компонентів – оксидів азоту та сажі (твердих частинок). Поліпшення екологічних показників дизеля досягається і при додаванні до нафтового дизельного палива вуглецевих нанотрубок. Разом з тим, потрібна адаптація дизелів до роботи на цих альтернативних паливах.

Використання зазначених альтернативних палив у поєднанні з впровадженням заходів щодо вдосконалення процесів паливоподачі та суміші дозволить досягти необхідних показників паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів сучасних дизелів.

**Мета роботи:** досягнення необхідних експлуатаційно-технічних показників дизеля шляхом удосконалення процесу паливоподачі, використання біопалив, удосконалення властивостей нафтового палива додаванням до нього вуглецевих нанотрубок.

**Методи досліджень.** Мета досягається поєднанням теоретичних та експериментальних методів. За допомогою теоретичних методів проведено розрахункові дослідження параметрів процесу палива, впливу геометрії проточної частини розпилювачів форсунок на показники потоку палива в розпилювачі та параметри процесу розпилювання палива, розрахункові дослідження samozаймистості різних палив у камері згоряння дизеля.

Експериментальна частина роботи полягала у визначенні показників дизеля, оснащеного розпилювачами різних конструкцій, а також визначенні показників дизеля, що працює на нафтовому дизельному паливі з добавкою вуглецевих нанотрубок.

**Новизна** роботи полягає в наступному:

- розроблено методику розрахунку параметрів перебігу палива в розпилювачі форсунок з використанням ПК *Ansys Fluent*, що дозволяє оцінити вплив геометрії проточної частини розпилювача форсунок на зазначені параметри, як при стаціонарному перебігу палива, так і при роботі системи паливоподачі в імпульсному режимі;

- визначено константи експоненційної залежності періоду затримки займання від енергії активації палива та параметрів повітряного заряду у камері згоряння дизеля;

- запропоновано методику порівняльного аналізу критеріїв займистості рослинних олій у камері згоряння дизеля, що включає визначення факторів, що впливають на їх цетанове число, та визначення найбільш значущих з цих факторів;

- доведено можливість поліпшення показників паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів дизеля при додаванні до нього вуглецевих нанотрубок і проведено оцінку кількості нанотрубок, що додаються в паливо, на зазначені показники.

**Достовірність та обґрунтованість** наукових положень визначаються:

- використанням сучасних методик розрахунку показників потоку палива у проточній частині розпилювачів форсунок та застосуванням сучасних програмних комплексів при проведенні розрахункових досліджень;

- зіставленням результатів розрахункових досліджень з даними проведених автором експериментальних досліджень, а також з опублікованими експериментальними даними.

**Апробація результатів.** Основні положення роботи доповідалися на XVI-й міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та

перспективи розвитку автомобільного транспорту», 23-25 жовтня 2023 року у Вінницькому національному технічному університеті (м. Вінниця).

**Публікації.** Основні положення роботи опубліковані в збірнику наукових праць «Матеріали XVI-ї міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 23-25 жовтня 2023 року»: Д.В. Борисюк, В.І. Дибський. Рослинні масла як присадки дизельного палива. *Матеріали XVI-ї міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 23-25 жовтня 2023 року: збірник наукових праць, 2023. С. 74-75.*

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

## Розділ 1 НАПРЯМКИ ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ТОКСИЧНОСТІ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ НА БАЗІ ФЕРМЕРСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА "НИВА"

### 1.1 Діяльність і розташування фермерського господарства "Нива"

Фермерське господарство "Нива" зареєстровано 18.07.1997 за юридичною адресою – Вінницька обл., Томашпільський р-н, село Ракова, вул. Центральна, будинок 73 (рис. 1.1).

Фермерське господарство "Нива" розташоване за 3 км від районного центру і за 25 км від залізничної станції Вапнярка.



Рисунок 1.1. Розташування фермерського господарства "Нива"

Види діяльності фермерського господарства "Нива":

- 01.11 Вирощування зернових культур (крім рису), бобових культур і



насіння олійних культур;

- 01.42 Розведення іншої великої рогатої худоби та буйволів;
- 01.61 Допоміжна діяльність у рослинництві;
- 10.41 Виробництво олії та тваринних жирів;
- 10.81 Виробництво цукру;
- 47.81 Роздрібна торгівля з лотків і на ринках харчовими продуктами,

напоями та напоєними виробами;

- 49.41 Вантажний автомобільний транспорт.

## 1.2 Склад машинно-тракторного парку господарства

Забезпеченість аграрних підприємств технікою і високопродуктивне вико-ристання її мають особливе значення. Адже кількість і якість сільськогосподарської продукції значною мірою залежать від дотримання визначених строків виконання окремих виробничих процесів і робіт.

У складі техніки, що використовується в господарствах, переважає машинно-тракторний парк (МТП).

Машинно-тракторний парк в сільському господарстві – це сукупність машин, необхідних для механізації робіт з вирощування сільськогосподарських культур. Машинно-тракторний парк складається з наступних груп: трактори (самохідні шасі), як універсальні енергетичні засоби; сільськогосподарські машини (плуги, сівалки, борони, культиватори, косарки, збиральні самохідні машини та ін.); самостійно працюючі збиральні машини; стаціонарні машини з індивідуальним або груповим приводом робочих органів; транспортні машини.

Машинно-тракторний парк сільськогосподарського підприємства використовують як самостійно, так і в складі різних внутрішньогосподарських підрозділів.

Склад МТП фермерського господарства "Нива" представлено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1. Склад МТП фермерського господарства "Нива"

Назва та марка машини	Кількість машин	Рік випуску машини
<u>Трактори:</u>		
John Deere 8360R	4	2012
New Holland T7060	2	2011
New Holland T8050	2	2015
MTЗ-1221.3	4	2019
MTЗ-82.1	4	2019
АГРОМАШ-50СШ	3	2015
<u>Автомобілі:</u>		
ВаЗ-2121	4	2005
Mercedes-Benz Sprinter 516	5	2019
Автоцистерна ГАЗ-3307	4	2006
КрАЗ-5401С2-500	4	2020
ЗиЛ-5301	5	2014
ЗиЛ-СААЗ-4545	3	2012
Ford Transit	4	2011-13
КамАЗ-65117	5	2009
КамАЗ-5460-076-63	4	2015
MAN TGX 18.440 4X2 XLX Intarder Euro 6	6	2016
Mercedes-Benz ACTROS 1845 LS	4	2017
<u>Комбайни:</u>		
John Deere S 680i	4	2016
Скіф-250	2	2014
Скиф-230А	2	2014
<u>С-г. машини:</u>		
Оприскувачі	7	2010-18
Машини для внесення добрив	5	2009-11
Зчіпки	2	2005-08
Плуги	10	2007-19
Культиватори	10	2004-07
Сівалки	14	2007-09
Жатки	8	2015-19
<u>Причепи і напівпричепи:</u>		
Причіп тракторний «2ПТС-4»	8	2010-13
Причіп «СЗАП-8357-02»	5	2011-14
Напівпричіп «СЗАП-9402»	6	2016
Напівпричіп «Skit 24 P50»	6	2016
Напівпричіп «Тонар-9385»	5	2020
Напівпричіп-цистерна «SF3340»	2	2020

### **1.3 Експлуатаційно-технічні властивості дизелів. Токсичність відпрацьованих газів**

Сучасний етап розвитку світової економіки та транспорту має характеристику різкого зростання кількості мобільних установок із двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ). В даний час світова загальна кількість автомобілів становить близько 1 мільярда, а до 2050 року їх буде в 3 рази більше, в першу чергу за рахунок Китаю, Індії та інших країн [6]. Швидке зростання кількості автомобілів і кількості сільськогосподарських машин призводить до збільшення споживання нафтопродуктів і дефіциту моторних палив, що наростає, при приблизно постійних обсягах їх виробництва.

Зазначені фактори призводять до необхідності поліпшення експлуатаційно-технічних показників ДВЗ шляхом дизелізації транспорту та сільськогосподарських машин, більш економного витрачання палива та вдосконалення його властивостей, ширшого застосування альтернативних палив, зниження токсичності ВГ [1]. Рациональний вибір того чи іншого виду палива, поліпшення його властивостей та вдосконалення процесів паливоподачі, розпилування палива та сумішоутворення розглядаються як ефективний засіб поліпшення показників токсичності ВГ дизелів та їх паливної економічності [5].

Нині найважливішими з експлуатаційно-технічних показників дизелів є показники токсичності ВГ, тобто. кількість шкідливих речовин, що викидаються двигуном. Це пов'язано з погіршенням екологічної ситуації навколишнього середовища та посиленням вимог, що висуваються до ДВЗ сучасними нормативними документами на токсичність ВГ. При цьому ВГ дизелів містять близько 280 компонентів, серед яких можна виділити азот  $N_2$  і кисень  $O_2$ , що містяться в повітряному заряді, продукти повного згоряння палива (діоксид вуглецю  $CO_2$  і водяна пара  $H_2O$ ), речовини, що утворюються в результаті термічного синтезу з повітря при високих температурах (оксиди

азоту  $\text{NO}_x$ ), продукти неповного згоряння палива (монооксид вуглецю  $\text{CO}$ , вуглеводні  $\text{CH}_x$ , дисперсні тверді частинки, основним компонентом яких є сажа  $\text{C}$ ), а також оксиди сірки, альдегіди, продукти конденсації та полімеризації [4].

Найбільш масовими компонентами ВГ є атмосферний азот, діоксид вуглецю (вуглекислий газ), пари води та надлишковий кисень. На більшості експлуатаційних режимів їхній сумарний обсяг в ВГ становить 90-95%. З цих основних компонентів лише вуглекислий газ належить до слаботоксичних речовин, інші ж є токсичними. Об'ємна концентрація токсичних речовин в ВГ порівняно невелика і становить 0,2-2%. При цьому близько 80-95% загальної маси токсичних компонентів ВГ складається з п'яти основних компонентів:  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}_x$ ,  $\text{NO}_x$ , діоксиду сірки  $\text{SO}_2$ , альдегідів  $\text{RCHO}$  [4]. Відповідно до сучасних нормативних документів, що діють у промислово розвинених країнах світу, нормованими токсичними компонентами ВГ дизелів є  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}_x$  та тверді частинки частинок. Найбільш значущими газоподібними токсичними компонентами ВГ дизелів є оксиди азоту  $\text{NO}_x$  [4]. Частка  $\text{NO}_x$  у сумарних токсичних викидах становить 30-80% за масою та 60-95% за еквівалентною токсичністю. Близько 42% викидів оксидів азоту в атмосферу посідає автомобільний транспорт. Іншим найважливішим токсичним компонентом ВГ дизелів вважаються тверді частинки (димність ВГ або викид сажі) [4]. Ці частинки сприяють акумулюванню на своїх поверхнях багатьох відомих канцерогенів та мутагенів. При цьому ці частинки можуть проникати до органів дихання людини і накопичуватися в них через незначні розміри частинок. Ці фактори спричиняють високу потенційну небезпеку.

Викиди оксидів азоту та сажі (вуглецю  $\text{C}$  або твердих частинок – ТЧ) обмежуються міжнародними стандартами з охорони навколишнього середовища. Такі стандарти, що діють у США, Європі, Японії та інших промислово розвинених країнах, встановлюють граничні викиди оксидів

азоту  $\text{NO}_x$ , твердих частинок (рис. 1.2), а також інших нормованих токсичних компонентів з ВГ дизелів транспортних засобів. У таблиці 1 показано динаміку вимог до викидів шкідливих речовин з ВГ дизелів вантажних автомобілів, що діють у країнах Європейського Союзу.

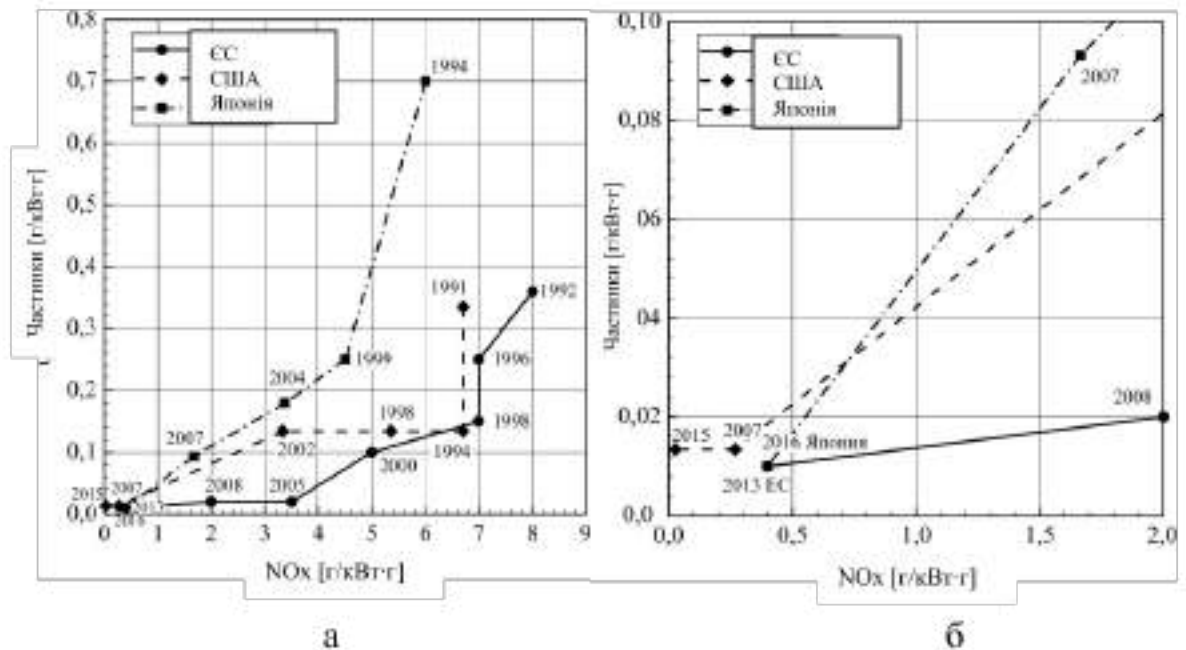


Рисунок 1.2. Динаміка посилення вимог міжнародних стандартів до викидів оксидів азоту  $\text{NO}_x$  та твердих частинок з ВГ дизелів вантажних автомобілів: а – стандарти, що діють з 1991 по 2016 рік; б – стандарти, що діють з 2007 по 2016 рік

Як випливає з даних таблиці 1.2, за період з 2005 по 2016 рік вимоги до граничних викидів шкідливих речовин значно посилилися: по оксидах азоту – більш ніж у 8 разів, по твердих частках – у 2 рази, по газоподібних вогневоднях, що не згоріли, – у 3,5 рази. Це призводить до необхідності реалізації заходів щодо покращення екологічних показників дизелів. Серед цих заходів одними з найефективніших є вдосконалення процесу паливоподачі та властивостей палива, застосування альтернативних екологічно чистих палив [5, 8, 14]. Використання цих палив у поєднанні з покращенням якості процесів паливоподачі, розпилювання палива та сумішоутворення дозволить значно покращити експлуатаційні показники

дизелів.

Таблиця 1.2. Вимоги європейських стандартів до викидів шкідливих речовин із ВГ дизелів вантажних автомобілів

Рік	Нормативний документ	Питомі викиди шкідливих речовин, $g/(kWt \cdot год)$			
		$NO_x$	CO	$CH_x$	ТЧ
2005	<i>EuroIV</i>	3,5	1,5	0,46	0,02
2009	<i>EuroV</i>	2,0	1,5	0,46	0,02
2016	<i>EuroVI</i>	0,4	1,5	0,13	0,01

#### 1.4 Удосконалення процесу паливоподачі дизелів на базі фермерського господарства «Нива»

Досконалість процесів паливоподачі, розпилювання палива та суміші у дизелях значною мірою зумовлює їх експлуатаційні показники [1, 2]. Значний вплив на характер перебігу цих процесів має конструкція системи паливоподачі. Найважливішим елементом системи паливоподачі є форсунка, яка формує характеристики впорскування та розпилювання палива [7, 9]. Від конструкції форсунки, в першу чергу – її розпилювача, залежить ряд параметрів процесу паливоподачі, у тому числі геометричні параметри струменів палива, структура паливних струменів, дрібність розпилювання палива.

На сучасному етапі розвитку двигунобудування дизельні паливні системи удосконалюються у напрямку збільшення тисків впорскування та оптимізації їх конструкції [2, 8]. Тиск впорскування впливає на такі характеристики процесу палива, як далекобійність струменя палива (довжину  $L$ , рис. 1.3), кут конуса струменя палива  $\beta$ , ширину струменя палива  $B$ , дрібність розпилювання. При цьому перші три параметри визначають ступінь охоплення струменем палива простору КЗ і, отже, якість сумішоутворення. При зростанні тиску впорскування  $p_{впр}$  зростає обсяг струменя палива і забезпечується повніше охоплення КЗ струменями. Але надмірне підвищення тиску впорскування  $p_{впр}$  призводить до попадання палива на відносно холодні

стілки КЗ, неповного згоряння палива та погіршення показників паливної економічності. Таким чином, довжина та обсяг струменя надають значний вплив на процес сумішоутворення. Дисперсність розпилювання визначає динаміку процесу випаровування палива, від якої залежить займістість палива та швидкість тепловиділення.

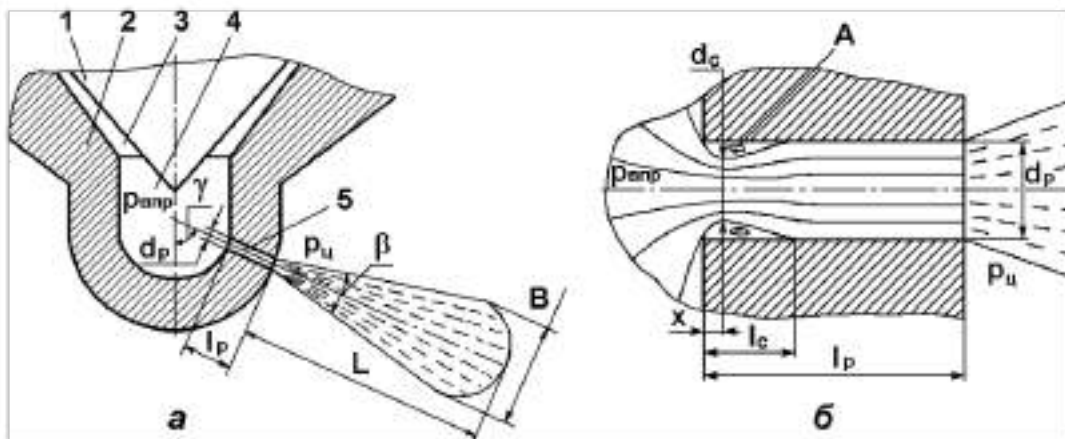


Рисунок 1.3. Схема розпилювача форсунки (а) та течії палива по розпилюючому отвору (б):

1 – носок голки форсунки; 2 – корпус; 3 – кільцевий зазор між корпусом та голкою; 5 – отвір, що розпилює;  $d_p$  та  $l_p$  – його діаметр та довжина;  $\gamma$  – кут нахилу утворює;  $p_u$  – тиск у циліндрі; А – зона вихроутворення;  $l_c$ ,  $d_c$  – довжина та діаметр зони звуження струменя

У сучасних дизелях вже використовуються системи паливоподачі, що реалізують максимальні тиски впорскування, що перевищують 100-150 МПа [2]. Підвищення тиску впорскування в основному призначене для покращення дрібності розпилювання. Однак при досягнутому рівні тиску впорскування середній діаметр крапель палива слабо залежить від інтенсивності процесу палива, тому ефективність подальшого підвищення тиску впорскування невелика. При цьому надмірно високий тиск впорскування призводить до суттєвого погіршення гідравлічного ККД процесу палива та збільшення потужності, необхідна на привод насоса. Поруч із, підвищення тисків впорскування обмежується допустимим рівнем

динаміки згоряння в КЗ (величиною максимального тиску згоряння  $p_z$  та інтенсивністю наростання тиску при згоранні  $dp/d\phi$ ), також можливим збільшенням викиду оксидів азоту  $\text{NO}_x$ .

У роботі [2] показано, що при тиску впорскування палива 100 МПа та при впорскуванні палива в середу без протитиску струмінь палива поширюється на відстань близько 140 мм за час  $t=1,2$  мс після початку упорскування (рис. 1.4). При тиску впорскування 25 МПа довжина струменя палива становить таке ж значення за час  $t=2,0$  мс після початку упорскування.

При створенні паливної апаратури для дизелів невеликої розмірності необхідно забезпечити необхідні показники дрібності розпилювання палива, рівномірний розподіл палива за обсягом КЗ, узгодження довжини струменів палива, що розпилюється, з формою КЗ [2]. Якість процесів розпилювання палива та сумішоутворення значною мірою визначається геометричними параметрами проточної частини розпилювачів форсунок [7]. Висока турбулентність потоку палива на виході з отвору, що розпилює, викликає нестабільність поверхні струменя палива і швидкий розпад струменя палива в КЗ дизеля. У зв'язку з цим, одним з ефективних засобів поліпшення процесів розпилювання палива та сумішоутворення є використання розпилювачів, що мають проточної частини місцеві гідравлічні опори, що турбулізують потік палива на виході з форсунок [22, 23].

В Україні та за кордоном проведено багато досліджень, присвячені вдосконаленню параметрів конструкції розпилювачів форсунок для дизельних двигунів різного призначення. У роботі [9] проведено дослідження розпилювання палива в камеру за різних тисків за допомогою оптичної візуалізації струменів палива. Розглянуто систему паливоподачі типу *Common-Rail* фірми *R.Bosch*, оснащену розпилювачами з різними діаметрами отворів, що розпилюють, та їх конусністю, яка визначається  $K$ -фактором у вигляді:  $K = d_{\text{вх}} - d_{\text{вих}} / 10$  (рис. 1.5, а). Досліджено два типи розпилювачів:



*SAC*-розпилювач з вхідними кромками отворів, що розпилюють, розташованими підигольною порожниною – в колодязі розпилювача, і *VCO*-розпилювач з вхідними кромками отворів на замикаючому конусі сідла голки (рис. 1.5, б, в). Для отримання бічних зображень струменів палива підсвічувалися іскровим джерелом світла, а для отримання зображень фронту струменя палива використовувався аргонний лазер. Вид струменів палива, що розпоршується розпилювачем з виходом отворів, що розпилюють, під конус сідла голки, показаний на рис. 1.6.

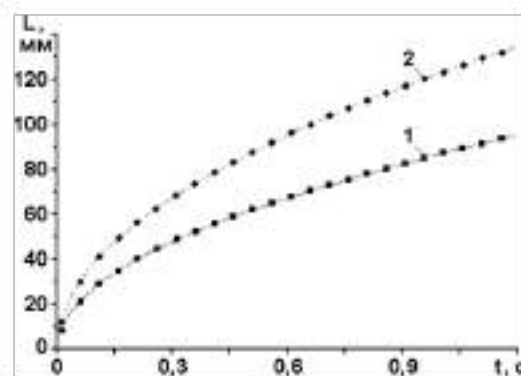


Рисунок 1.4. Залежність довжини струменя дизельного палива при його впорскуванні багатосопловими дизельними форсунками в середу без протитиску при різних тисках впорскування:

$$1 - p_{\text{впр}} = 25 \text{ МПа}; 2 - p_{\text{впр}} = 100 \text{ МПа}$$

Дослідження роботи [159] були спрямовані на вивчення впливу на паливоподачу конструктивних особливостей розпилювача та параметрів впорскування: розташування розпилювальних отворів (*SAC*-розпилювача та *VCO*-розпилювача), конусності розпилювальних отворів (*K*-фактора = 0; 1,5; 2,0), тисків упорскування (25 - 120 МПа). В результаті зазначено, що при впорскуванні в середу без протитиску збільшення значення *K*-фактору призводить до зниження далекобійності струменів палива (довжини струменів *L*). Зменшення довжини струменів *L* обумовлено тим, що зростання *K*-фактора супроводжується більш дрібним розпоршенням палива, що призводить до зменшення імпульсу кожної краплі. Зниження

тиску впорскування зменшує вплив  $K$ -фактора на довжину струменів  $L$ . Відзначено також такі особливості процесів упорскування та розпилювання палива. Використання розпилювача з голкою з однією напрямною та з отворами, що виходять на запірний конус голки розпилювача, супроводжувалося нерівномірністю паливоподачі та поганою повторюваністю від упорскування до впорскування струменів палива при малих підйомах голки. При використанні голки, що переміщається по двох напрямних, виявлено стабільну геометрію струменів палива. Довжина  $L$ , ширина  $B$  та кут конуса  $\beta$  струменів в значній мірі залежать від тиску впорскування та протитиску. Велике значення  $K$ -фактора (велика конусність отворів, що розпилюють) викликає більш коротку довжину струменів  $L$  і більш вузький кут конуса струменів  $\beta$ . Цей вплив стає особливо помітним при впорскуванні палива в атмосферне середовище. При тиску впорскування, що дорівнює 25 МПа, струмінь палива почав розпадатися приблизно 0,1 мс після початку упорскування. При збільшенні тиску впорскування до 120 МПа струмінь палива почав розпадатися практично відразу після початку упорскування. Крім того, збільшення тиску впорскування призводить до зменшення середнього діаметра крапель палива та утворення більш гомогенної структури струменя.

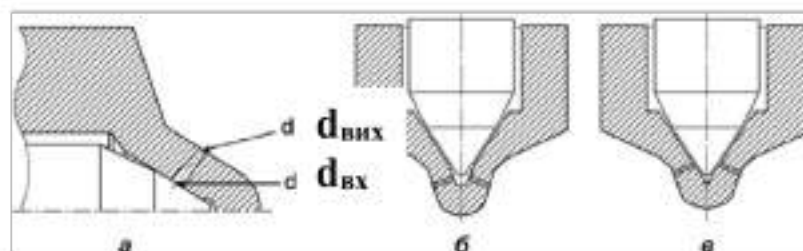


Рисунок 1.5. Схема розпилювачів з конусними отворами (а), що розпилюють, з вхідними кромками розпилювальних отворів, розташованими в колодці розпилювача (б) і на замикаючому конусі сідла голки (в)

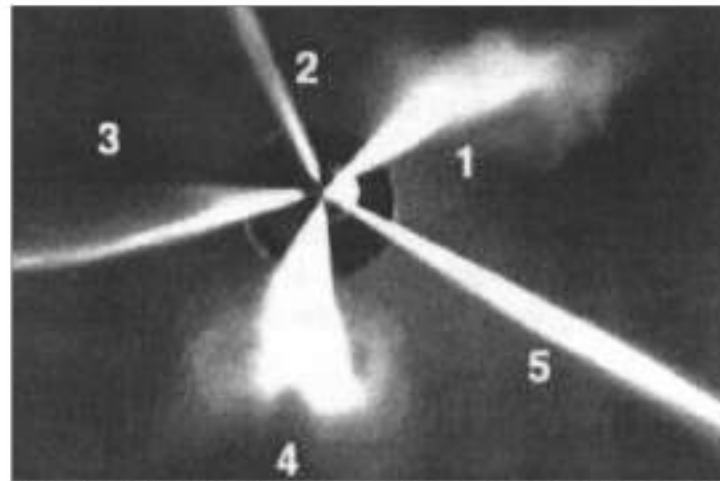


Рисунок 1.6. Вид струменів палива, що розпорошується розпилювачем з виходом отворів, що розпилюють, під конус сідла голки, при впорскуванні в середу без протитиску через 0,1 мс після початку упорскування

У роботі [8] представлені результати оптичного дослідження розпаду струменя нафтового ДП, що впорскується системою паливоподачі типу *Common-Rail* фірми *R.Bosch*. Розпилювачі форсунки мали отвори, що розпилюють, гирла яких розташовані на конусі розпилювача (*VCO*-отвори). Розглядався вплив швидкості впорскування на структуру струменя палива. Відеозйомка дозволила детально дослідити зовнішню поверхню струменів та його внутрішню структуру при впорскуванні в середу з атмосферним тиском. Мікроскопічні зображення струменя отримані від вихідного перерізу отвору до відстані, що в 260 разів перевищує діаметр отвору. Дослідження проведено при тисках упорскування 39,5 та 112 МПа. У період до початку розпаду струменя було виявлено утворення ниток (зв'язок) палива на поверхні струменя. Внутрішня структура струменя в зоні розпаду складалася зі складних зв'язок та дисперсних крапель рідини. Процес розпаду розпочинався одночасно як на поверхні, так і в центрі струменя. Зроблено припущення, що така поведінка струменя обумовлена зхлопуванням кавітаційних бульбашок безпосередньо після виходу рідини з отвору, що розпилює, що провокує утворення структури зв'язок у центрі струменя. Було визначено, що середній розмір крапель палива, що розпилюється,

збільшується зі зниженням швидкості впорскування (зі зменшенням тиску впорскування).

За результатами досліджень робіт [15, 19] можна зробити висновок про те, що на характеристики струменя палива значною мірою впливають параметри палива на виході з отвору, що розпилює. За інших рівних умов (наприклад, при тому самому тиску впорскування) процес розпилювання палива визначається турбулентними вихорами в розпилювальних отворах форсунки. Усі фактори, що спричиняють підвищення турбулізації потоку в цих отворах, сприяють поліпшенню якості палива, розпилювання палива та сумішоутворення.

В роботі [17] досліджено розпилювачі з отворами, що розпилюють, діаметром 0,175 мм, виконаними на замикаючому конусі сідла голки (*VCO*-отвори, рис. 1.7, *а*). При розрахунках прийнято геометрію елемента проточна частина розпилювача, показана на рис. 1.7, *б, в*. Розраховані та експериментально досліджені розпилювачі з циліндричним і конічним отворами, що розпилюють, причому для кожного з цих розпилювачів випробувані два варіанти голки – з гладкою циліндричною поверхнею і з канавкою, виконаною на циліндричній поверхні. Фотографії кавітаційних структур, що формуються в отворі цих розпилювачів представлені на рис. 1.8.

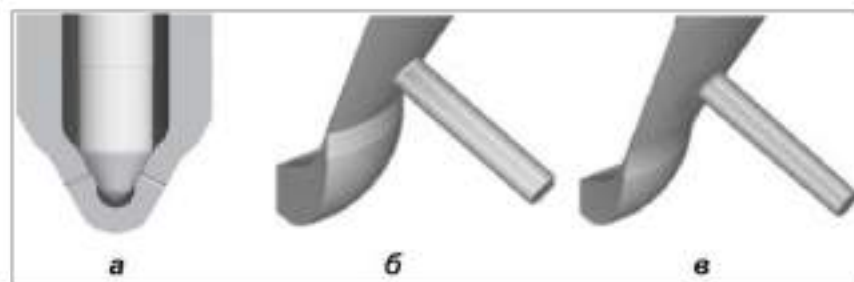


Рисунок 1.7. Схема розпилювача з отворами розпилювання, виконаними на замикаючому конусі сідла голки (*а*), прийнята геометрія елемента проточна частина розпилювача з циліндричним отвором (*б*) і з конічним отвором (*в*); випробувані два варіанти голки – з гладкою циліндричною поверхнею та з рифленою канавкою на циліндричній поверхні

За даними рис. 1.8 слід зазначити, що є відмінності в кавітаційних структурах не тільки в циліндричних і конічних отворах, але і в цих отворах розпилювачів з двома різними голками. У звичайному циліндричному отворі (рис. 1.8, *a*) зазначено утворення кавітаційної області на вході в отвір, який потім колапсує всередині отвору, що розпилює. Збільшення підйому голки призводить до повністю розвиненої кавітації, яка поширюється до виходу з отвору. У розпилюючому циліндричному отворі розпилювача з рифленою голкою (рис. 1.8, *б*) при малому підйомі голки зазначена кавітація, що є комбінацією геометричної кавітації, що утворюється на вході в отвір, зі струнною (осьовою) кавітацією, яка поширюється. Аналогічна кавітація характерна і для конічного отвору (рис. 1.8, *в*), в якому струнна кавітація домінує в потоці при низьких і проміжних підйомах голки. При великих підйомах голки кавітація повністю зникає. Кавітаційні струни набагато помітніші в розпилювачах з рифленою голкою (рис. 1.8, *б, г*), що свідчить про те, що наявність рифленої канавки на голці посилює утворення струнної кавітації.

У роботі [12] досліджено розпилювачі форсунки типу ФДМ-22 виробництва НЗТА із серійними розпилювачами типу 145 та з досвідченими розпилювачами, у яких на носінні голки виконані додаткові гідравлічні опори. Серійний розпилювач є SAC-розпилювачем і має п'ять отворів, що розпилюють, діаметром  $d_p=0,32$  мм і довжиною  $l_p=0,90$  мм. Сумарна ефективна площа розпилювача в зборі становить  $\mu_p f_p = 0,278$  мм<sup>2</sup>.

Рис. 1.9, *a* схематично представлена конструкція носка голки серійного розпилювача, виконаного з діаметром голки  $d_i=5,0$  мм (по напрямній) і її максимальним ходом  $h_i=0,26$  мм. Нісок голки розпилювача мав три конусні ділянки з кутами цих конусів, рівними 45, 60 і 90°. Досвідчені розпилювачі за варіантами № 1-3 одержані шляхом дообробки серійного розпилювача. У розпилювачі за варіантом № 1 (рис. 1.9, *б*) проведена підрізка частини носка голки серійного розпилювача - конусної частини з кутом конуса 90°, яка

розташована нижче за посадковий діаметр  $d_n=2,8$  мм. У розпилювачі за варіантом № 2 (рис. 1.9, *б*) конусна частина носка голки з кутом конуса  $60^\circ$  була сточена на 0,1 мм (по діаметру) нижче за посадковий діаметр при збереженні такого ж кута конуса ( $60^\circ$ ). У розпилювачі за варіантом № 3 (рис. 1.9, *з*) конусна частина шкарпетки голки дослідного розпилювача за варіантом 1 з кутом конуса  $45^\circ$  була сточена на 0,1 мм (за діаметром) вище діаметра  $d=3,2$  мм при збереженні такого ж кута конуса ( $45^\circ$ ) та утворений горизонтальний кільцевий уступ, який має зовнішній та внутрішній діаметри 3,2 та 3,1 мм.

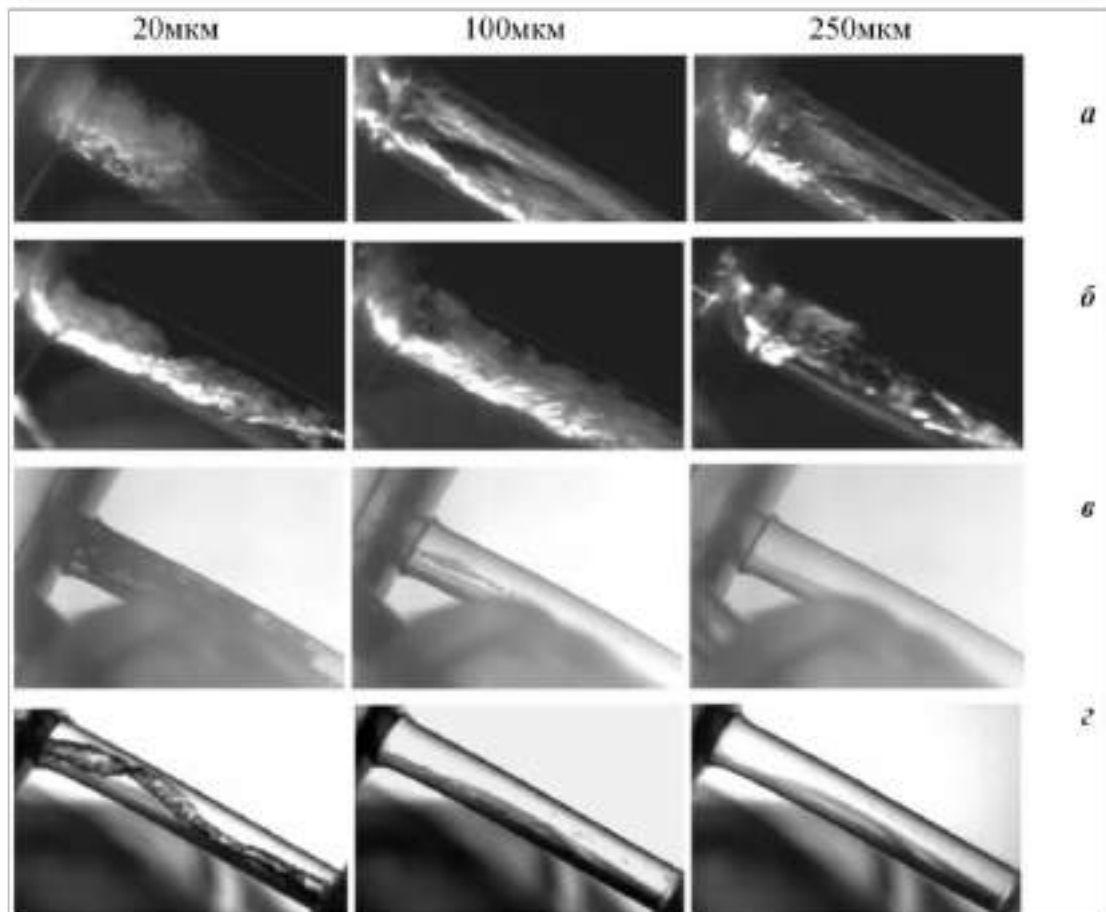


Рисунок 1.8. Фотографії кавітаційних структур, що формуються в отворі різних розпилювачів при трьох підйомах голки, рівних 0,02 мм, 0,10 мм і 0,25 мм:

*a* – циліндричний отвір; *б* – циліндричний отвір з рифленою канавкою;  
*в* – конічний отвір; *з* – конічний отвір з рифленою канавкою

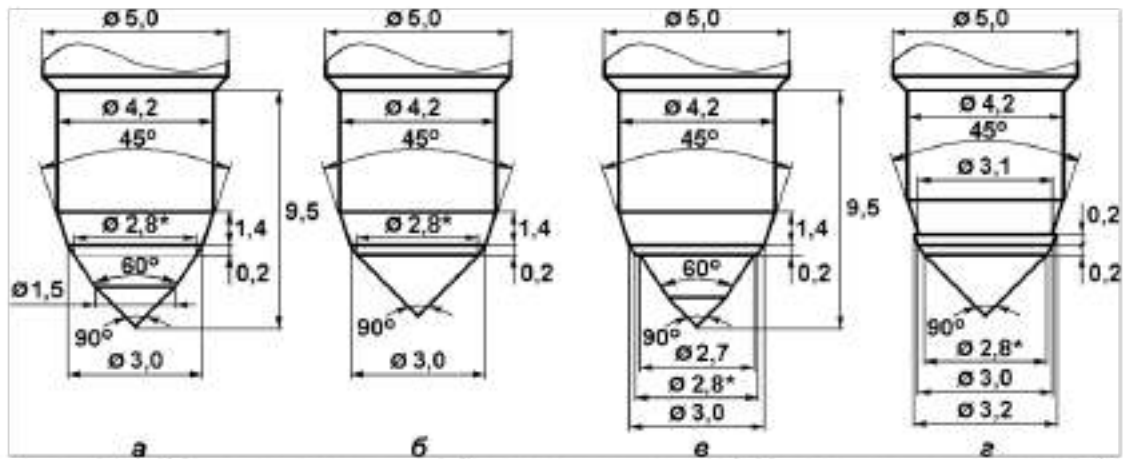


Рисунок 1.9. Схеми конструкцій носка голки серійного розпилювача (а) та досвідчених розпилювачів за варіантом № 1 (б), № 2 (в) та № 3 (г). Посадка голки розпилювача на його сідло відбувається за діаметром  $d_n=2,8$  мм, позначеним зірочкою «\*».

Для оцінки якості розпилювання палива описаними розпилювачами в роботі [13] були проведені їх безмоторні випробування встановлення одиничного впорскування. У ході випробувань за допомогою швидкісної камери проводилася візуалізація процесу впорскування палива в атмосферне середовище (в середу без протитиску), за результатами якого оцінювалася якість розпилювання палива. Найбільш об'ємні («пухнасті») струмені палива забезпечував досвідчений розпилювач за варіантом № 3 (рис. 1.10).



Рисунок 1.10. Фотографії струменів палива, отримані для серійного розпилювача (а) та досвідченого розпилювача за варіантом № 3 (б)

Зазначене збільшення обсягу струменів, що формуються досвідченими розпилювачами, створює передумови для покращення показників паливної економічності та токсичності ВГ дизеля. Проведені моторні випробування дизеля типу Д-245.12С з різними розпилювачами показало, що найбільшу ефективність використання дослідних розпилювачів за варіантом № 3. При роботі цього дизеля на режимах 13-режимного випробувального циклу норм *ECE R49* та заміні серійних розпилів за варіантом № 3 інтегральна (умовна) питома ефективна витрата палива скоротилася з 248,1 до 238,8 г/(кВт·год), тобто. на 3,8%, питомих масовий викид легких незгорілих вуглеводнів зменшився з 1,638 до 1,234 г/(кВт·год), тобто. на 24,7%, монооксиду вуглецю з 3,612 до 2,602 г/(кВт·год), тобто. на 28%. Димність газів, що відпрацювали, на режимі максимальної потужності при  $n=2400$  хв<sup>-1</sup> (на номінальному режимі) знизилася з 16 до 12% за шкалою Хартриджа, тобто. на 25%. І лише питомих масовий викид оксидів азоту зріс з 6,610 до 7,125 г/(кВт·год), тобто. на 7,8%. В цілому, дослідження підтвердили працездатність запропонованих конструкцій розпилювачів форсунок та можливість значного покращення показників токсичності газів, що відпрацювали, та паливної економічності дизеля при його оснащенні досвідченими розпилювачами.

Проведений у роботі [12] комплекс аналітичних, розрахункових та експериментальних досліджень підтвердив ефективність удосконалення процесів паливоподачі, розпилювання палива та сумішоутворення шляхом виконання додаткових гідравлічних на носкі розпилювача форсунки. Разом про те, представленими на рис. 1.9 конструктивними варіантами розпилювачів не вичерпуються можливі шляхи вдосконалення конструкції розпилювачів форсунок. При цьому представлені матеріали свідчать про те, що зазначене вдосконалення процесів паливоподачі, розпилювання та сумішоутворення в дизелях є ефективним засобом впливу на робочий процес двигуна з метою покращення його експлуатаційних показників.



### 1.5 Використання альтернативних палив в дизельних двигунах на базі фермерського господарства «Нива»

У зв'язку зі виснаженням світових запасів мінеральних корисних копалин, зростанням цін на нафту та нафтопродукти, зростанням попиту на моторні палива проводяться інтенсивні пошуки альтернативних моторних палив [2, 16]. Серед альтернативних палив найбільш привабливі біопалива, оскільки сировинні ресурси для їх одержання є практично невичерпними [8]. Біопалива знаходять все більше застосувань на транспорті, сільському господарстві, в стаціонарних енергетичних установках [6, 17]. Біопалива дуже різноманітні – це рослинні олії, їх похідні, різні спирти, синтетичні палива, що отримуються з біомаси, багатокomпонентні біопалива, біогаз та ін [9, 12]. Очікується, що до 2030 р. частка біопалив в загальному обсязі споживання моторного палива досягне 4-6% [6].

Актуальним залишається застосування як паливо для дизелів олії та їх похідних. Ці палива розглядаються як реальна альтернатива нафтовим моторним паливам у різних регіонах світу – у країнах Європи, США, Японії, країнах Центральної та Латинської Америки, країнах Південно-Східної Азії.

Рослинні олії виробляються з олійних рослин, що містять у різних своїх частинах рослинні жири. Розрізняють власне олійні рослини (ріпак, соняшник, соя) та рослини, олії яких є побічним продуктом при їх промисловому використанні (бавовник, лендолунець, коноплі). Найбільше промислове значення мають такі види олій: рапсова, бобова (соєва), соняшникова, пальмова, пальмоядрова, кокосова, арахісова, кукурудзяна, бавовняна (рис. 1.11).

В даний час світовий ринок рослинних олій динамічно розвивається: до 2000 року світовий обсяг виробництва рослинних олій досяг рівня 80 млн. тонн на рік, до 2013 року він зріс до 150 млн. тонн, а зараз наблизився до 200 млн. тонн на рік. Причому сумарне виробництво трьох видів олій – соєвої, рапсової та соняшникової перевищило 80 млн. тонн на рік (рис. 1.12).

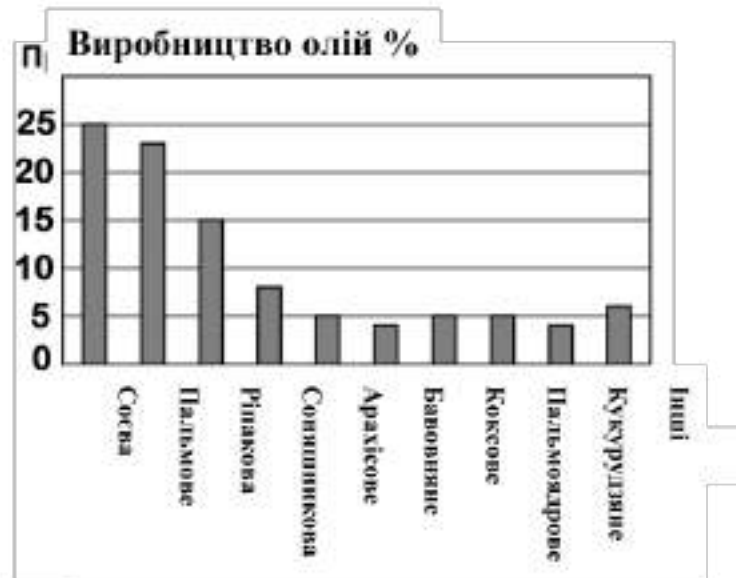


Рисунок 1.11. Діаграма світового виробництва основних видів рослинних олій у 2006 році

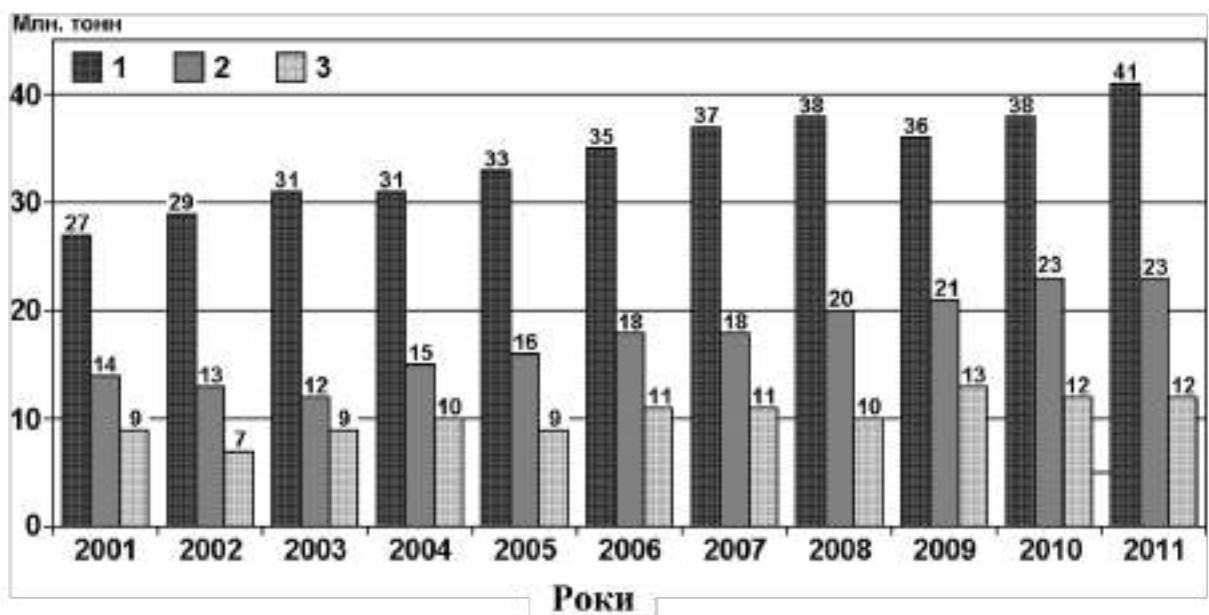


Рисунок 1.12. Динаміка світового виробництва соєвої (1), рапсової (2) та соняшnikової (3) олій

Український ринок рослинних олій має деякі особливості. В Україні найбільш поширеною рослинною олією традиційно є соняшnikова олія (рис. 1.13) [6]. Обсяг його виробництва становить близько 70% від загального обсягу рослинних олій, що виробляються в Україні, а щорічне виробництво

соняшникової олії досягло рівня 3 млн. тонн на рік. Соева та рапсова олії поки що виробляються у істотно менших обсягах, але очевидна тенденція суттєвого збільшення їх виробництва, викликана, в тому числі, і збільшенням виробництва біопалив, що одержуються з цих олій. Особливий інтерес викликає використання як моторне паливо ріпакової олії [13].

Можливі різні шляхи використання рослинних олій як моторних палив – їх безпосереднє застосування, робота дизелів на сумішах цих олій з різними нафтовими та альтернативними паливами, виробництво з них біодизельних палив (складних ефірів олій), використання емульсій рослинних олій з водою, спиртами та іншими альтернативними паливами [6].

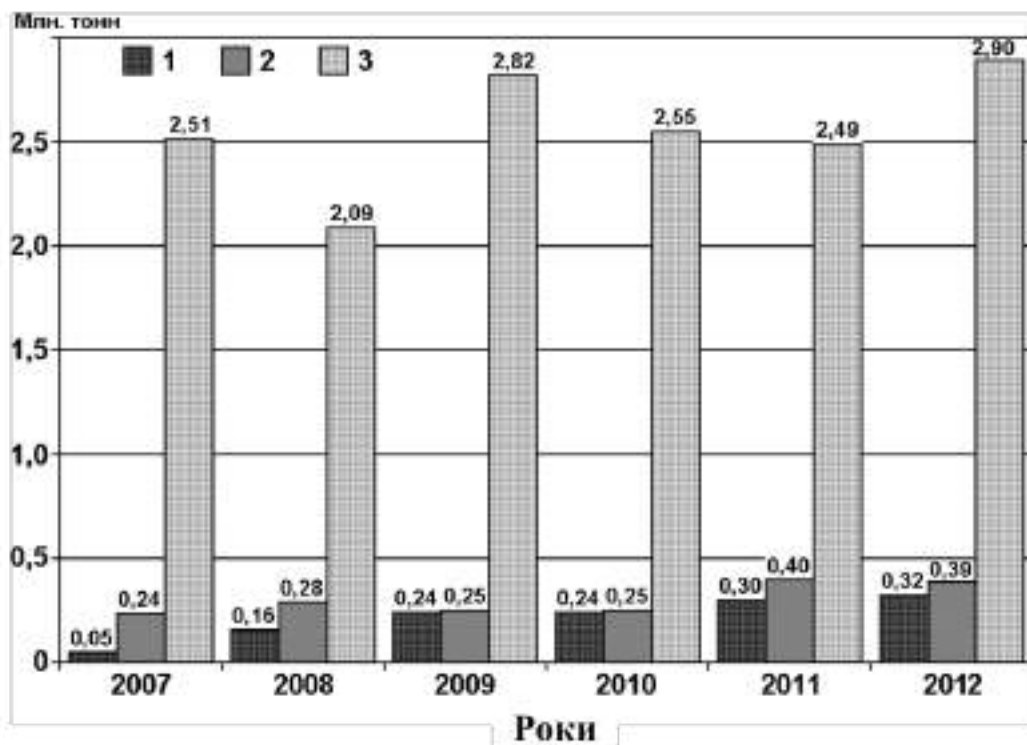


Рисунок 1.13. Динаміка виробництва соєвого (1), ріпакового (2) та соняшникового (3) олій в Україні

Численні публікації підтверджують можливість використання як палива для дизелів чистих рослинних олій, а також їх сумішей з нафтовими та альтернативними паливами. У роботі [15] розглянуто показники дизеля з

безпосереднім упорскуванням палива (*DI-diesel engine*), що працює на нафтовому дизельному паливі, рапсовій олії та метиловому ефірі рапсової олії. Досліджено можливість роботи дизеля на сумішах нафтового ДП з біопаливами при вмісті біопалив у суміші від 0 до 100%. Публікація [4] присвячена огляду можливостей використання як дизельних палив сумішей нафтового ДП з різними рослинними оліями – ріпаковою, соняшnikовою, соєвою, пальмовою, оліями рослин *Jatropha*, *Castor*, *Karanja*. У роботі [8] досліджено можливість використання лляної олії як добавки в нафтове дизельне паливо. Розмір цієї добавки становила 30 і 50%. У всіх розглянутих роботах підтверджено можливість ефективної роботи дизелів на зазначених біопаливах.

Разом про те, широке застосування цих палив стримується відмінностями їх властивостей властивостей нафтових ДП. Насамперед – це відмінності у значеннях в'язкості зазначених палив, а також у щільності, поверхневому натягу, стисливості, теплоті згоряння. Ці відмінності мають помітний вплив на параметри процесу паливоподачі, призводячи до трансформації характеристик упорскування та розпилювання палив, процесів сумішоутворення та згоряння, показників паливної економічності та токсичності ВГ дизеля [6].

Однією з проблем використання рослинних олій як паливо для дизелів є їх гірша самозаймистість. Якщо температура самозаймання нафтового ДП за ДСТУ 7688:2015 становить 250-280 °С, то аналогічна температура для олії зазвичай коливається в межах від 310 до 340 °С. Цетанове число зазначеної нафтової ДП має бути не нижче 45 одиниць, а у рослинних олій воно зазвичай становить 33-36 одиниць. Найгірша самозаймистість рослинних олій в умовах КЗ дизеля призводить до збільшення періоду затримки займання, погіршення якості процесу згоряння палива, погіршення експлуатаційних показників роботи дизеля. У зв'язку з цим необхідно проведення досліджень, спрямованих на вдосконалення процесів

сумішоутворення, самозаймання та згоряння в дизелях.

Останнім часом у зв'язку із бурхливим розвитком нанотехнологій проведено ряд досліджень можливостей додавання до традиційних нафтових палив різних наноматеріалів.

Ці матеріали мають високий коефіцієнт дифузії, велике відношення поверхні частинок до їх обсягу, високу реакційну здатність, інші унікальні характеристики [3]. Додавання наноматеріалів у рідке нафтове паливо призводить до прискорення процесів тепло- та масообміну, підвищення реакційної активності такого сумішевого палива, що дозволяє покращувати якість процесів сумішоутворення та згоряння, скоротити період затримки займання та тривалість процесу згоряння палива. Підвищена якість згоряння палива також дозволяє покращити екологічні показники енергоустановок із дизелями.

У ряді робіт досліджено нанорідини, що містять наночастинки та агломерати частинок (метали, оксиди, карбіди, нітриди або вуглецеві нанотрубки) з характерним розміром від 0,1 до 100 нм. Ці наночастинки додавалися як до нафтового дизельного палива (ДП), так і до різних біопалива або сумішевого палива. У роботі [9] досліджено вплив добавок ВНТ до сумішей нафтового ДП, біодизельного палива та етанолу на показники роботи дизеля, включаючи показники токсичності ВГ. Використовується біодизельне паливо, що одержується з відпрацьованої рослинної олії шляхом його трансетерифікації. До сумішевого палива B2 (суміш 98% ДП та 2% біодизельного палива) додавався етанол у концентрації 2, 4 та 6 %, а також ВНТ у кількості 20, 60 та 100 *ppm* (масова мільйонна частка, 1 *ppm* = 0,0001 %). Змішування цих компонентів забезпечувалося ультразвуковим гомогенізатором. Випробування дизеля проведено на режимах з повним навантаженням при частотах обертання валу двигуна, рівних 1700, 2300 та 2900  $\text{хв}^{-1}$ . Результати випробувань показали, що при використанні сумішевих палив з максимальними концентраціями етанолу та

ВНТ викиди монооксиду вуглецю CO та вуглеводнів  $CH_x$  знизилися на 5,47 та 31,72%. Викид сажі скоротився на 6,96%, відповідно порівняно з роботою на чистому ДП.

У роботі [16] наведено результати випробувань дизеля на емульсії метилового ефіру олії ятрофи (*Jatrofa oil*) з добавкою вуглецевих нанотрубок.

Ця емульсія складалася з 93% (за обсягом) метилового ефіру олії ятрофи, 5% води та 2% поверхнево-активних речовин. ВНТ були дисперговані в емульсію у кількості 25, 50 та 100 ppm. Робота [10] присвячена дослідженню дизеля, що працює на метиловому ефірі рослинної олії, що отримується з насіння дерева ним (*neem oil*). У це біопаливо додавалися ВНТ у кількості 100, 200 та 300 ppm. У роботі [19] проведено експериментальні дослідження впливу добавки багатошарових ВНТ у сумішове біопаливо на роботу дизеля. Біопаливо містило 80% ДП та 20% метилового ефіру олії жоjoba (*jojoba oil*). Вуглеводневі нанотрубки, що мають середню довжину 1-10 мкм і середній діаметр 10-15 нм, додавали в біопаливо суміші в кількості 10, 20, 30, 40 і 50 мг/л. Робота [11] присвячена дослідженню дизеля, що працює на різних паливах з додаванням до них ВНТ. Випробування двигуна проведені на нафтовому ДП, та на водопаливній емульсії, що містить 93% ДП, 5% води та 2% ПАР (за обсягом). У сумішове паливо були додані ВНТ у кількості 25 та 50 ppm.

Зазначені дослідження підтвердили можливість поліпшення експлуатаційних показників дизеля шляхом додавання в нафтове дизельне паливо вуглецевих нанотрубок. У зв'язку з цим використання наноматеріалів як екологічної та енергетичної добавки до дизельних палив є досить перспективним для транспортної енергетики.

## 1.6 Задачі дослідження

Проведений аналіз особливостей процесів паливоподачі, розпилювання палива та сумішоутворення в дизельних двигунах транспортних засобів

фермерського господарства «Нива», напрямів удосконалення властивостей нафтових моторних палив та переваг використання альтернативних палив підтверджують можливість значного поліпшення експлуатаційних властивостей дизелів при реалізації зазначених заходів.

Метою даної роботи є досягнення необхідних експлуатаційних показників дизельних двигунів транспортних засобів фермерського господарства «Нива» шляхом удосконалення процесу паливоподачі, використання біопалив, вдосконалення властивостей нафтового палива додаванням до нього вуглецевих нанотрубок. При цьому в роботі необхідно вирішити такі завдання:

1. Розробка конструкцій розпилювачів, що забезпечують покращення якості процесів розпилювання палива та сумішоутворення шляхом виконання на носі голки місцевих гідравлічних опорів.

2. Розробка методики розрахункових досліджень перебігу палива в проточній частині розпилювача форсунок, що ґрунтується на використанні програмного комплексу Ansys Fluent.

3. Проведення розрахункових досліджень впливу геометрії проточної частини розпилювачів форсунок на показники потоку палива у розпилювачі.

4. Проведення експериментальних досліджень дизеля з дослідними розпилювачами форсунок з метою визначення їх впливу на показники паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів двигуна.

5. Визначення констант експоненційної залежності періоду затримки займання від енергії активації палива і параметрів повітряного заряду в камері згоряння дизеля та визначення найбільш значущих із цих факторів.

7. Проведення експериментальних досліджень дизеля з метою визначення впливу кількості вуглецевих нанотрубок, що додаються в нафтове дизельне паливо на показники паливної економічності і токсичності відпрацьованих газів двигуна.

## Розділ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПАЛИВОПОДАЧІ ДИЗЕЛЯ, ОСНАЩЕНОГО РОЗПИЛЮВАЧАМИ ФОРСУНОК З РІЗНОЮ ГЕОМЕТРІЄЮ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ

### 2.1 Розробка розпилювачів форсунок з різною геометрією проточної частини

Як зазначено в першому розділі роботи, якість процесу розпилювання палива значною мірою залежить від геометричних характеристик проточної частини розпилювачів дизельних форсунок. Це пов'язано з тим, що у проточної частини розпилювача є місцеві гідравлічні опори – змінна площа елементів розпилювача, повороти потоку, уступи. При перебігу дизельного палива за елементами розпилювача воно турбулізується, що значно впливає на характер подальших процесів розпилювання палива та сумішоутворення.

У роботах [2, 11, 13, 15, 16] показано, що для інтенсифікації процесів розпилювання палива та сумішоутворення необхідно забезпечити найбільшу турбулізацію потоку палива в проточній частині розпилювача. Це може бути досягнуто виконанням у проточній частині розпилювача форсунки місцевих гідравлічних опорів.

Автором запропоновано кілька варіантів конструкції розпилювачів, отриманих при виконанні додаткових гідравлічних опорів на голки серійного розпилювача типу 171.07.00 виробництва Алтайського заводу прецизійних виробів (АЗПВ). Цими розпилювачами оснащена форсунка типу ФДМ-22 виробництва НЗТА. Форсунки типу ФДМ-22 встановлені на дизелях типу Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) ряду тракторів, автобусів та вантажних автомобілів [6].

Конструктивна схема серійного розпилювача представлена на рис. 2.1, а, характеристика еквівалентного прохідного перерізу  $\mu_{рфр}$  розпилювача в залежності від ходу  $h_r$  голки розпилювача – на рис. 2.1, б. Деякі характеристики цього розпилювача наведені у таблицях 2.1 та 2.2.



Таблиця 2.1. Параметри розпилювача АЗПВ 171.07.00

Діаметр отворів, що розпилюють, $d_p$ , мм	Число розпилювальних отворів $i_p$	Максимальний хід голки $h_{r \max}$ , мм	Максимальна сумарна ефективна площа розпилювача у зборі $\mu_p f_p$ , мм <sup>2</sup>
0,35	5	0,32	0,270

Примітка: наведено значення  $h_r$  та  $\mu_p f_p$ , середні для комплекту розпилювачів.

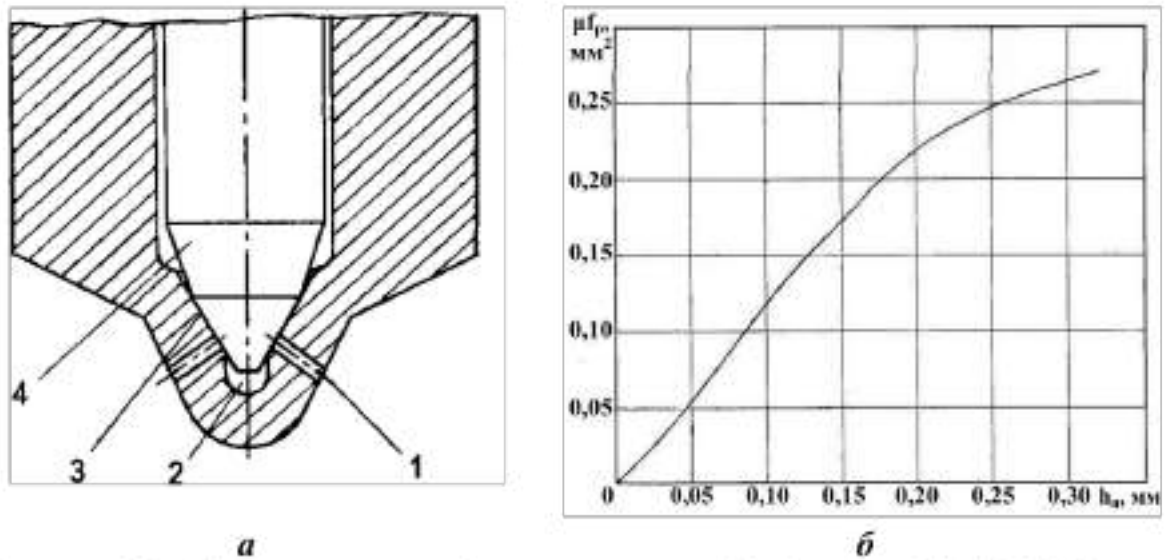


Рисунок 2.1. Схема конструкції розпилювача АЗПВ типу 171.07.00 (а) та характеристика сумарної ефективної площі розпилювача у зборі  $\mu_p f_p$  залежно від ходу голки  $h_r$  (б):

1 – отвір для розпилювання; 2 – колодязь; 3 – сідло; 4 – голка

Таблиця 2.2. Розташування отворів розпилювача АЗПВ 171.07.00

№ Отвір	Кутове розташування розпилювального отвору щодо штифта, град	Кут нахилу отвору, що розпилює, відносно осі розпилювача, град
1	8	62
2	90	70
3	172	62
4	237	52
5	303	52

На рис. 2.2, а, схематично представлена конструкція носка голки серійного розпилювача АЗПВ. Діаметр прямої частини голки дорівнює

5,0 мм, а діаметр циліндричної частини наконечника голки дорівнює 4,3 мм. Носок голки розпилювача виконана з двома конусними ділянками, які мають різні кути - 45 і 60°. Посадка голки розпилювача на його сідло здійснювалася діаметром  $d_{\text{п}}=2,65$  мм, розташованому ділянці з кутом конуса 60°. Максимальний хід голки становив  $h_r=0,32$  мм.

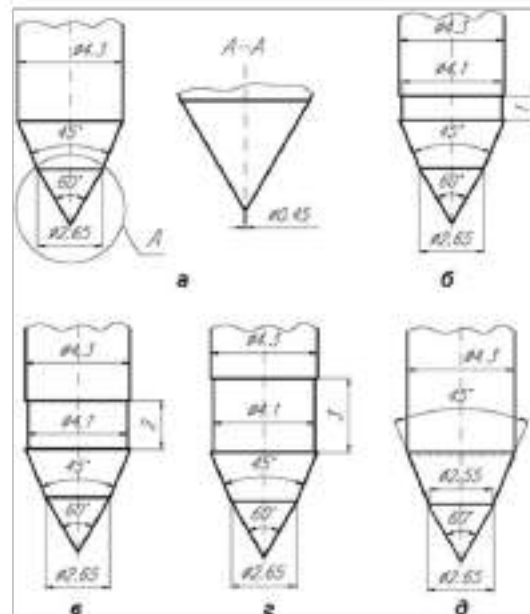


Рисунок 2.2. Схеми носка голки розпилювача:

*а* – серійний розпилювач АЗПВ; *б* - дослідний розпилювач за варіантом № 1;  
*в* – дослідний розпилювач за варіантом №2; *г* - дослідний розпилювач за  
варіантом №3; *д* – дослідний розпилювач за варіантом № 4

У дослідних розпилювачах за варіантом № 1, 2, і 3 (рис. 2.2, *б*, *в*, *г*) нижні циліндричні частини носка голки серійного розпилювача з діаметром 4,3 мм зточені на 0,2 мм (за діаметром) вище конусної частини носка. В результаті такої дообробки утворюються циліндричні канавки глибиною 0,1 мм і висотою, що дорівнює 1, 2 і 3 мм. Ці канавки є місцевим гідравлічним опором та турбулізують потік палива.

У дослідному розпилювачі за варіантом № 4 (рис. 2.2, *д*) конусна частина голки серійного розпилювача з кутом конуса 60° сточена на 0,1 мм

(по діаметру) вище за посадковий діаметр  $d_n=2,65$  мм при збереженні такого ж кута конуса ( $60^\circ$ ). В результаті на носі голки утворюється горизонтальний кільцевий уступ, що має зовнішній та внутрішній діаметри 2,65 та 2,55 мм.

## 2.2 Методика розрахункових досліджень перебігу палива в проточній частині розпилювача форсунки

Для оцінки впливу описаних вище удосконалень голки розпилювача на параметри потоку палива в проточних частинах розпилювача було розроблено методику розрахункових досліджень перебігу нафтового ДП марки «Л» (літне) у розпилювачі. Деякі фізико-хімічні властивості дослідженого палива наведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3. Фізико-хімічні властивості нафтового ДП

Фізико-хімічні властивості	ДП	Фізико-хімічні властивості	ДП
Умовна формула складу	$C_{16,2}H_{18,5}$	Молекулярна маса	223,3
Щільність, $кг/м^3$ : - при 20 °С при 40 °С	830,0 822,7	Коефіцієнт поверхневого натягу $\sigma$ при 20 °С, мН/м	27,1
В'язкість кінематична, $мм^2/с$ (сСт): - при 20 °С - при 40 °С	3,8 2,4	В'язкість динамічна, $мПа \cdot с$ (сПз): - при 20 °С - при 40 °С	3,15 1,97
Теплота згоряння нижча, $кДж/кг$	42500	Цетанове число	45
Теплоємність $C_p$ , $кДж/(кг \cdot град)$ : - при 20 °С - при 40 °С	2,1 2,2	Теплопровідність, $Вт/(м \cdot К)$ : - при 20 °С - при 40 °С	0,127 0,123
Масовий вміст атомів, %: вуглець С водень Н кисень О	87,0 12,6 0,4	Тиск насиченої пари, $кПа$ : - при 20 °С - при 40 °С	2,7 4,8

Для моделювання течії палива в проточній частині розпилювача використано програмний комплекс (ПК) *Ansys Fluent* версії 17.2 [4]. Розрахункові дослідження проведено для стаціонарного перебігу нафтової ДП. Голка форсунки фіксована в положенні максимального його підйому  $h_f=0,32$  мм. Тиск на вході в розпилювач задано рівним  $p_{вх} = 51,5$  МПа, що відповідає максимальному тиску палива на вході у форсунку для серійної паливної системи дизеля типу Д-243 (4 ЧН 11/12,5), а тиск на виході з розрахункової області – 8,9 МПа. Температура палива була прийнята постійною в розпилювачі та дорівнює  $t=40$  °С. Для економії тимчасових витрат на розрахунки розглянуто симетричну геометричну модель розпилювача з одним отвором, що розпилює (отвір № 2, див. таблицю 2.1), представлена на рис. 2.3, а. Структуровані сітки розрахункової області для дослідних розпилювачів за варіантами № 1-4, побудовані за допомогою сіткової моделі *CFD ICEM* [6], представлені на рис. 2.3, б.

При моделюванні двофазного перебігу палива в розпилювачі з використанням ПК *Ansys Fluent* розглянуто багатофазну модель (*Model mixture*). Для опису процесу кавітації використана модель *Schnerr-Sauer* [2], у якій рівняння перенесення має вигляд:

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} (\alpha \rho_v) + \nabla (\alpha \rho_v \vec{V}_v) = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \frac{d\alpha}{dt} \quad (2.1)$$

де  $\alpha$  - об'ємна концентрація парів;

$\rho$  - густина газової фази;

$\rho_v$  - густина рідкої фази;

$\rho_l$  - щільність суміші ( $\rho = \alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_l$ );

$\vec{V}_v$  - швидкість газової фази. Співвідношення між щільністю суміші та щільністю газової фази подається у вигляді

$$\frac{d\rho}{dt} = -(\rho_l - \rho_v) \frac{d\alpha}{dt}. \quad (2.2)$$

Швидкість перенесення мас описується формулою:

$$R = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \frac{d\alpha}{dt}. \quad (2.3)$$

При цьому об'ємна частка пари  $\alpha_n$  в потоці палива може бути записана у вигляді кореляційної залежності від числа бульбашок пари на одиницю об'єму ( $n_n$ ), яка представляється у вигляді:

$$\alpha_n = \frac{n_n \frac{4}{3} \pi R_n^3}{1 + n_n \frac{4}{3} \pi R_n^3} \quad (2.4)$$

де  $R_n$  – радіус бульбашки. Формула для швидкості розширення бульбашки без урахування члена другого порядку має вигляд:

$$\frac{dR_n}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \left| \frac{p_v - p}{\rho_l} \right|} \quad (2.5)$$

де  $p_v$  – тиск пари в бульбашці;

$p$  – тиск у зовнішній рідкій фазі.

При об'єднанні формул (2.3), (2.4), (2.5) отримано вираз, що описує швидкість перенесення мас:

$$R = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \alpha_n (1 - \alpha_n) \frac{3}{R_n} \sqrt{\frac{2}{3} \left| \frac{p_v - p}{\rho_l} \right|}, \quad (2.6)$$

а радіус бульбашки  $R_n$  може бути розрахований за формулою:

$$R_n = \left( \frac{\alpha_n \frac{3}{1 - \alpha_n} \frac{1}{4 \pi n_n}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.7)$$

При розрахункових дослідженнях вибрано відому турбулентну модель з двома рівняннями –  $k$ - $\varepsilon$  модель.

Для оцінки ступеня турбулізації потоку на виході з отвору, що розпилює, використовується величина кінетичної енергії турбулентності (далі вона позначена як  $k$  або  $E_{\text{турб}}$ ), яка фізично характеризується середньоквадратичною пульсацією (флуктуацією) швидкості течії палива:

$$k = E = \frac{U^2 + V^2 + W^2}{2} \quad (2.8)$$

де  $U$ ,  $V$ ,  $W$  є середньоквадратичними значеннями проєкцій пульсації швидкості осі  $x$ ,  $y$ ,  $z$ , відповідно.

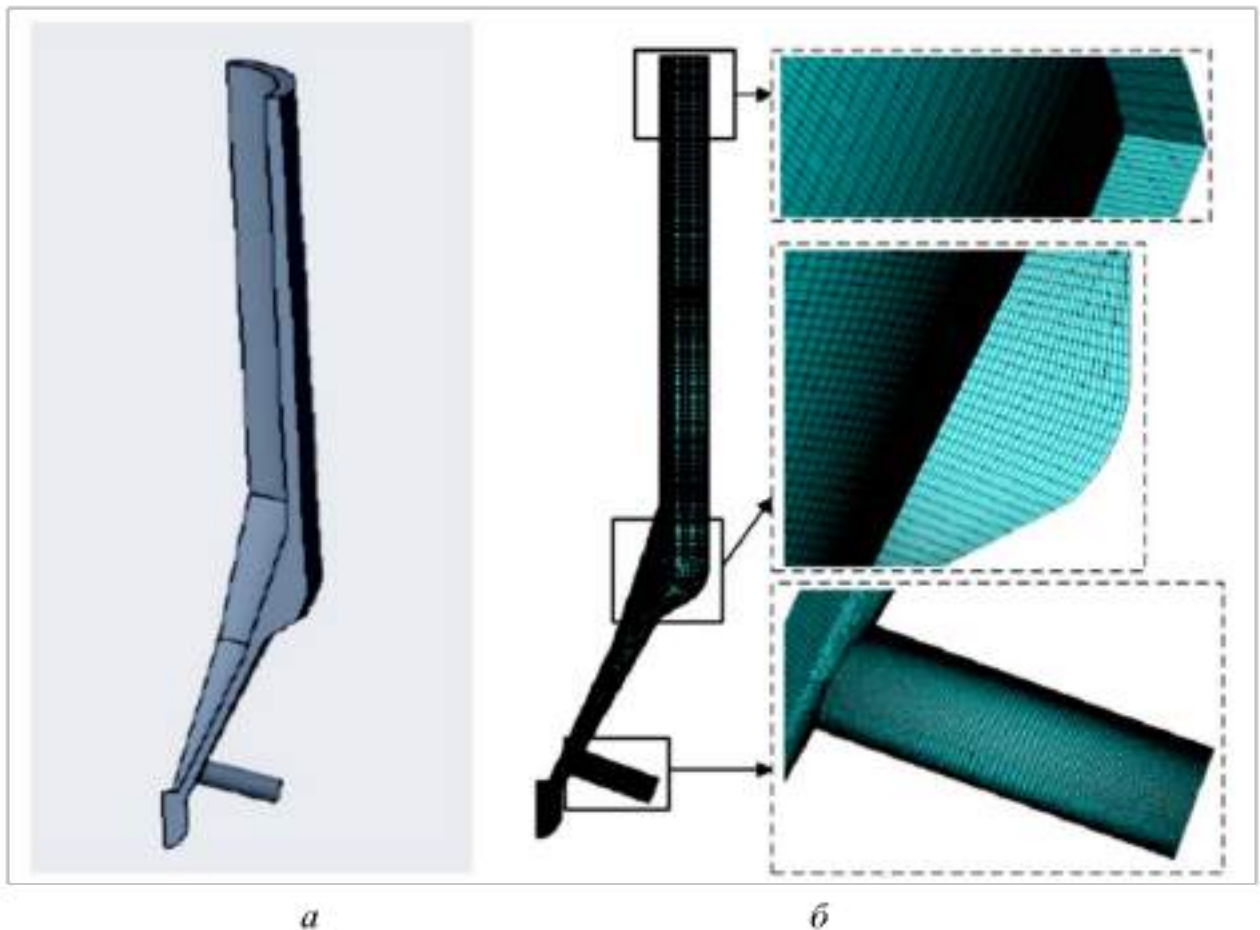


Рисунок 2.3. Геометрична модель розпилювача АЗПВ з одним отвором розпилення (а), і побудовані для неї розрахункові структуровані стеки (б)

### 2.3 Результати розрахункових досліджень процесу паливоподачі дизеля зі штатними та дослідними розпилювачами форсунок

З використанням представленої моделі проведено моделювання стаціонарного перебігу ДП у серійному та дослідних розпилювачах форсунок. У результаті визначено параметри потоку палива у досліджуваних розпилювачах. Розрахункові значення кінетичної енергії турбулентності потоку палива в поздовжньому перерізі розпилювачів (розпилювача АЗПВ та дослідних розпилювачів за варіантами № 1, 2, і 3) представлені на рис. 2.4. Канавки, виконані на циліндричній частині голки поблизу її носка, суттєво турбулізують потік палива. При цьому турбулізація потоку палива, що виникає поблизу верхньої кромки канавки дослідних розпилювачів за варіантами № 2 і 3, практично не зберігається в потоці палива поблизу

нижньої кромки канавки, оскільки при відносній великій довжині канавки турбулентність потоку, що виникла в просторі. При цьому циліндрична канавка є місцевим гідравлічним опором, тому швидкість потоку палива через канавку знижується (рис. 2.5). Разом з тим, циліндрична канавка слабо впливає на розподіл статичного тиску палива в потоці (рис. 2.6).

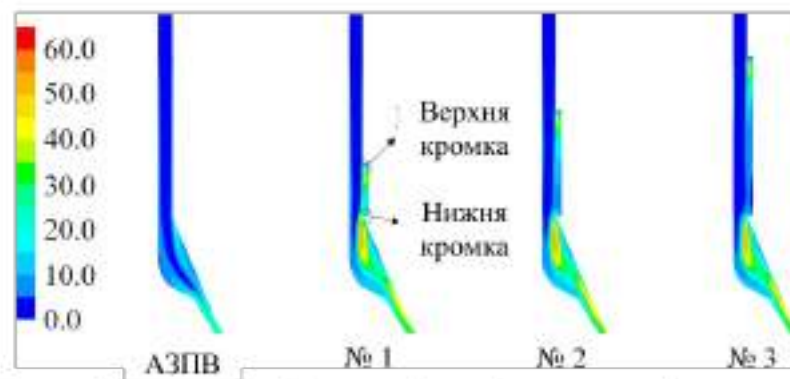


Рисунок 2.4. Розподіл кінетичної енергії турбулентності потоку палива ( $\text{m}^2/\text{c}^2$ ) по поздовжньому перерізу серійного розпилювача АЗПВ та дослідних розпилювачів за варіантами № 1, 2 та 3

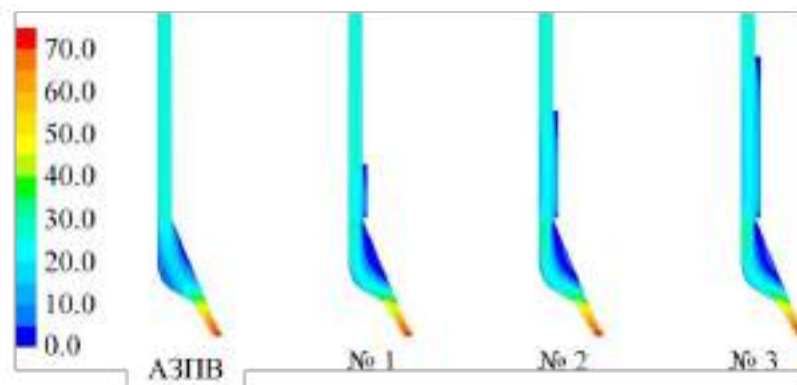


Рисунок 2.5. Розподіл швидкості перебігу палива (м/с) по поздовжньому перерізу серійного розпилювача АЗПВ та дослідних розпилювачів за варіантами № 1, 2 та 3

Для оцінки турбулізації потоку палива горизонтальним кільцевим уступом, виконаним на конусній поверхні голки, визначено розподіл кінетичної енергії турбулентності поблизу цього уступу в дослідному розпилювачі за варіантом № 4 (рис. 2.7). Потік палива поблизу цього уступу помітно турбулізований – максимальна кінетична енергія турбулентності в

області уступу склала  $365 \text{ м}^2/\text{с}^2$ , а в тій же області серійного розпилювача – тільки  $107 \text{ м}^2/\text{с}^2$ . Наявність такого уступу на голці призводить до зниження швидкості перебігу палива поблизу уступу, але в міру віддалення від місця уступу вона стає близькою до швидкості перебігу палива в серійному розпилювачі (рис. 2.8).

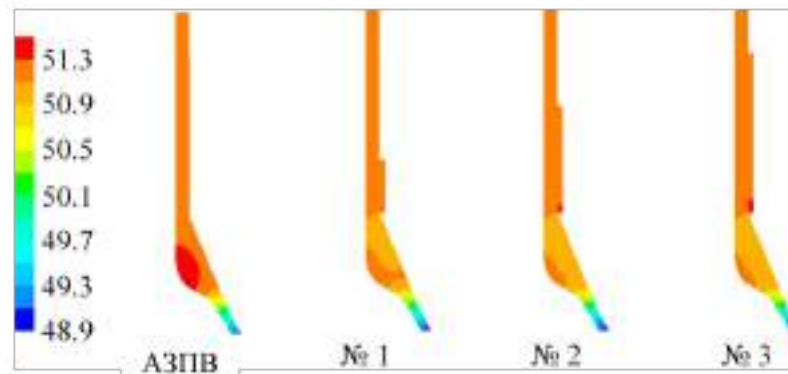


Рисунок 2.6. Розподіл тиску палива (МПа) по поздовжньому перерізу серійного розпилювача АЗПВ та дослідних розпилювачів за варіантами № 1, 2 та 3

Горизонтальний кільцевий уступ слабо впливає на розподіл статичного тиску палива навколо уступу (рис. 2.9).

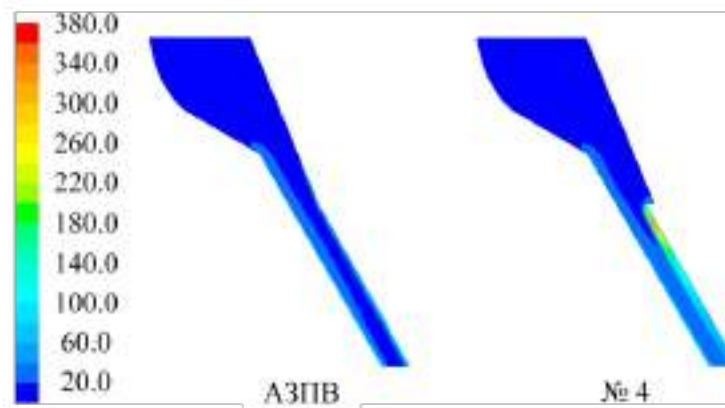


Рисунок 2.7. Розподіл кінетичної енергії турбулентності потоку палива ( $\text{м}^2/\text{с}^2$ ) по поздовжньому перерізу серійного розпилювача АЗПВ та дослідного розпилювача за варіантом № 4

Визначальний вплив на якість розпилювання палива та сумішоутворення надають параметри перебігу палива всередині отворів, що розпилюють. Для



аналізу цієї течії використано одноосьову систему звіту. Початкова точка системи відліку збігається з центром вхідного перерізу в отвір, що розпилює. Вісь координати  $l_{p \text{ тес}}$  цієї системи спрямована по осі отвору, що розпилює. При цьому значення  $l_{p \text{ тес}} = 0$  мм відповідає входу потоку палива в отвір, а значення  $l_{p \text{ тес}} = 1,1$  мм його вихідного перерізу (таблиця 2.4). З використанням розробленої моделі перебігу палива отримані середні за вказаними перерізами розпилювального отвору значення параметрів потоку палива (таблиці 2.4-2.8).

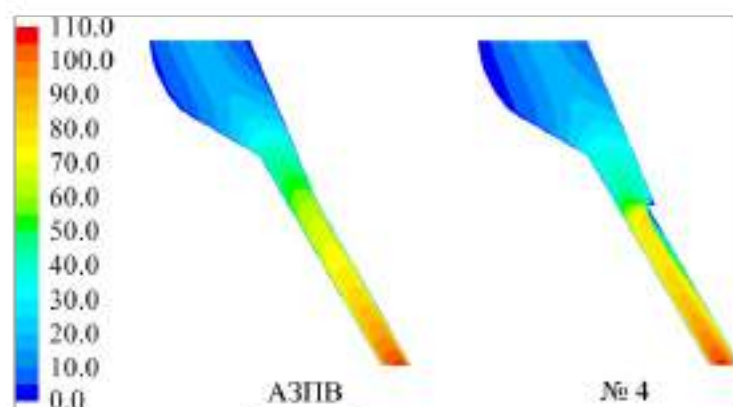


Рисунок 2.8. Розподіл швидкості перебігу палива (м/с) по поздовжньому перерізу серійного розпилювача АЗПВ та дослідного розпилювача за варіантом №4

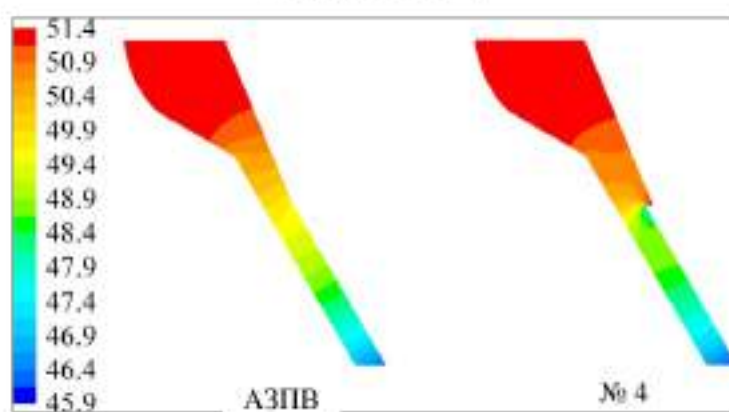


Рисунок 2.9. Розподіл статичного тиску палива (МПа) по поздовжньому перерізу серійного розпилювача АЗПВ та дослідного розпилювача

Таблиця 2.4. Досліджувані поперечні перерізи отвору, що розпилює

Координата $l_{p \text{ тес}}$ , мм	00,0	00,1	00,2	00,3	00,4	00,5	00,6	00,7	00,8	00,9	11,0	11,1
Номер перерізу	00	11	22	33	44	55	66	77	88	99	110	111

Таблиця 2.5. Середні за поперечними перерізами отвору значення тиску палива в серійному та дослідних розпилювачах

Координата $\bar{l}_{р\text{ max}}$ мм	Середній тиск палива (МПа) у перерізах розпилювачів				
	АЗПВ	№1	№2	№3	№4
0	21,659	21,790	22,369	21,803	21,719
0,1	9,675	9,628	9,265	9,642	9,578
0,2	4,616	4,540	4,233	4,557	4,505
0,3	2,058	1,996	1,774	2,011	1,977
0,4	0,940	0,899	0,765	0,909	0,888
0,5	0,476	0,446	0,380	0,451	0,435
0,6	0,297	0,275	0,236	0,276	0,265
0,7	0,297	0,282	0,235	0,278	0,282
0,8	0,770	0,770	0,679	0,731	0,856
0,9	2,822	2,787	2,654	2,703	3,030
1,0	6,139	6,128	6,037	6,060	6,348
1,1	8,878	8,878	8,878	8,878	8,878

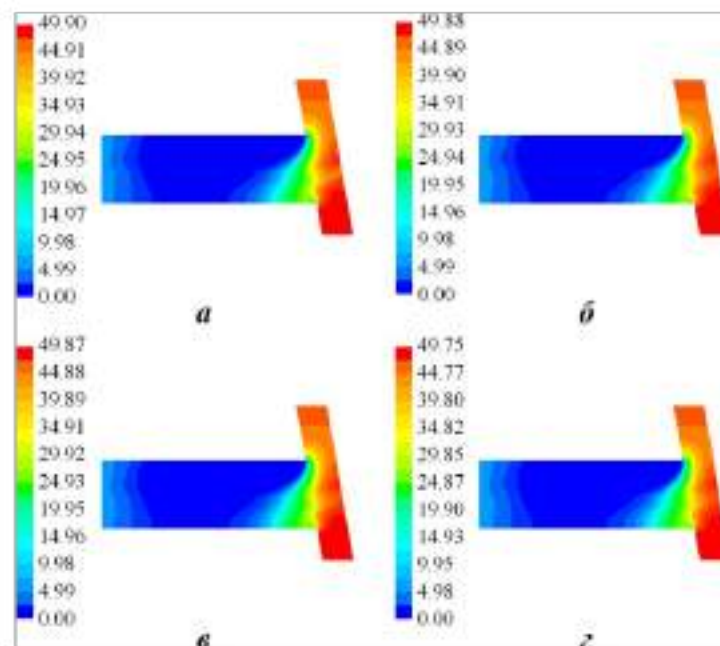


Рисунок 2.10. Розподіл тиску палива (МПа) по поздовжньому перерізу отвору серійного (а) і дослідних розпилювачів за варіантами № 1 (б), № 3 (в) і № 4 (г)

Аналіз впливу дообробок носка голки розпилювача на статичний тиск палива в отворі, що розпилює, проведено з використанням розподілів тисків

палива в поздовжньому перерізі отвору, що розпилює (рис. 2.10) та його поперечних перерізах (рис. 2.11). Ці дані показують, що дообробки носка голки дослідних розпилювачів № 1, 3 і 4 не мають значного впливу на зазначені розподіли тиску палива в отворі форсунки, що розпилює.

Таблиця 2.6. Середні за поперечними перерізами отвору значення аксіальної швидкості потоку палива в серійному та дослідних розпилювачах

Координата $l_{p\text{ мез}}$ мм	Аксіальна швидкість (м/с) палива у перерізах розпилювачів				
	АЗПВ	№1	№2	№3	№4
0	218,90	192,85	192,75	192,77	192,43
0,1	267,44	261,52	261,45	261,46	261,14
0,2	281,49	290,98	290,85	290,87	290,57
0,3	286,28	303,10	302,95	302,99	302,58
0,4	285,80	305,50	305,38	305,42	304,90
0,5	282,81	303,47	303,38	303,42	302,79
0,6	279,24	299,94	299,86	299,91	299,12
0,7	274,81	295,36	295,30	295,35	294,46
0,8	266,97	287,59	287,75	287,82	286,03
0,9	248,78	269,49	269,92	270,05	266,81
1,0	225,11	244,47	244,63	244,75	242,40
1,1	218,90	192,85	192,75	192,77	192,43

Таблиця 2.7. Середні за поперечними перерізами отвору розпилювання значення об'ємного газоутримання палива в серійному та дослідних розпилювачах

Координата $l_{p\text{ мез}}$ мм	Об'ємний газоміст палива (у частках) у перерізах розпилювачів				
	АЗПВ	№1	№2	№3	№4
0	0,00681	0,00637	0,00614	0,00614	0,00616
0,1	0,06515	0,05937	0,05929	0,05923	0,05928
0,2	0,11311	0,10915	0,10879	0,10877	0,10938
0,3	0,15208	0,15137	0,15084	0,15085	0,15194
0,4	0,18440	0,18594	0,18535	0,18537	0,18699
0,5	0,21072	0,21400	0,21348	0,21347	0,21575
0,6	0,23105	0,23531	0,23488	0,23481	0,23789
0,7	0,24669	0,25180	0,25155	0,25146	0,25452
0,8	0,24195	0,24757	0,24905	0,24895	0,24673
0,9	0,17478	0,18305	0,18650	0,18659	0,17633
1,0	0,06124	0,06575	0,06906	0,06927	0,05855
1,1	0,00681	0,00637	0,00700	0,00706	0,00505

Таблиця 2.8. Середні за поперечними перерізами отвору значення кінетичної енергії турбулентності потоку палива в серійному та дослідних розпилювачах

Координата $l_{p\text{ мек}}$ мм	Кінетична енергія турбулентності ( $\text{м}^2/\text{с}^2$ ) у перерізах розпилітелів				
	АЗПВ	№1	№2	№3	№4
0	1017	1172	1170	1173	1195
0,1	1326	1362	1363	1363	1410
0,2	1382	1396	1397	1396	1463
0,3	1382	1393	1395	1393	1474
0,4	1379	1391	1394	1392	1479
0,5	1393	1403	1407	1404	1496
0,6	1395	1408	1413	1410	1505
0,7	1416	1428	1434	1430	1520
0,8	1428	1440	1446	1441	1529
0,9	1558	1569	1567	1561	1667
1,0	1966	1981	1966	1960	2076
1,1	2260	2286	2276	2275	2330

Дообробка носка голки розпилювачів має помітний вплив на турбулентність потоку палива в отворах, що розпилюють. Про це свідчать дані рис. 2.12 та 2.13 про розподіл кінетичної енергії турбулентності потоку палива в поздовжньому та в поперечних перерізах отвору, що розпилює. При цьому наявність кільцевого уступу на носінні голи провіреного розпилювача за варіантом № 4 значно сильніше турбулізує потік палива в порівнянні з циліндричною канавкою, виконаною на носінні голки провірених розпилювачів за варіантами № 1 і 3.

Певний інтерес представляє наявність парів у потоці палива при його перебігу по отвору, що розпилює, оскільки бульбашки парів палива надають дроселюючий вплив на потік. Представлені на рис. 2.14 та 2.15 розподілу об'ємної частки парів палива по поздовжньому та поперечному перерізах розпилювального отвору досліджуваних розпилювачів свідчать про невеликі відмінності у пароутриманні палива. Структури розподілу концентрацій

парів палива в розпилювальному отворі використаних розпилювачів подібні і дещо відрізняються лише за значенням цих концентрацій. Зокрема, максимальні місцеві об'ємні частки парів у паливі в серійному розпилювачі та дослідних розпилювачах за варіантом № 1, № 3, № 4 становлять 0,936, 0,944, 0,945 та 0,947 (в об'ємних частках). В цілому, можна відзначити, що наявність канавки на циліндричній частині голки (розпилювачі № 1 і 3) та кільцевого уступу в конусній частині голки (розпилювач № 4) призводить до підвищення концентрації парів за рахунок турбулізації потоку палива цими місцевими гідравлічними опорами.

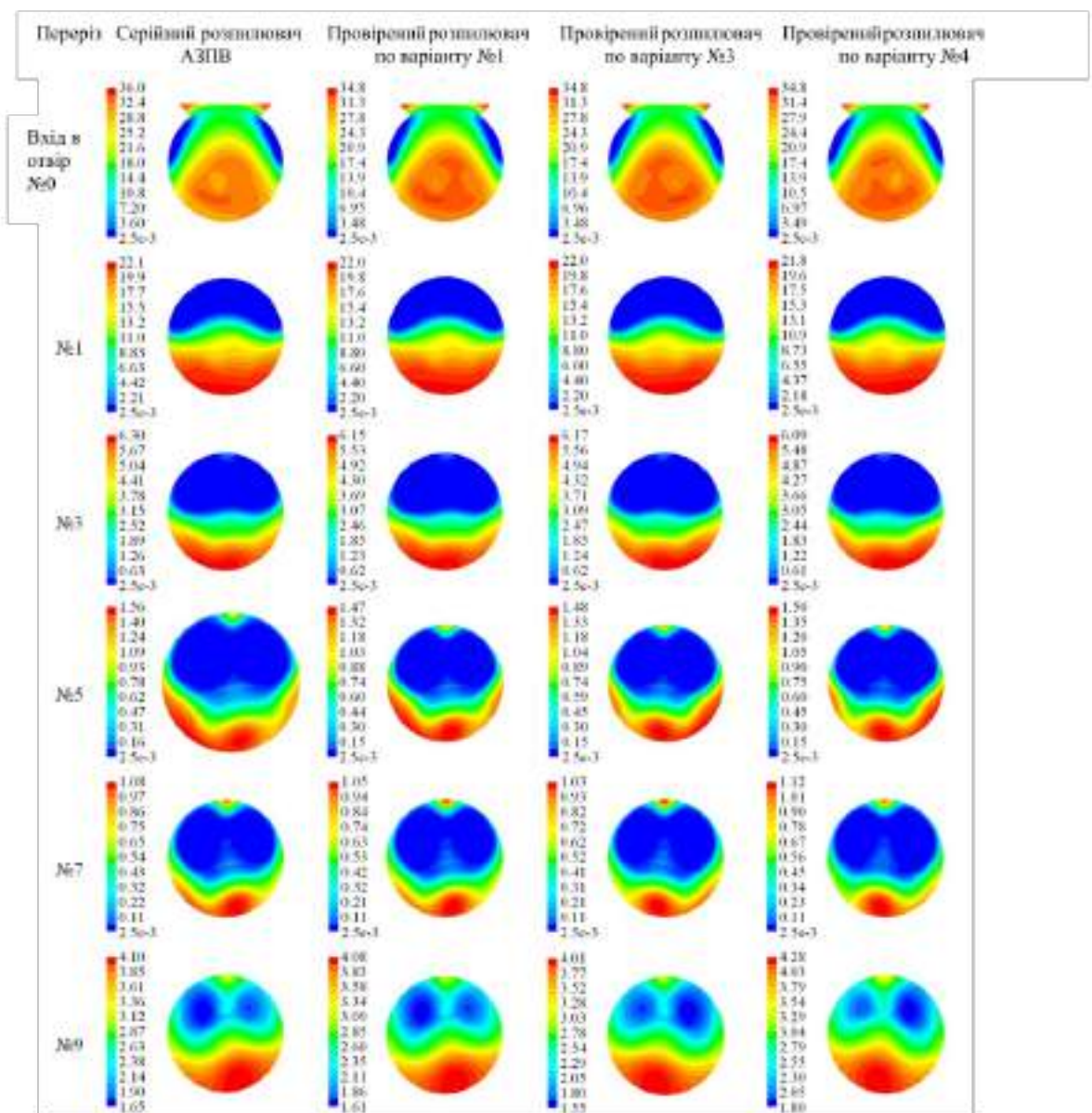


Рисунок 2.11. Розподіл тиску палива (МПа) по поперечним перерізам отвору провірених розпилювачів

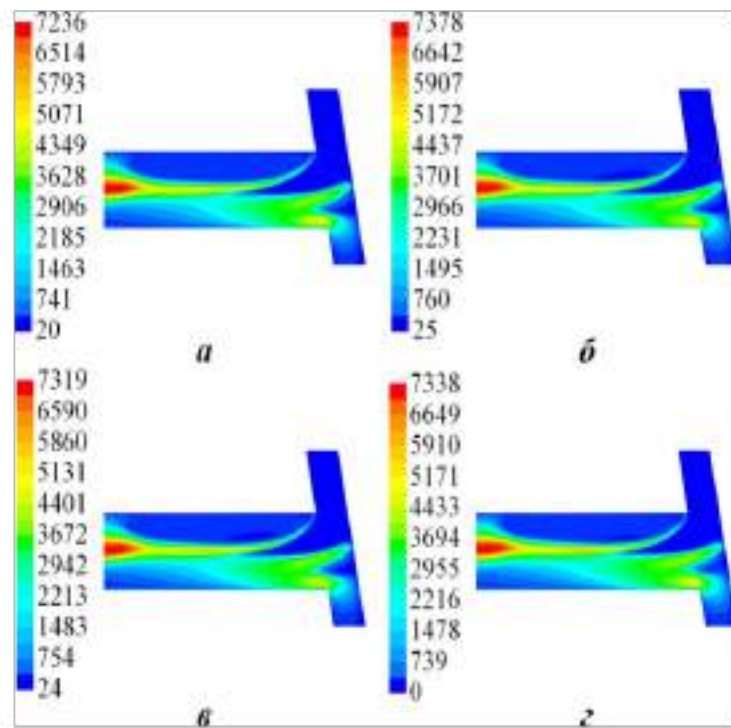


Рисунок 2.12. Розподіл кінетичної енергії турбулентності потоку палива по поздовжньому перерізу отвору серійного (а) і дослідних розпилювачів за варіантами № 1 (б), № 3 (в) і № 4 (г)

Узагальнені дані щодо параметрів потоку палива представлені в таблиці 2.9. У досліджених розпилювачах масова витрата палива в розпилювальному отворі змінювалася незначно – від 0,01491 кг/с у дослідному розпилювачі № 4 до 0,01502 кг/с у серійному розпилювачі АЗПВ. Це тим, що серійний розпилювач АЗПВ відрізняється найменшою турбулізацією потоку – кінетична енергія турбулентності потоку палива на виході з його отвору становить  $2260,06 \text{ м}^2/\text{с}^2$ . Наявність місцевих гідравлічних опорів у дослідних розпилювачах призводить до зменшення витрат палива та збільшення кінетичної енергії турбулентності потоку палива. Максимальна кінетична енергія турбулентності потоку палива на виході з розпилюючого зазначена в дослідному розпилювачі № 4 – вона становить  $2330,30 \text{ м}^2/\text{с}^2$ . Саме турбулентність (кінетична енергія турбулентності) потоку палива на виході розпилювача і визначає подальший розпад струменя палива в камері згоряння дизеля.

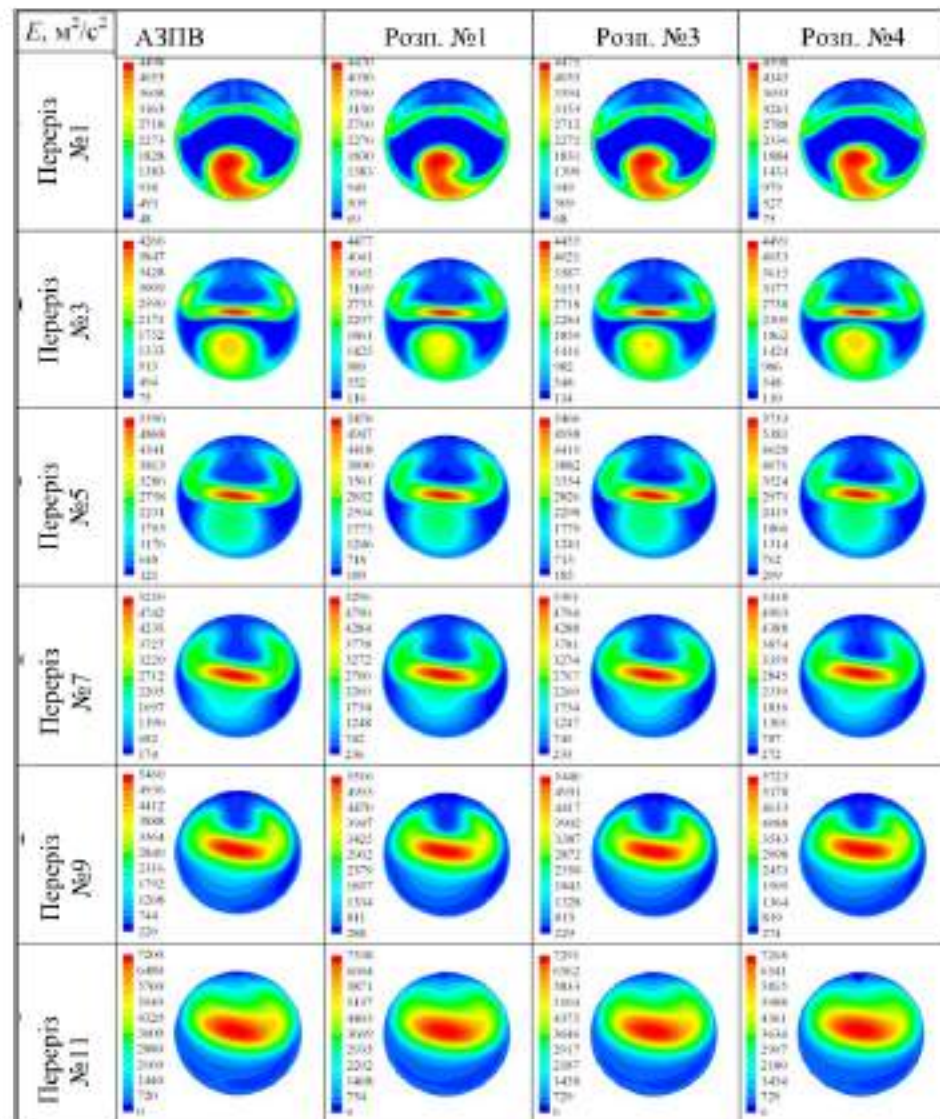


Рисунок 2.13. Розподіл кінетичної енергії турбулентності потоку палива по поперечним перерізам розпилювального отвору досліджених розпилювачів

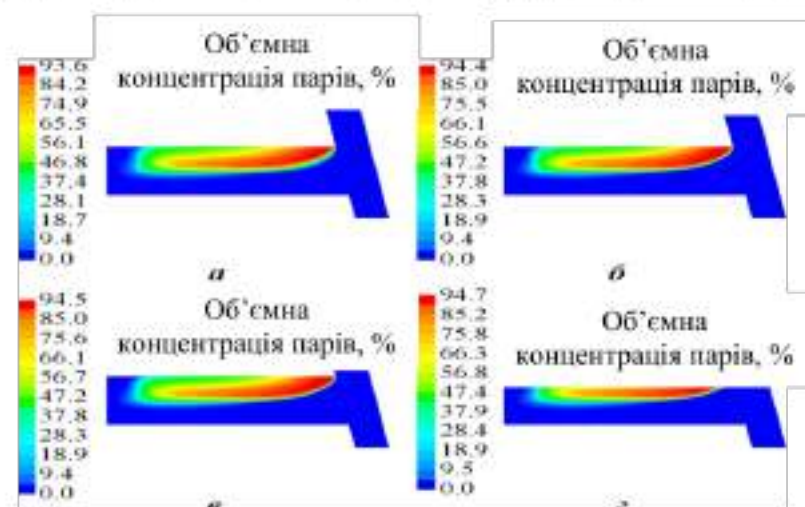


Рисунок 2.14. Розподіл об'ємної частки парів палива по поздовжньому перерізу отвору серійного (*a*) і дослідних розпилювачів за варіантами № 1 (*b*), № 3 (*c*) і № 4 (*d*)

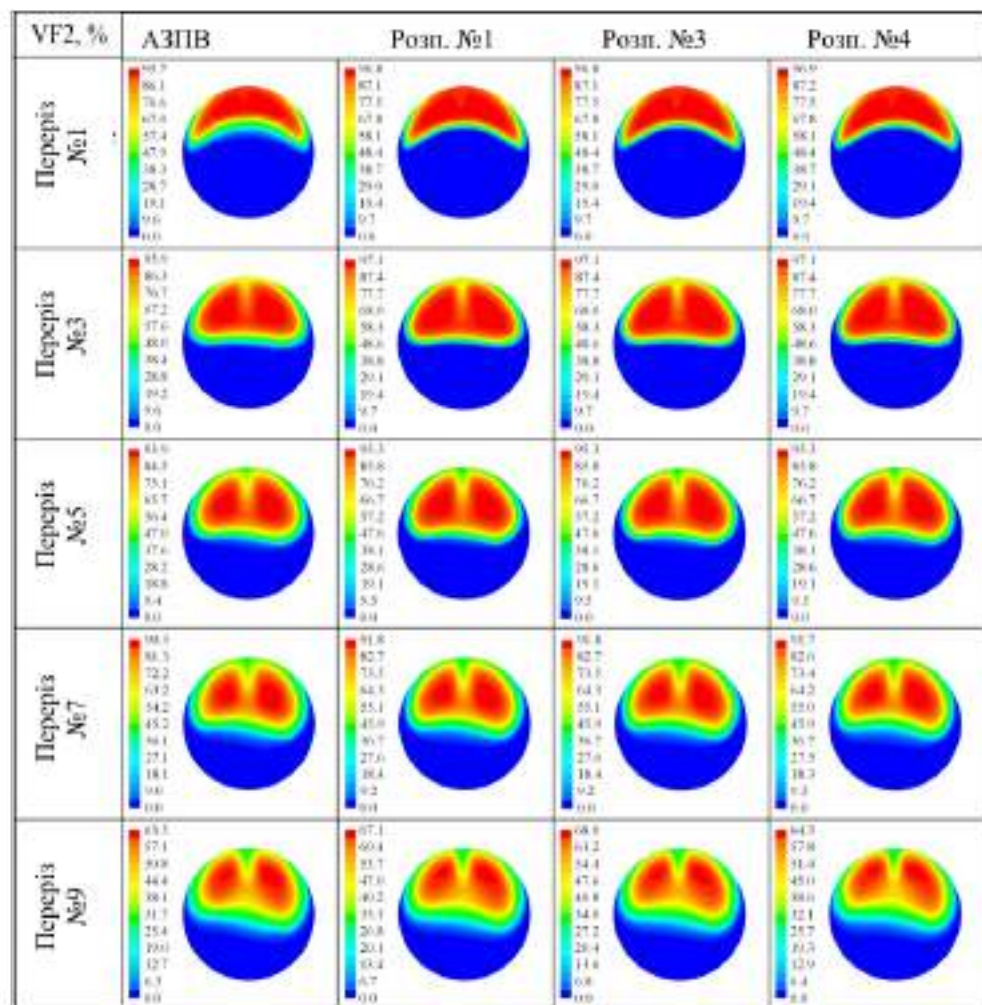


Рисунок 2.15. Розподіл об'ємної частки парів палива по поперечним перерізам розпилювального отвору досліджених розпилювачів

Таблиця 2.9. Параметри потоку палива на виході з розпилювального отвору досліджених розпилювачів та об'ємний вміст пари в розпилювальному отворі в цілому

Варіанти розпилювачів	Масова витрата палива, кг/с	Середня кінетична енергія турбулентності потоку палива на виході з отвору ( $\text{м}^2/\text{с}^2$ )	Середня швидкість палива на виході з отвору (м/с)	Об'ємний паровміст палива в розпилювальному отворі в цілому
АЗПВ	0,01502	2260,06	228,41	0,2849
№1	0,01494	2286,09	228,14	0,2925
№2	0,01495	2276,04	227,97	0,2928
№3	0,01495	2274,72	228,04	0,2930
№4	0,01491	2330,30	227,25	0,2901



Як зазначено вище, у дослідному розпилювачі № 4 конусна частина голки серійного розпилювача з кутом конуса  $60^\circ$  сточена на 0,1 мм (за діаметром) вище за посадковий діаметр  $d_n=2,65$  мм (рис. 2.2, *д*). Певний інтерес становить оцінка впливу глибини цього поступу на турбулізацію потоку палива на виході розпилювача. Проведені за наведеною вище методикою розрахункові дослідження показали, що зі збільшенням глибини уступу кінетична енергія турбулентності потоку палива на виході з отвору, що розпилює, зростає. Якщо дослідний розпилювач за варіантом № 4 (з діаметральною глибиною уступу  $\Delta d=0,1$  мм) характеризується зростанням цієї енергії на  $70 \text{ м}^2/\text{с}^2$  у порівнянні з серійним розпилювачем (приблизно з 2260 до  $2330 \text{ м}^2/\text{с}^2$ ), то збільшення цієї глибини до 0,5 спричинить зростання цієї енергії  $\Delta E$  на  $140 \text{ м}^2/\text{с}^2$  (рис. 2.16, *а*). Але при збільшенні глибини уступу виникають підвищені динамічні навантаження на носок голки та можливе зниження ресурсу роботи розпилювача.

Необхідно відзначити порівняно невелике зростання кінетичної енергії турбулентності  $\delta E$  при переході від серійного розпилювача до дослідного розпилювача за варіантом № 4, що становить близько 3% (рис. 2.16, *б*). Але слід враховувати, що ці дані отримані за статичних розрахунків (при нерухомій голці розпилювача). У реальних умовах роботи системи паливоподачі голка розпилювача здійснює періодичні поворотно-поступальні рухи з високою частотою. Очевидно, що в цих умовах місцеві гідравлічні опори, що розглядаються, будуть чинити більш значний вплив на кінетичну енергію турбулентності потоку палива на виході розпилювача.

Для оцінки цього впливу проведено моделювання нестационарного перебігу палива в розпилювачі форсунки з використанням ПК *Ansys Fluent*. При моделюванні динамічного процесу перебігу було встановлено закон подачі палива (закон зміни тиску на вході в розпилювач) та закон зміни швидкості переміщення голки (рис. 2.17), а також протитиск на виході з отвору, що дорівнює 3,6 МПа. Максимальний тиск палива на вході становив

44,7 МПа, циклова подача (для п'яти отворів) – 48 мг, тривалість упорскування – 1,03 мс.

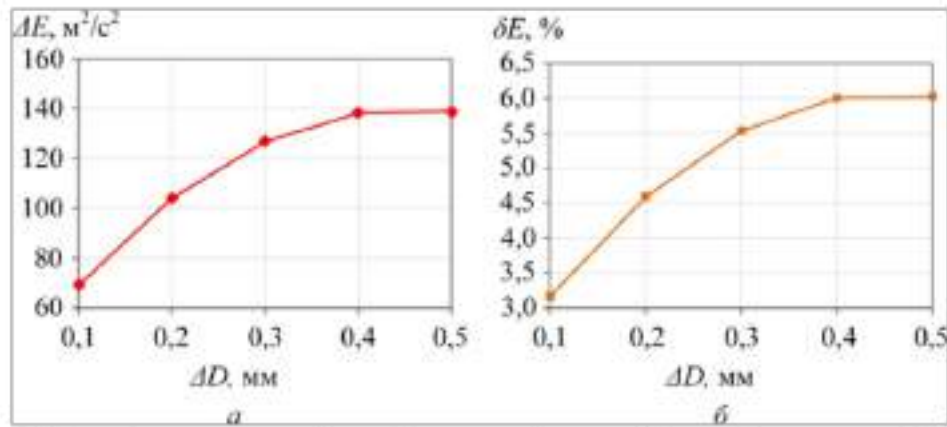


Рисунок 2.16. Абсолютна зміна кінетичної енергії турбулентності  $\Delta E$  (а) та її відносна зміна  $\delta E$  (б) на виході отвору, що розпилює, при різній глибині цього уступу (при зменшенні діаметра  $\Delta D$ ) в порівнянні з серійним розпилювачем

На рис. 2.18 представлено залежність відносної зміни кінетичної енергії турбулентності на виході отвору для розпилювача № 4 порівняно з розпилювачем АЗПВ від часу після початку упорскування  $\tau$  при нестационарному перебігу палива. Найбільше збільшення кінетичної енергії турбулентності ( $\delta E = 8,8$  %) відповідає моменту часу  $\tau = 0,29$  мс.

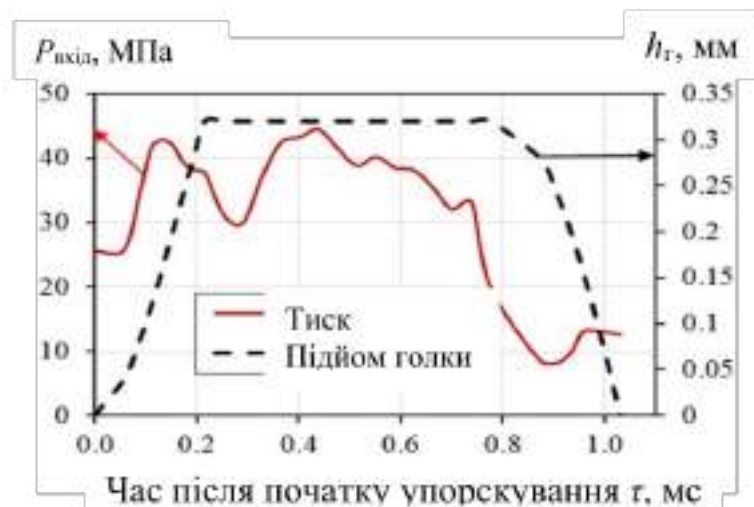


Рисунок 2.17. Залежність тиску  $P_{вихід}$  і підйому голки  $h_{г}$  від часу після початку упорскування  $\tau$

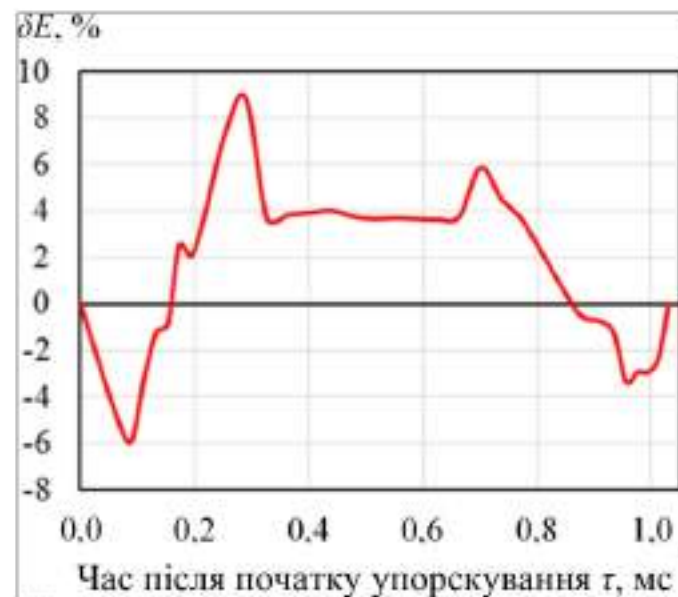


Рисунок 2.18. Залежність відносної зміни кінетичної енергії турбулентності  $\delta E$  на виході отвору для розпилювача № 4 порівняно з розпилювачем АЗПВ від часу після початку упрскування  $\tau$  при нестационарному перебігу палива

Подані результати розрахункових досліджень впливу геометрії проточної частини розпилювача дизельної форсунки на параметри процесу паливоподачі побічно підтверджуються результатами експериментальних досліджень, проведених автором.

#### 2.4 Дослідження дизеля зі штатними та дослідними розпилювачами форсунок

Випробування дизеля зі штатними та дослідними розпилювачами за варіантом № 4 проведено на експериментальному стенді, створеному на базі дизель-генераторної установки, що виробляє змінний електричний струм. Його основним елементом був дизель без наддуву типу Д-243 (4 ч 11/12,5). До складу ДГУ входив також електричний генератор змінного струму типу *ECO-ECP* виробництва фірми *RINA* (Італія). При випробуваннях електроенергія, що виробляється електрогенератором, споживалася трьома тепловентиляторами, максимальна потужність кожного з яких становить 12 кВт. Досліджуваній дизель без наддуву типу Д-243 мав номінальну потужність  $N_e=36$  кВт за частоти обертання колінчастого валу  $n=1500$  хв<sup>-1</sup>.

Деякі параметри дизеля наведено в таблиці 2.10.

Досліджуваний дизель був оснащений форсунками типу ФДМ-22 виробництва НЗТА з описаними вище серійними розпилювачами типу 171.07.00 виробництва (АЗПВ), див. рис. 2.2, *a*. Випробовувався також дослідний розпилювач за варіантом № 4 (див. рис. 2.2, *d*). На рис. 2.19 наведено геометрію КЗ дизеля зі схемою розташування форсунки та орієнтацію струменів палива.

Таблиця 2.10. Конструктивні та експлуатаційні параметри дизеля Д-243

Параметри	Значення
Тип двигуна	Чотирьохтактний, рядний, дизельний
Число циліндрів	4
Діаметр циліндра на хід поршня	110/125
Ступінь стиску $\epsilon$	16,0
Загальний робочий об'єм, л	4,32
Тип камери згоряння (КЗ), спосіб сумішоутворення	КЗ типу ЦНДДІ (Центральний науково-дослідний дизельний інститут), об'ємно-плівкове сумішоутворення
Номінальна потужність $N_e$ , кВт	36
Номінальна частота обертання $n$ , хв <sup>-1</sup>	1500
Система харчування	Розділеного типу
Паливний насос високого тиску (ПНВТ)	Рядний типу <i>PP4M10U1f</i> фірми <i>Motorpalz</i> відцентровим регулятором
Діаметр плунжерів ПНВТ $d_{пл}$ , мм	10
Хід плунжерів ПНВТ $h_{пл}$ , мм	10
Довжина нагнітальних паливопроводів $L_v$ , мм	540
Форсунки	Типу ФДМ-22 виробництва НЗТА
Розпилювачі форсунок	Розпилювача типу 171.07.00 виробництва АЗПВ з п'ятьма отворами, що розпилюють, діаметром $d_p=0,35$ мм і прохідним перерізом $\mu_p f_p = 0,270$ мм <sup>2</sup>
Тиск початку впорскування форсунок $p_{ф0}$ , МПа	21,5

При випробуваннях використовувалося нафтове ДП марки "Л" (див. таблицю 2.3). У процесі випробувань визначалися штатні параметри двигуна та показники димності та токсичності його ВГ. Димність ВГ вимірювалася за допомогою димоміру «Інфракар Д1.01» (рис. 2.20, а). Концентрації в ВГ токсичних компонентів (легких вогневоднів, що не згоріли,  $\text{CH}_x$ , монооксиду вуглецю  $\text{CO}$ , оксидів азоту  $\text{NO}_x$ ) визначалися газоаналізатором «Інфракар 5М-3.01» (рис. 2.20, б). Діапазони вимірювань параметрів двигуна та точність вимірювання кожного параметра наведено у таблиці 2.11.

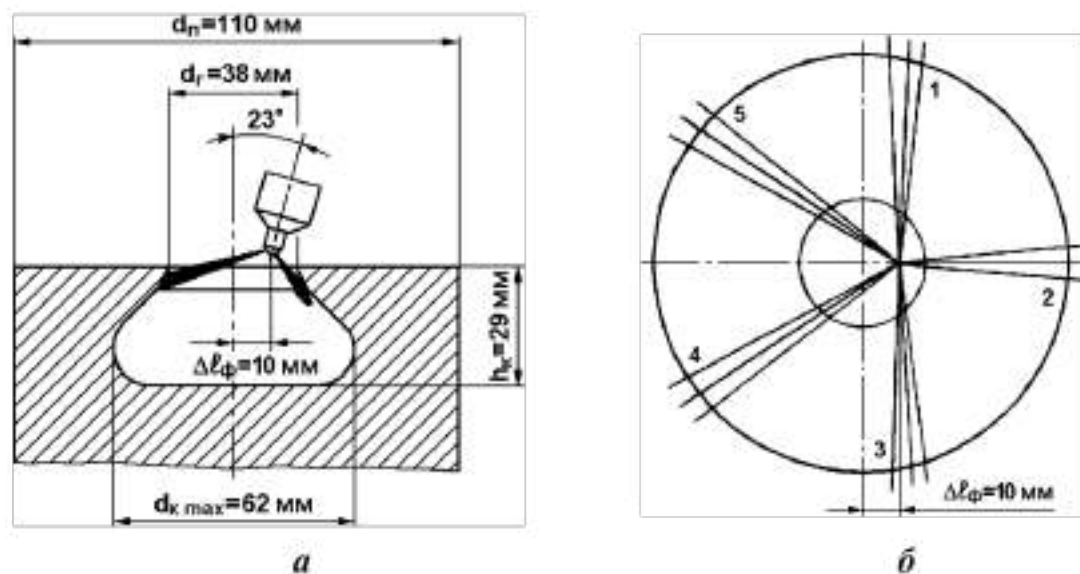


Рисунок 2.19. Камера згоряння дизеля Д-243 із зазначенням розташування форсунок (а) та схема орієнтації струменів палива в КЗ (б): 1, 2, 3, 4, 5 – номери струменів палива

На моторному стенді дизель Д-243 досліджено на режимах граничної регуляторної характеристики, що формується регулятором при частоті обертання колінчастого валу  $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ , які є штатними режимами ДГУ, що виробляє змінний електричний струм. Цей струм задовольняв вимоги до струму промислових мереж. При випробуваннях статичний КВВП дорівнював  $\theta = 13^\circ$  п.к.в. до ВМТ.



Рисунок 2.20. Загальні види димоміру «Инфракар Д1.01» (а) та газового аналізатора «Инфракар 5М-3.01» (б)

Результати випробувань наведено у таблицях 2.11 та 2.12. Максимальна потужність дизеля Д-243 становила близько  $N_e=36$  кВт. Випробування також проведено на режимах з навантаженнями  $N_e=24, 12$  та  $0$  кВт (холостий хід). З використанням одержаних експериментальних даних визначено коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$  та питома ефективна витрата палива  $g_e$  за формулами:

$$\alpha = \frac{G_{\text{пов}}}{l_o G_{\text{пал}}}, \quad g_e = \frac{G_{\text{пал}}}{N_e}$$

де  $G_{\text{пал}}$  і  $G_{\text{пов}}$  – годинні витрати палива та повітря, кг/год;

$l_o$  – стехіометричне масове відношення кількості повітря до кількості топліву (для нафтового ДП  $l_o=14,3$ );

$N_e$  – ефективна потужність двигуна, кВт.

Отримані результати випробувань свідчать, що оснащення дизеля Д-243 форсунками з дослідним розпилювачем за варіантом № 4 (див. рис. 2.2, д) дозволило забезпечити кращу паливну економічність і знизити димність ВГ (таблиця 2.13 і рис. 2.21) у всьому діапазоні досліджених навантажувальних режимів. Так, на режимі максимальної потужності (режим № 1) заміна серійних розпилювачів АЗПВ дослідними розпилювачами за варіантом № 4

дозволила знизити питому ефективну витрату палива  $g_e$  від 275, 2 до 270,4 р/(кВт·год), тобто на 1,7% і зменшити димність ВГ  $K_x$  від 23,5 до 12,5 % за шкалою Хартриджа, тобто. на 46,8%. Причому зі зменшенням потужності  $N_e$  ефект зниження витрати палива  $g_e$  збільшувався.

Таблиця 2.11. Діапазони вимірювань параметрів дизеля Д-243 та точність їх вимірювання

Вимірюваний Параметр	Діапазон вимірів	Точність виміру	Відносна похибка виміру
Частота обертання	0-2500 хв <sup>-1</sup>	±2,5 хв <sup>-1</sup>	±0,1%
Потужність	0-40 кВт	±0,4 кВт	±1%
Витрати палива	0-12 кг/год	±0,05 кг/год	±0,4%
Витрата повітря	0-250 кг/год	±2,5 кг/год	±1%
Концентрація у ВГ:			
кисень O <sub>2</sub>	0-21% (про.)	±0,1% (про.) в діапазоні 0-3,3% (про.) ±3% (про.) в діапазоні 3,3-21% (про.)	±3% в діапазоні 0-3,3% (про.) ±14% в діапазоні 3,3-21% (про.)
діоксид вуглецю CO <sub>2</sub>	0-16% (про.)	±0,5 % (про.) в діапазоні 0-12,5% (про.)	±4% в діапазоні 0-12,5% (про.)
оксиди азоту NO <sub>x</sub>	0-4000 ppm	±100 ppm у діапазоні 0-1000 ppm ±10 ppm в діапазоні 1000-4000 ppm	±10% у діапазоні 0-1000 ppm ±0,25% в діапазоні 1000-4000 ppm
монооксид вуглецю CO	0-5% (про.)	±0,03 % (про.) в діапазоні 0-1% (про.)	±3% в діапазоні 0-1% (про.)
вуглеводні CH <sub>x</sub>	0-2000 ppm	±10 ppm у діапазоні 0-200 ppm	±5% у діапазоні 0-200 ppm
димність ВГ K <sub>x</sub>	0-100% (Хартридж)	±1% (Хартридж) у всьому діапазоні	±1% у всьому діапазоні

Таблиця 2.12. Частота обертання валу двигуна  $n$ , ефективна потужність  $N_e$ , годинні витрати палива  $G_n$ , повітря  $G_{пов}$ , коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ , питома ефективна витрата палива  $g_e$ , димність ВГ  $K_X$  дизеля Д-243

Дизель Д-243 із серійними розпилювачами АЗПВ							
№ режимів	$n, \text{хв}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$G_n, \text{кг/год}$	$G_{пов}, \text{кг/год}$	$\alpha$	$g_e, \text{г/(кВт·год)}$	$K_X, \%$ (Хартвідж)
1	1470	36,7	10,10	217	1,50	275,2	23,5
2	1503	24,5	7,07	220	2,18	288,6	6,5
3	1535	13,4	4,68	224	3,35	349,3	3,4
4	1580	0	2,25	231	7,18	-	3,1
Дизель Д-243 з розпилювачами за варіантом №4							
1	1472	36,8	9,95	218	1,53	270,4	12,5
2	1506	24,6	6,94	221	2,23	282,1	3,5
3	1536	13,5	4,60	225	3,42	340,7	2,3
4	1583	0	2,13	231	7,58	-	2,0

Таблиця 2.13. Частота обертання валу двигуна  $n$ , ефективна потужність  $N_e$ , об'ємні концентрації кисню  $C_{O_2}$ , діоксиду вуглецю  $C_{CO_2}$ , оксидів азоту  $C_{NO_x}$ , монооксиду вуглецю  $C_{CO}$ , вуглеводнів  $C_{CH_x}$  в ВГ дизелі Д-243

Дизель Д-243 із серійними розпилювачами АЗПВ							
№ режимів	$n, \text{хв}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$C_{O_2}, \%$	$C_{CO_2}, \%$	$C_{NO_x}, \text{ppm}$	$C_{CO}, \%$	$C_{CH_x}, \text{ppm}$
1	1470	36,7	10,04	7,40	1743	0,018	12
2	1503	24,5	13,12	5,32	1285	0,010	11
3	1535	13,4	15,24	3,71	756	0,009	10
4	1580	0	18,56	1,89	233	0,007	6
Дизель Д-243 з розпилювачами за варіантом №4							
1	1472	36,8	9,18	7,84	1923	0,016	10
2	1506	24,6	12,70	5,51	1343	0,009	9
3	1536	13,5	15,15	3,85	777	0,007	7
4	1583	0	18,34	1,94	243	0,006	5

Примітка: вказано об'ємний відсотковий вміст компонентів ВГ;

*ppm*- мільйонні об'ємні частки  $C_{NO_x}$ ,  $C_{CO}$ ,  $C_{CH_x}$ .



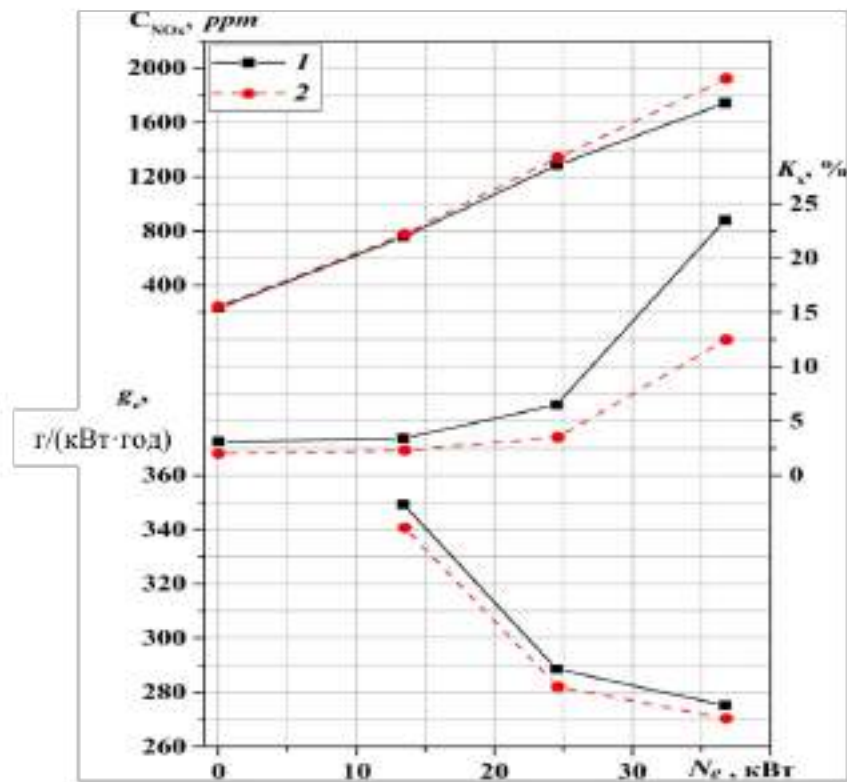


Рисунок 2.21. Залежність питомої ефективної витрати палива  $g_e$ , об'ємної концентрації в ВГ оксидів азоту  $C_{NO_x}$  та димності ВГ  $K_\eta$  дизеля типу Д-243 від його ефективної потужності  $N_e$

Оснащення дизеля Д-243 дослідними розпилювачами за варіантом № 4 призвело до трансформації показників токсичності ВГ. Підвищення ефективності процесу згоряння в дизелі з дослідними розпилювачами, що підтверджується зниженням питомої ефективної витрати палива  $g_e$ , супроводжувалося збільшенням емісії оксидів азоту  $NO_x$ . На режимі максимальної потужності за заміни серійних розпилювачів АЗПВ на дослідні розпилювачі за варіантом № 4 концентрації оксидів азоту в ВГ  $C_{NO_x}$  зросла від 1743 до 1923 ppm, тобто. на 10,3% (таблиця 2.14 та рис. 2.21). Таке збільшення емісії оксидів азоту  $NO_x$  може компенсуватися реалізацією регулювання КВВП. Отримані експериментальні дані з дизелю з дослідними розпилювачами свідчать про тенденцію зниження вмісту в ВГ монооксиду вуглецю  $C_{CO}$  та легких вуглеводнів  $C_{CH_x}$  (див. таблицю 2.13). Однак ефект зниження концентрацій  $C_{CO}$  та  $C_{CH_x}$  в ВГ при заміні серійних розпилювачів на дослідні можна порівняти з точністю вимірювання цих концентрацій.

## Розділ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАПАЛЮВАЛЬНОСТІ НАФТОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА І РОСЛИННИХ ОЛІЙ

### 3.1 Фізико-хімічні властивості рослинних олій

Проблемі використання різних масел як присадок до дизельного палива присвячено велику кількість робіт – починаючи з 2015 року до теперішнього часу у базі даних *Scopus* є понад 300 публікацій. Це свідчить про те, що дослідження різних аспектів використання рослинних олій як моторне паливо для дизелів залишається актуальним. При цьому можливе як безпосереднє використання рослинних олій у чистому вигляді, так і вироблення з нього біодизельного палива - складних метилових та етилових ефірів рослинних олій. Застосування рослинних олій у чистому вигляді доцільно для вирішення локальних енергетичних проблем. Прикладом такого їх використання є агропромислові комплекси, що спеціалізуються на тваринництві, у яких рослинні олії є побічним продуктом при виробництві кормів для великої рогатої худоби – макухи та шротів, одержуваних з олійних культур (соняшника, сої та ін.). У цьому випадку рослинні олії мають порівняно невисоку вартість, оскільки є продуктом комплексної переробки сільськогосподарської сировини. Крім того, відсутні транспортні витрати та витрати на закупівлю та реалізацію (продаж) рослинних олій.

Однією з проблем, що виникають при адаптації дизелів до роботи на олівах та їх похідних, є відмінності фізико-хімічних властивостей рослинних оліях та їх похідних від аналогічних властивостей нафтового ДП. Деякі фізико-хімічні властивості найбільш значимих для України рослинних олій наведені в таблиці 3.1. Слід зазначити високу в'язкість рослинних олій та їхню гіршу займистість в умовах КЗ дизеля. Так, якщо цетанове число нафтового ДП становить 45 одиниць і більше, то ЦЧ рослинних олій зазвичай коливається від 33 до 36 одиниць (див. таблицю 3.1). Це призводить до збільшення ПЗЗ, збільшення жорсткості згорання палива, збільшення утворення оксидів азоту в КЗ.

Таблиця 3.1. Фізико-хімічні властивості нафтового ДП та рослинних олій

Фізико-хімічні властивості	Палива			
	ДП	РО	СШО	СО
Щільність при 20 °С, кг/м <sup>3</sup>	839	914	920	916
В'язкість кінематична, мм <sup>2</sup> /с при:				
20 °С	3,8	75,0	65,2	68,7
40 °С	3,3	34,6	30,7	32,0
100 °С	2,5	8,1	7,4	7,7
Температура samozаймання, °С	280	318	320	321
Цетанове число	45	36	34	33
Теплота згоряння, $H_U$ , МДж/кг	42,5	37,3	37,1	37,0
Кількість повітря, необхідне для згоряння 1 кг речовини, кг	14,5	11,9	12,4	12,4
Вміст, % за масою				
С	87,0	78,0	77,6	77,5
Н	13,0	10,0	11,5	11,5
О	0	12,0	10,9	11,0

Для оцінки займистості палив та динаміки подальшого процесу згоряння палив у циліндрах дизелів використовуються різні показники: період затримки займання (ПЗЗ)  $\tau_i$ , максимальний тиск згоряння  $p_z$ , ступінь підвищення тиску при згорянні  $\lambda = p_z/p_c$  ( $p_c$  – тиск кінця стиснення), максимальна швидкість наростання тиску  $(dp/d\phi)_{\max}$  та середня швидкість наростання тиску  $(dp/d\phi)_{\text{ср}}$  при згоранні ( $p$  і  $\phi$  – тиск у циліндрі і кут повороту колінчастого валу), фактор динамічності циклу  $\sigma_x = q_{\text{ци}}/q_u$  ( $q_u$  і  $q_{\text{ци}}$  – циклова подача палива та кількість палива, що надходить до КЗ за  $\tau_i$ ).

Серед названих показників найважливішим є період затримки займання  $\tau_i$ , що визначає значення інших показників динаміки процесу згоряння палива у КЗ. Це пов'язано з надмірно великою кількістю палива, поданого та

підготовленого до згорання до моменту початку самозаймання зі збільшенням ПЗЗ  $\tau_i$ . Тому згорання відбувається жорсткіше, тобто, з великою максимальною швидкістю наростання тиску  $(dp/dt)_{\max}$  та великою середньою швидкістю наростання тиску  $(dp/dt)_{\text{ср}}$  (або оцінюваної по кутку повороту колінчастого валу –  $(dp/d\varphi)_{\max}$  та  $(dp/d\varphi)_{\text{ср}}$ ). На момент початку самозаймання (за ПЗЗ) кількість палива, що ступає в КЗ (масове  $g_{ii}$  або об'ємне  $q_{ii}$ ) може коливатися в широких діапазонах. У відповідності з результатами робіт у [4, 7] для дизеля з плівковим сумішоутворенням, що працює на нафтовому ДП, в КЗ впорскувалися 40, 48 і 60% загальної циклової подачі за  $\tau_i=0,6, 0,48, 0,35$  мс, відповідні частотам обертання колінчастого валу  $n=1200, 2000, 3000$  хв<sup>-1</sup>. При цьому  $(dp/d\varphi)_{\max}$  на цих режимах становила 0,32-0,38 МПа/град. Для дизеля з об'ємним сумішоутворення швидкості наростання тиску досягають 1,0 МПа/град і вище у зв'язку з тим, що за ПЗЗ значно більша кількість палива впорскується в КЗ (близько 70-75% загальної циклової подачі на номінальному режимі при  $n=2100-2600$  хв<sup>-1</sup>).

Показані на рис. 3.1 узагальнені залежності показників динаміки процесу згорання від  $\tau_i$ , отримані для швидкохідних дизелів з наддувом і без наддуву, що працюють на нафтовій ДП, показують, що тривалість ПЗЗ має найбільший вплив на максимальну швидкість наростання тиску  $(dp/dt)_{\max}$  (рис. 3.1, а) [4, 13], і на ступінь підвищення тиску при згоранні  $\lambda$  (на  $p_2$ ) (рис. 3.1, в) і меншою мірою впливає на середню швидкість наростання тиску  $(dp/dt)_{\text{ср}}$  (рис. 3.1, б). Зокрема, при зменшенні  $\tau_i$  з 1,6 до 1,2 мс максимальна швидкість наростання тиску знижується на 2-3 МПа/мс у середньому та ступінь підвищення тиску при згоранні  $\lambda$  знижується на 0,1-0,2, що відповідає зменшенню  $p_2$  на 0,5-1,0 МПа.

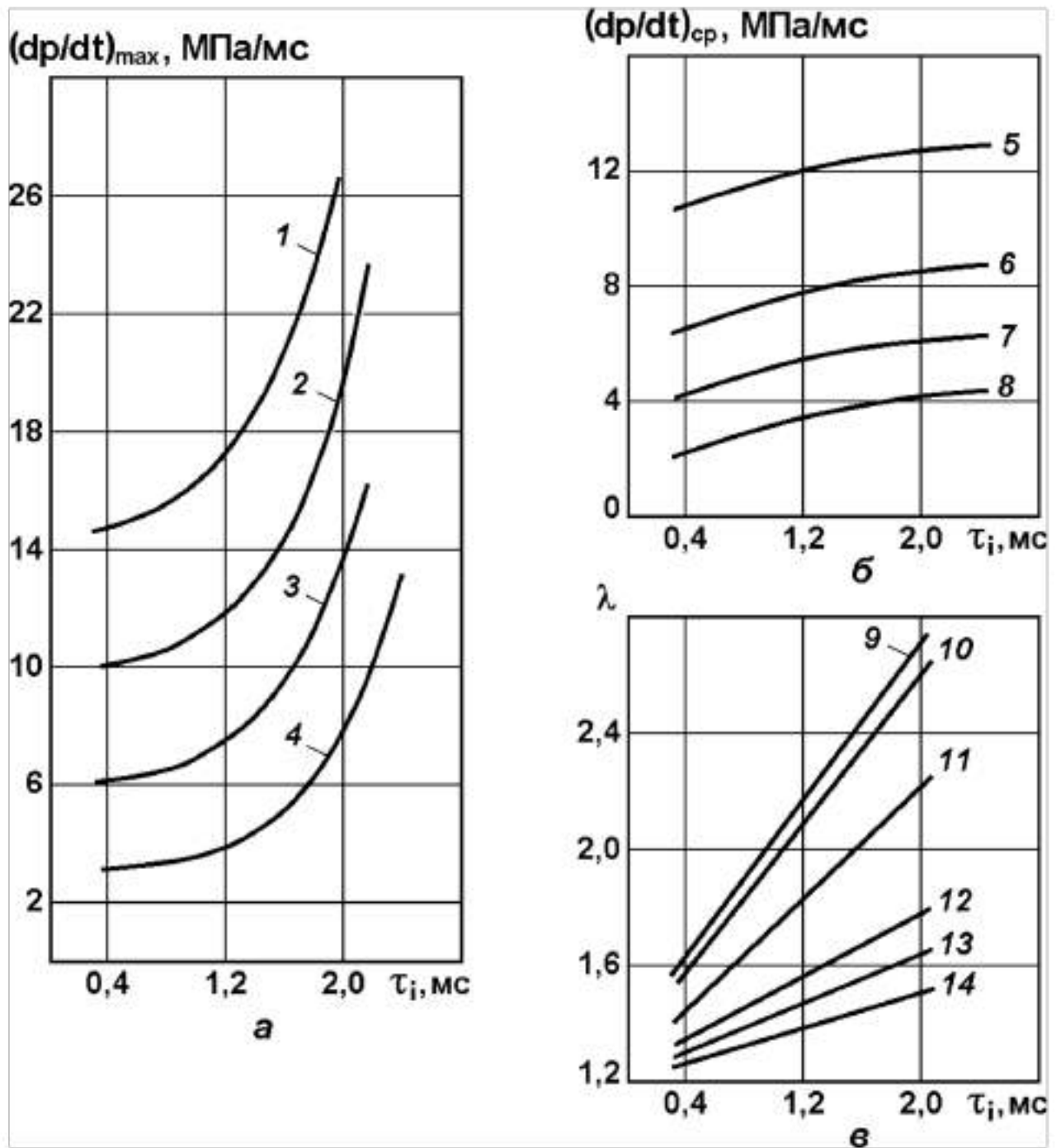


Рисунок 3.1. Залежність максимальної  $(dp/dt)_{\max}$  (а) та середньої  $(dp/dt)_{cp}$  (б) швидкостей згоряння нафтового ДП та ступеня підвищення тиску при згорянні  $\lambda$  (в) від ПЗЗ  $\tau_i$  при різних значеннях фактора динамічності циклу :

1 –  $\sigma_d = 0,93$ ; 2 – 0,50; 3 – 0,29; 4 – 0,20; 5 – 0,90; 6 – 0,52; 7 – 0,31;

8 – 0,21; 9 – 0,95; 10 – 0,90; 11 – 0,52; 12 – 0,31; 13 – 0,25; 14 – 0,21

### 3.2 Визначення констант експоненційної залежності періоду та затримки займання від енергії активації палива та параметрів повітряного заряду в камері згоряння дизеля

Представлений аналіз показав, що при оцінці займистості олії в умовах камери згоряння дизельного двигуна особливо важливо дослідити вплив виду палива (фізико-хімічних властивостей палива) на ПЗЗ  $\tau_i$ . Дане дослідження проводилося з використанням даних з роботи [7] по трициліндровому рядному дизелю без наддуву типу *Perkins AD3.152*, призначеному для тракторів. Досліджуваній двигун має загальний робочий об'єм 2,503 л і номінальну потужність  $N_e=35$  кВт при частоті обертання колінчастого валу  $n=2000$  хв<sup>-1</sup> (середній ефективніший тиск  $p_e=0,84$  МПа). У цьому двигуні застосовано водяне охолодження. Діаметр циліндрів двигуна дорівнює 91,48 мм, хід поршня дорівнює 126,9, ступінь стиснення дорівнює 17,4. Довжина шатуна двигуна складала 250 мм, радіус кривошипу колінчастого валу – 63,45 мм. Цей двигун працював за незміненого КВВП. У дисертації використані дані роботи [7] про параметри досліджуваного двигуна при роботі на навантажувальних режимах з  $n=2000$  хв<sup>-1</sup> з використанням як паливо нафтової ДП та рослинних олій – ріпакової, соняшникової та соєвої.

Представлені на рис. 3.2 індикаторні діаграми досліджуваного дизеля типу *Perkins AD3.152* при роботі на номінальному режимі з  $n=2000$  хв<sup>-1</sup> (з середнім ефективним тиском  $p_e=0,84$  МПа) на різних паливах свідчать про те, що кут початку підйому голки форсунки склав  $\varphi_{\text{кввп}}=347$  град. п.к.в., тобто, КВВП дорівнює  $\theta_{\text{впр}}=13$  град. п.к.в. до ВМТ (таблиця 3.2).

Згідно з даними роботи [77], у двигуні *Perkins AD3.152* на номінальному режимі з  $n=2000$  хв<sup>-1</sup> (з середнім ефективним тиском  $p_e=0,84$  МПа) кут початку згоряння при роботі на нафтовому ДП склав  $\theta_{\text{згор}}=9$  град. п.к.в., а кут початку згоряння під час роботи на РО, СШО і СО становив  $\theta_{\text{згор}}=7$  град. п.к.в. (див. рис. 3.3 та таблицю 3.2). Тоді момент початку згоряння для нафтового ДП дорівнює  $\varphi_{\text{згор}}=351$  град. п.к.в., а для досліджуваних рослинних олій –  $\varphi_{\text{згор}}=353$  град. п.к.в. При використанні цих даних можна визначити

період затримки займання у вигляді

$$\varphi_d = \varphi_{згор} - \varphi_{впр}$$

(3.1)

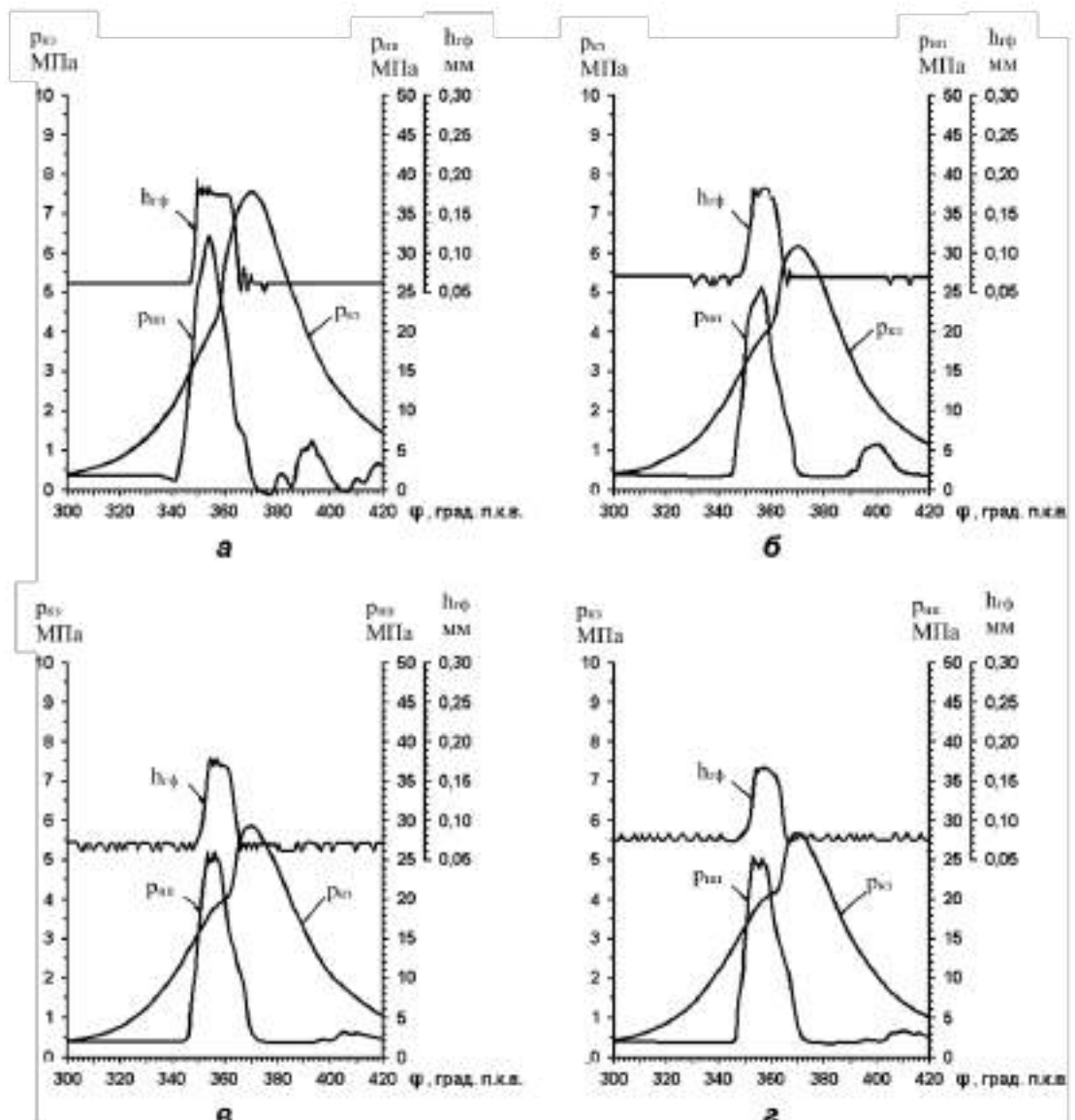


Рисунок 3.2. Зміни положення голки форсун  $h_{вф}$ , тиску в нагнітальному паливопроводі  $p_{вп}$  і тиску в камері згоряння  $p_{кз}$  дизеля типу *Perkins AD3.152* при роботі на номінальному режимі з  $n=2000$  хв<sup>-1</sup> (з середнім ефективним тиском  $p_e=0,84$  МПа) на нафтовому ДП (а), РО (б), СШО (в) СО (з)

Таблиця 3.2. Параметри робочого процесу дизеля типу *Perkins AD3.152* на номінальному режимі при частоті обертання колінчастого валу  $n=2000 \text{ хв}^{-1}$  (з середнім ефективним тиском  $p_e=0,84 \text{ МПа}$ )

Паливо	Момент початку упорскування $\varphi_{\text{впр}}$ , град. п.к.в. (рис. 3.2)	Кут випередження упорскування палива $\theta_{\text{впр}}$ , град. п.к.в. до ВМТ	Кут початку згоряння $\theta_{\text{згор}}$ , град. п.к.в. до ВМТ	Момент початку згоряння $\varphi_{\text{згор}}$ , град. п.к.в.	Затримка займання		Параметри в циліндрі в момент упорскування	
					$\varphi_i$ , град. п.к.в.	$\tau_i$ , мс	$p$ , бар	$T$ , К
ДП	347	13	9	351	4	0,33	32	790
РО	347	13	7	353	6	0,50	32	790
СШО	347	13	7	353	6	0,50	32	790
СО	347	13	7	353	6	0,50	32	790

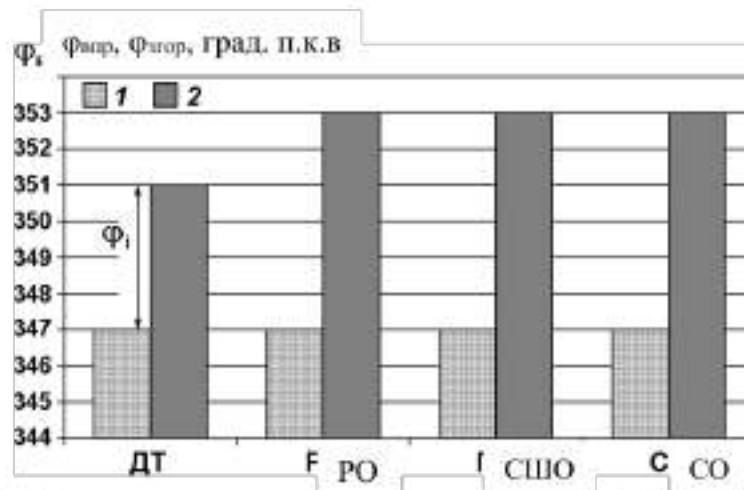


Рисунок 3.3. Момент початку впорскування  $\varphi_{\text{впр}}$  (1) і момент початку згоряння  $\varphi_{\text{згор}}$  (2) двигуна *Perkins AD3.152* при роботі на номінальному режимі з  $n=2000 \text{ хв}^{-1}$  (з середнім ефективним тиском  $p_e=0,84 \text{ МПа}$ ) на нафтовому ДП, РО, СШО та СО

З використанням формули (3.1) на режимі роботи двигуна *Perkins AD3.152* на номінальному режимі з  $n=2000 \text{ хв}^{-1}$  (режимі з повним навантаженням) отримано такі значення індикаторного періоду затримки займання:  $\varphi_i=4$  град. п.к.в. при роботі на нафтовому ДП та  $\varphi_i=6$  град. п.к.в. під



час роботи на досліджуваних рослинних оліях (див. таблицю 3.1). Індикаторний період затримки займання в одиницях часу визначається із співвідношення  $\tau_i = \varphi_i / \omega$ .

Відповідно до цієї формули при роботі двигуна *Perkins AD3.152* на вказаному режимі індикаторний період затримки займання для нафтового ДП дорівнює  $\tau_i = 0,33$  мс, а для досліджуваних олій  $\tau_i = 0,50$  мс (див. таблицю 3.2).

Для визначення параметрів (температури та тиску) повітряного заряду в циліндрі в момент початку упорскування використані індикаторні діаграми та теорія адіабатичного процесу стиснення. За рахунок того, що аналізований двигун *Perkins AD3.152* працює без наддуву можна прийняти, що на початку такту стиснення тиск повітряного заряду приблизно дорівнює  $p_o = 1$  бар, і температура –  $t_o = 20$  °С або  $T_o = 293$  К. Відповідно до індикаторними діаграмами рис. 3.2 тиск повітряного заряду в момент початку упорскування  $\varphi_{\text{шп}} = 347$  град. п.к.в. одно  $p_{347} = 32$  бари. Тоді значення температури повітряного заряду  $T_{347}$  у момент початку упорскування можна визначити рівнянням для адіабатного стиснення

$$T_{347} = T_o \left( \frac{p_{347}}{p_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.2)$$

Для повітряного заряду показник адіабати прийнятий до  $k=1,4$ . У результаті отримано, що температура  $T_{347}$  у момент початку упорскування мала таке значення

$$T_{347} = 293 \cdot 32^{0,286} = 790 \text{ К}$$

Результати проведених вище розрахунків, зведені в таблиці 3.2, використані для наступного визначення формул для розрахунку періоду затримки займання нафтової ДП та досліджуваних рослинних олій (РО, СШО та СО) у двигуні *Perkins AD3.152*.

Відомі з літературних джерел формули для визначення періоду затримки займання можна умовно розділити на дві групи [6]. До першої з них належать формули, що ґрунтуються на фундаментальних теоріях ланцюгових реакцій,

зокрема на рівнянні Н.М. Семенова, що пов'язує затримку займання  $\tau_i$  з енергією активації  $E$ , температурою  $T$  і тиском  $p$

$$\tau_i = C \cdot \rho^{-n} e^{\frac{E}{RT}} \quad (3.3)$$

де  $R$  – універсальна газова стала,  $C$  і  $n$  – константи.

Деякі відомі формули на відміну від формули (3.3) включають додаткові коефіцієнти, які враховують специфіку робочого циклу поршневого двигуна, наприклад, формула *H.Hiroyasu* та ін [6]. Однак вони також є варіацією формули (3.3) і, як правило, містять експоненційну функцію. Друга група емпіричних формул відрізняється від першої групи не тільки за структурою (відсутністю експоненційної функції) та наявністю інших специфічних параметрів, крім температури  $T$  і тиску  $p$ , але в деяких випадках навіть відсутністю  $T$  і  $p$ . До цієї групи можна віднести, наприклад, формули *В.С. Семенова*, *H.J Oberg*, *J. Bolt* та *N.A Henein*, а також найпоширенішу в україномовній науково-технічній літературі формулу *А.І. Толстова* [6, 13].

У роботі [6] отримано таку формулу для визначення періоду затримки займання для форсованого дизеля при роботі на нафтовому ДП:

$$\tau_i = 0,55 \rho^{-1,3} e^{\frac{4400}{T}} \quad (3.4)$$

де  $T$  і  $p$  - тиск і температура в циліндрі двигуна в момент початку упорскування. При модифікуванні цієї формули стосовно досліджуваного двигуна *Perkins AD3.152* отримано таку формулу для розрахунку ПЗЗ дизельного палива:

$$\tau_i = 0,144 \rho^{-1,3} e^{\frac{4400}{T}} \quad (3.5)$$

Перевірка цієї формули стосовно випадку використання дизельного палива показує відповідність отриманого результату даним таблиці 2.12 за номінальним режимом з  $n=2000$  хв<sup>-1</sup> ( $p_c=0,84$  МПа):

$$\tau_i = 0,144 \cdot 32^{-1,3} e^{\frac{4400}{790}} = 0,144 \cdot 0,01105 \cdot 262,33 = 0,33 \text{ мс} \quad (3.6)$$

У силу того, що у рослинних олій порядок реакції та енергія активації будуть іншими (рослинні олії входять у реакцію згорання пізніше через їх більшу енергію активації), формула (3.5) не застосовна для випадку використання як паливо рослинних олій. При аналізі експериментальних даних роботи [7] отримано таку формулу для розрахунку ПЗЗ рослинних олій у двигуні *Perkins AD3.152*:

$$\tau_i = 0,0735\rho^{-1,2}e^{\frac{4800}{T}} \quad (3.7)$$

При цьому прийнято, що порядок реакції та енергія активації у рапсової, соняшникової та соєвої рослинних олій однакові. Перевірка формули (3.7) дозволила отримати значення ПЗЗ для досліджуваних рослинних олій, що погоджується з даними таблиці 3.2:

$$\tau_i = 0,0735 \cdot 32^{-1,2} e^{\frac{4800}{790}} = 0,0735 \cdot 0,015625 \cdot 435,26 = 0,50 \text{ мс} \quad (3.8)$$

Формули (3.5) та (3.7) відповідають роботі дизеля типу *Perkins AD3.152* на номінальному режимі з  $n=2000 \text{ хв}^{-1}$  ( $p_e=0,84 \text{ МПа}$ ) на нафтовому ДП та на олій, відповідно. Аналогічні дослідження ПЗЗ цих палив проведено і для інших режимів навантаження, зокрема, для режиму з  $n=2000 \text{ хв}^{-1}$  і частковим навантаженням ( $p_e=0,68 \text{ МПа}$ ). При цьому враховувалося, що двигун, що досліджується, не оснащений пристроєм зміни КВВП. У зв'язку з цим прийнято, що цей КВВП (момент початку впорскування) є незмінним для всіх режимів роботи двигуна та при використанні різних палив. В результаті досліджень отримано, що на режимі з  $n=2000 \text{ хв}^{-1}$  і  $p_e=0,68 \text{ МПа}$  період затримки займання дорівнював:  $\tau_i=0,50 \text{ мс}$  – для нафтового ДП та  $\tau_i=0,63 \text{ мс}$  – для досліджуваних рослинних олій (див. рис. 3.4).

Певний інтерес представляє порівняльна оцінка не лише показників динаміки процесу згорання нафтового ДП та рослинних олій, а й оцінка показників паливної економічності досліджуваного дизеля, що працює на цих паливах. Така оцінка проведена для режиму з частотою обертання колінчастого валу  $n=2000 \text{ хв}^{-1}$  та частковим навантаженням – середнім ефективним тиском  $p_e=0,68 \text{ МПа}$ . Характеристики швидкості вигорання

досліджуваних палив представлені на рис. 3.5, а деякі параметри дизеля на цьому режимі показані в таблиці 3.3.

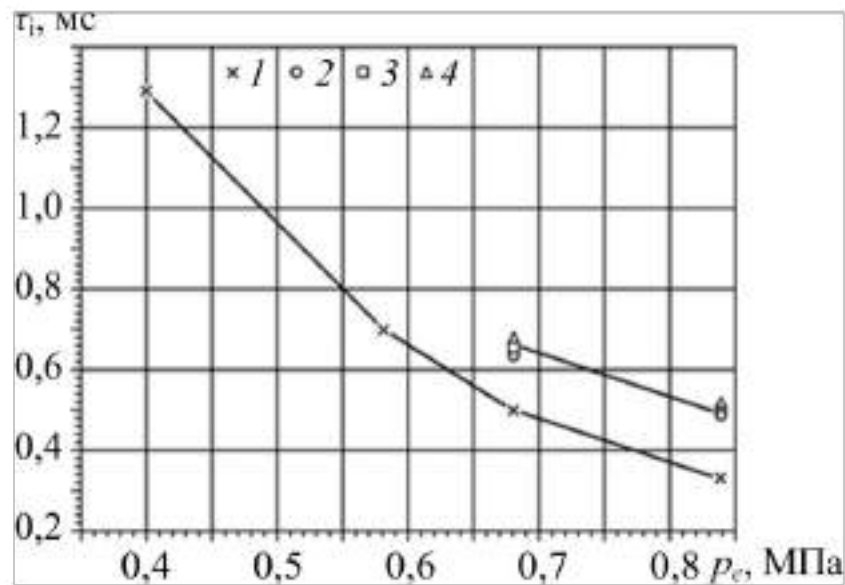


Рисунок 3.4. Період затримки займання палива у двигуні *Perkins AD3.152* при роботі на режимах з частотою обертання колінчастого валу  $n=2000$  хв<sup>-1</sup> та різними навантаженнями на нафтовому ДП (1), РО (2), СШО (3) та СО (4); точками показані експериментально отримані значення

Таблиця 3.3. Параметри робочого процесу дизеля типу *Perkins AD3.152* на режимі з частотою обертання колінчастого валу  $n=2000$  хв<sup>-1</sup> і частковим навантаженням ( $p_c=0,68$  МПа)

Паливо	Середній індикаторний тиск $p_i$ , МПа	Індикаторна потужність $N_i$ , кВт	Індикаторний ККД $\eta_i$ , %	Середній ефективний тиск $p_e$ , МПа	Ефективна потужність $N_e$ , кВт	Ефективний ККД $\eta_e$ , %	Найнижча теплота згоряння $H_u$ , МДж/кг	Питома ефективна витрата палива $g_e$ , г/(кВт·год)
ДП	0,89	37,1	47,3	0,68	28,4	36,1	42,5	234,6
РО	0,80	33,4	42,5	0,61	25,4	32,5	37,3	297,0
СШО	0,78	32,5	41,5	0,59	24,6	31,7	37,1	306,1
СО	0,75	31,3	39,9	0,57	23,8	30,5	37,0	319,0

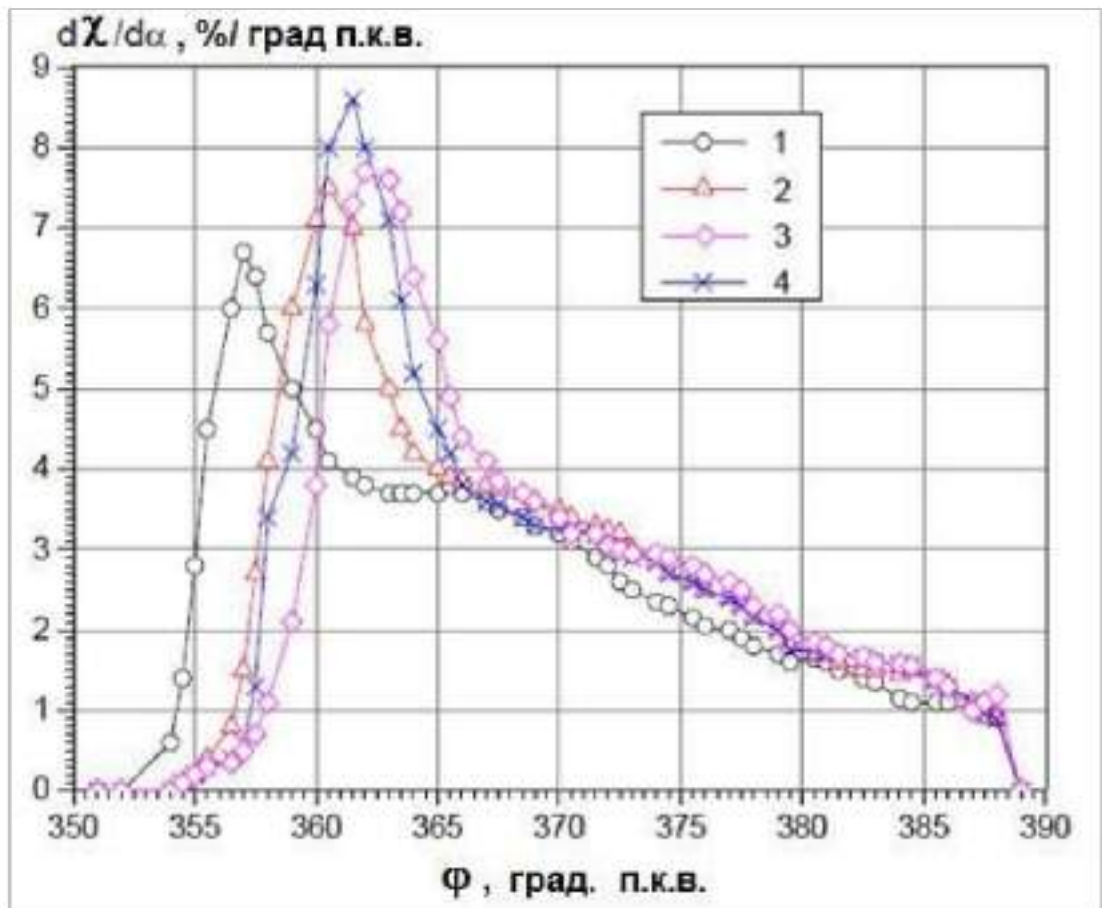


Рисунок 3.5. Швидкість вигорання палива у двигуні *Perkins AD3.152* при роботі на режимі з частотою обертання колінчастого валу  $n=2000$  хв<sup>-1</sup> та частковим навантаженням ( $p_c=0,68$  МПа) на нафтовому ДП (1), РО (2), СШО (3) та РО (4)

Дані таблиці 3.3 свідчать про те, що погіршення займистості рослинних олій порівняно з нафтовим дизельним паливом супроводжується зниженням ефективності згорання рослинних олій. Зокрема, на досліджуваному режимі при переведенні двигуна *Perkins AD3.152* з нафтового ДП на олії поряд із збільшенням періоду затримки займання спостерігається зниження ефективного ККД двигуна на 4-5%. У зв'язку з цим необхідна реалізація заходів щодо покращення показників паливної економічності. Серед цих заходів регулювання КВВП, узгодження геометричних характеристик струменів палива, що розпилюється, з формою і розмірами КЗ, підігрів рослинних олій та ін.

### 3.3 Методика порівняльного аналізу критеріїв займистості рослинних олій у камері згоряння дизеля

Як зазначено вище, для оцінки займистості палив в умовах КЗ дизеля та динаміки подальшого процесу їх згоряння застосовуються різні показники. Серед названих показників найважливішим є цетанове число палива. Чим вище цетанове число, тим менший період затримки займання і тим більше плавно горить робоча суміш.

Цетанове число визначається у вигляді об'ємної частки цетану (нормального гексадекану  $C_{16}H_{34}$ , цетанове число якого приймається за 100 одиниць) у суміші з  $\alpha$ -метилнафталіном (цетанове число якого дорівнює 0). При змішуванні цих двох компонентів у різних пропорціях необхідно отримати суміш, яка має той же період затримки займання, що й випробуване паливо в тих же умовах. Відсотковий вміст у ній цетану і відповідає ЦЧ випробуваного палива. Саме цю процедуру визначення ЦЧ моторного палива було прийнято у першій версії американського стандарту *ASTM D613* випуску 1941 року. У нових версіях стандарту *ASTM D613* (починаючи з 1962 року) для змішування використовується не  $\alpha$ -метилнафталін, а 2,2,4,4,6,8,8-гептаметилнонан, іноді званий ГМН (англ. HMN) або ізоцетан, якому надано цетанове число, що дорівнює 15. ГОСТ 3122-67 – «Пальне дизельні. Метод визначення цетанового числа» передбачав використання суміш *n*-гексадекану та  $\alpha$ -метилнафталіну. Для виключення  $\alpha$ -метилнафталіну зі стандарту *ASTM D613* було кілька причин: по-перше, він легко утворює пероксиди, які змінюють ЦЧ сумішей, що на ньому засновані. Крім того,  $\alpha$ -метилнафталін має неприємний запах, має канцерогенну дію, його складно отримати в чистому вигляді.

Метою цього дослідження є розробка методики порівняльного аналізу критеріїв займистості рослинних олій у камері згоряння дизеля, що включає дослідження займистості різних олій в умовах КЗ дизеля, визначення факторів, що впливають на ЦЧ рослинних олій, визначення найбільш

значущих з цих факторів.

Рослинні олії складаються головним чином (на 95-97%) з триацилгліцеридів – органічних сполук, складних ефірів гліцерину та різних жирних кислот, а також моно- та діацилгліцеридів. Ацилгліцериди, своєю чергою, містять у своєму складі молекули різних жирних (карбонових) кислот, що з молекулою гліцерину  $C_3H_5(OH)_3$  [9]. При цьому жирнокислотний склад рослинних олій включає як ненасичені жирні кислоти (лінолева, олеїнова, ліноленова кислоти), так і насичені кислоти (пальмітинова, стеаринова, арахінова, міристинова кислоти). У таблиці 3.4 представлений жирнокислотний склад рослинних олій, досліджених у роботах [1, 16], а в таблиці 3.5 – фізико-хімічні властивості цих олій.

Проведений попередній аналіз даних таблиць 3.4 та 3.5 показав, що цетанове число (за стандартом *ASTM D613*, *cetane number*) досліджених рослинних олій залежить від їхнього жирнокислотного складу, в першу чергу – від вмісту в них граничних жирних кислот та ненасиченої олеїнової кислоти. Ще одним фактором, що впливає на займистість рослинних олій в умовах КЗ дизеля, що характеризується цетановим числом, є температура їх займання, що визначається відповідно до стандарту *ASTM D93* (температура займання – *flash point*). Методика цього стандарту передбачає визначення температури спалаху нафтопродуктів у закритому тиглі в діапазоні температур від 40 до 360°C використанням ручного або автоматичного приладу Пенськи-Мартенса. Можливе визначення температури спалаху біопалива. Температура спалаху палива, що визначається за цією методикою, характеризує пожежну безпеку при поводженні з цим паливом.

Таблиця 3.4. Жирнокислотний склад досліджуваних рослинних олій

Жирна кислота, формула складу, умовна формула складу	Рослинні олії										
	РО (№1)	СШО (№2)	СО (№3)	СаО <sub>1</sub> (№4)	СаО <sub>2</sub> (№5)	КукО (№6)	Куно (№7)	АО (№8)	ЛО (№9)	БО (№10)	КрО (№11)
Граничні жирні кислоти											
Міристинова, C <sub>14</sub> H <sub>28</sub> O <sub>2</sub> , C 14:0	0	0	0	0	0,34	0	0	0	0	0	0
Пальмітинова, C <sub>16</sub> H <sub>32</sub> O <sub>2</sub> , C 16:0	3,49	6,08	11,75	8,60	5,46	11,67	13,10	11,3	4,92	28,33	2,07
Стеаринова, C <sub>18</sub> H <sub>36</sub> O <sub>2</sub> , C 18:0	0,85	3,26	3,15	1,93	1,75	1,85	3,92	2,39	2,41	0,89	0,70
Арахідова, C <sub>20</sub> H <sub>40</sub> O <sub>2</sub> , C 20:0	0	0	0	0	0,23	0,24	0	1,32	0	0	2,09
Бегенова, C <sub>22</sub> H <sub>44</sub> O <sub>2</sub> , C 22:0	0	0	0	0	0	0	0	2,52	0	0	0,80
Лігноцеринова, C <sub>24</sub> H <sub>48</sub> O <sub>2</sub> , C 24:0	0	0	0	0	0	0	0	1,23	0	0	1,12
Усього	4,34	9,34	14,90	10,53	7,78	13,76	17,02	18,8	7,33	29,22	6,78
Ненасичені жирні кислоти											
Олейнова, C <sub>18</sub> H <sub>34</sub> O <sub>2</sub> , C 18:1	64,4	16,93	23,26	11,58	79,36	25,16	52,84	48,2	19,7	13,27	18,86
Лінолева, C <sub>18</sub> H <sub>32</sub> O <sub>2</sub> , C 18:2	22,3	73,73	55,53	77,89	12,86	60,60	30,14	31,9	18,0	57,51	9,00
Ліноленова, C <sub>18</sub> H <sub>30</sub> O <sub>2</sub> , C 18:3	8,23	0	6,31	0	0	0,48	0	0,93	54,9	0	6,85
Ерукова, C <sub>22</sub> H <sub>42</sub> O <sub>2</sub> , C 22:1	0,73	0	0	0	0	0	0	0	0	0	58,51
Усього	95,6	90,66	85,10	89,47	92,22	86,24	82,98	81,1	92,6	70,78	93,22
ЦЧ	37,6	37,1	37,9	41,3	49,1	37,6	40,2	41,8	34,6	41,8	44,6

Примітка: рослинні олії - РО - рапсова; СШО - соняшникова; СО - соєве; СаО<sub>1</sub> - сафлоровий № 1; СаО<sub>2</sub> - сафлоровий № 2 (високоолеїновий); КукО - кукурудзяне; Куно - кунжутне; АО - арахісове; ЛО - лляна олія; БО - бавовняне; КрО - олія рослини крамбі (абіссінська гірчиця)

Одним з факторів, що впливають на цетанове число рослинних олій, є вміст граничних жирних кислот. Це зумовлено тим, що ці жирні кислоти мають порівняно невисоку температуру самозаймання. Так температури самозаймання двох найбільш значущих (див. таблицю 3.4) граничних жирних кислот рослинних олій – пальмітинової та стеаринової, що визначаються за ГОСТ 12.1.044-89 (Пожежвибухонебезпечність речовин і матеріалів), становить відповідно 210 і 320 °С, а аналогічна температура для ненасичених жирних кислот – ліноленової та ерукової – відповідно 470 і 454 °С.



Таблиця 3.5. Фізико-хімічні властивості досліджуваних рослинних олій

Рослинні олії	Властивості			
	Щільність при 38 °С, кг/м <sup>3</sup>	В'язкість при 38 °С, мм <sup>3</sup> /с	Цетанове число	Температура займання, °С
РО (№ 1)	911,5	37,0	37,6	246
СШО (№2)	916,1	33,9	37,1	274
СО (№ 3)	913,8	32,6	37,9	254
СаО1 (№ 4)	914,4	31,3	41,3	260
СаО2 (№ 5)	902,1	41,2	49,1	293
КукО (№ 6)	909,5	34,9	37,6	277
КунО (№ 7)	913,3	35,5	40,2	260
АО (№ 8)	902,6	39,6	41,8	271
ЛО (№ 9)	923,6	27,2	34,6	241
БО (№ 10)	914,8	33,5	41,8	234
КрО (№ 11)	904,4	53,6	44,6	274

Для оцінки взаємозв'язку ЦЧ та вмісту в рослинних оліях граничних жирних кислот  $C_{ж.к.пр}$  використані дані таблиць 3.4 і 3.5. На рис. 3.6 представлені дані щодо ЦЧ для дев'яти рослинних олій таблиць 3.4 і 3.5 та вмісту граничних жирних кислот у них (дев'ять експериментальних точок). При цьому не використані дані по двох оліях цих таблиць з аномальним вмістом ненасичених жирних кислот – по високоолеїновому сафлорової олії (СаО2, № 5), що містить 79,36% олеїнової кислоти, і по високоеруковій олії рослини крамбі (КрО, № 11), що містить 58,51% ерукового масла (у решти олій таблиць 3.4 і 3.5 вміст цієї олії прагне нулю). За даними рис. 3.6 з використанням методу найменших квадратів проведено апроксимацію залежності ЦЧ  $=f(C_{ж.к.пр})$ . Нанесена на рис. 3.6 апроксимуюча пряма описується формулою:

$$ECN = 23,55 \times C_{FAS} + 35,6 \quad (3.9)$$

де ECN - розрахункове значення ЦЧ (estimated cetane number);

$C_{FAS}$  - концентрація граничних жирних кислот.

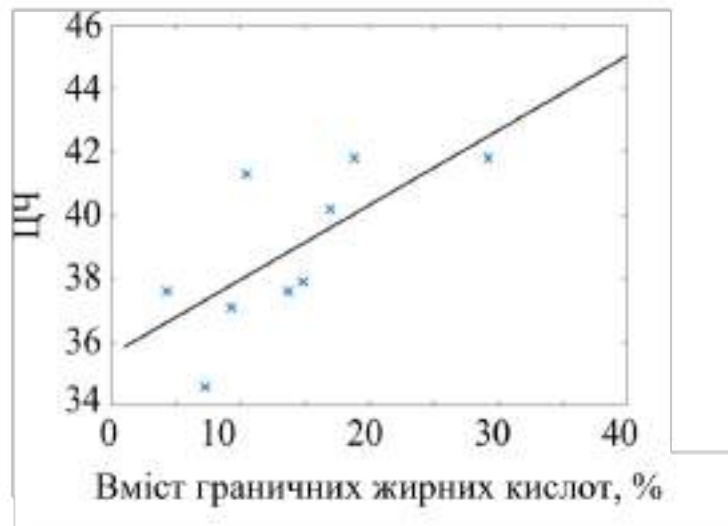


Рисунок 3.6. Залежність ЦЧ рослинних олій від вмісту в них граничних жирних кислот  $C_{ж.к.пр.}$  (експериментальні дані таблиць 3.4 і 3.5 показані точками, пряма лінія – апроксимація)

Коефіцієнт кореляції між ЦЧ досліджуваних олій та вмістом у них граничних жирних кислот  $C_{ж.к.пр.}$  дорівнював  $R=0,69$  (коефіцієнт детермінації –  $R^2=0,48$ ), що свідчить про наявність кореляції між ЦЧ і  $C_{ж.к.пр.}$

Ще одним із фактором, що впливає на цетанове число ЦЧ рослинних олій, є вміст в них олеїнової кислоти  $C_{ж.к.ол.}$  Серед основних ненасичених жирних кислот, що входять до складу рослинних олій, ця кислота має найменшу температуру самозаймання. Ця температура, що визначається за ГОСТ 12.1.044-89 (Пожежовибухонебезпечність речовин і матеріалів), для олеїнової кислоти становить 271 °С, а для ліноленої та ерукової кислот – відповідно 470 та 454 °С. Для оцінки щільності (тісноти) зв'язку між ЦЧ рослинних олій та їх вмістом олеїнової кислоти  $C_{ж.к.ол.}$ , на рис. 3.7 використані дані з восьми рослинних олій (№ 2-9 таблиць 3.4 та 3.5). При цьому не використані дані щодо трьох олій цих таблиць з аномальним вмістом граничних жирних кислот – по ріпаковій олії (РО, № 1) з мінімальним серед аналізованих олій граничних жирних кислот (4,34%), по бавовняному маслу (БО, № 10) з максимальним вмістом цих кислот (29,22%), а також по маслу рослини крамбі (КрО, № 11) з аномальним вмістом ерукової олії (58,51%).

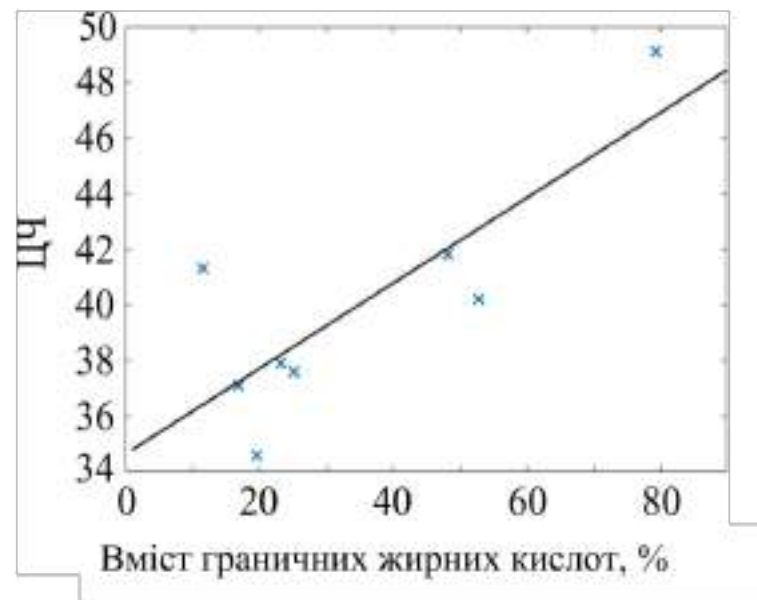


Рисунок 3.7. Залежність ЦЧ рослинних олій від вмісту в них олеїнової кислоти  $C_{ж.к.ол.}$  (експериментальні дані таблиць 3.4 та 3.5 показані точками, пряма лінія – апроксимація)

З допомогою методу найменших квадратів за даними рис. 3.7 проведено апроксимацію залежності  $ЦЧ=f(C_{ж.к.ол.})$ . Апроксимуюча пряма цієї залежності описується формулою:

$$ECN = 15,34 \times C_{C18:1} + 34,64, \quad (3.10)$$

де ECN - розрахункове значення ЦЧ рослинної олії;

$C_{C18:1}$  - концентрація у ньому олеїнової кислоти.

Проведений кореляційний аналіз залежності  $ЦЧ=f(C_{ж.к.ол.})$  підтвердив наявність досить тісної кореляційної залежності між цими параметрами – коефіцієнт кореляції між ЦЧ досліджених олій та вмістом олеїнової кислоти в них  $C_{ж.к.ол.}$  становив  $R=0,81$  (коефіцієнт детермінації –  $R^2=0,66$ ).

Як третій параметр, пов'язаний з цетановим числом ЦЧ досліджуваних масел, розглянута температура їх займання в закритому тиглі, що визначається відповідно до стандарту *ASTM D93*. Для розгляду взаємозв'язку між ЦЧ рослинних олій та їх температурою займання  $T_{займ.}$ . На рис. 3.8 нанесено вісім точок, що відповідають рослинним маслам № 1, 3-5, 7-9 і 11 у

таблицях 3.4 та 3.5. (СШО, № 2) із вмістом лінолевої кислоти, рівним 73,73%, за кукурудзяною олією (КукО, № 6) із вмістом цієї кислоти, рівним 60,60%, а також за бавовняною олією (БО, № 10) з мінімальним вмістом ненасичених жирних кислот, рівним 70,78%.

З використанням методу найменших квадратів та даних рис. 3.8 проведена апроксимація залежності ЦЧ =  $f$  ( $T_{\text{займ.}}$ ) прямою лінією, аналітичний вираз для якої має вигляд:

$$\text{ECN} = 0,2552 \times T_{AL} - 25,88, \quad (3.11)$$

де ECN - розрахункове значення ЦЧ рослинної олії;

$T_{AL}$  - температура займання цієї олії, °C.

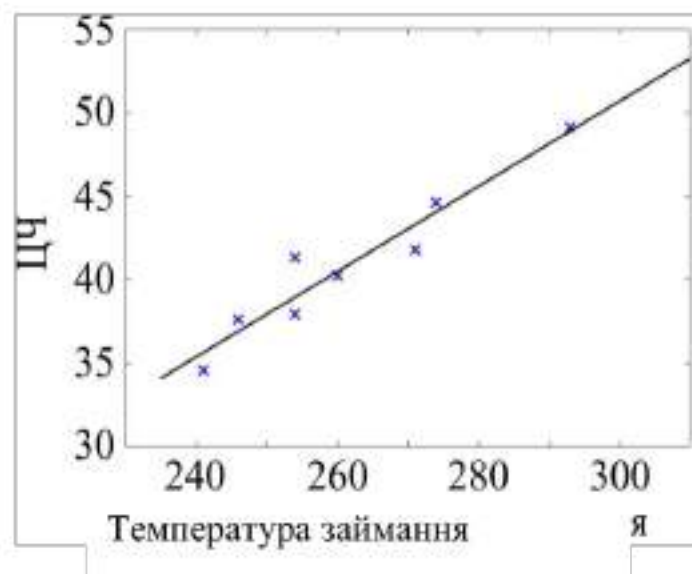


Рисунок 3.8. Залежність ЦЧ рослинних олій від температури їх займання  $T_{\text{займ}}$  (експериментальні дані таблиць 3.4 та 3.5 показані точками, пряма лінія – апроксимація)

Під час проведення кореляційного аналізу залежності ЦЧ =  $f$  ( $T_{\text{займ.}}$ ) одержано коефіцієнт кореляції цієї залежності, що дорівнює  $R=0,96$  (коефіцієнт детермінації –  $R^2=0,92$ ). Високе значення коефіцієнта кореляції свідчить про дуже тісну залежність ЦЧ рослинних олій від температури їх займання.

Аналізу займистості різних палив у КЗ дизелів присвячено низку публікацій. Зокрема, публікації [16, 20] присвячені аналітичним та експериментальним дослідженням займистості біопалив в умовах КЗ дизелів, у тому числі дослідженням цетанового числа біопалив, включаючи рослинні олії. В роботі [13] досліджено залежність ЦЧ від затримки займання  $\tau_d$  у бомбі згоряння постійного об'єму для еталонного палива (сумішей гексадекану та 2,2,4,4,6,8,8-гептаметилнонану з різною концентрацією цих компонентів). Отримано залежність ЦЧ від  $\tau_d$ , визначеної в цій бомбі:

$$ECN = 38.07(\tau_d - 0.35)^{-0.6484} \quad (3.12)$$

Після цього в роботі [17] були виміряні затримки займання тригліцеридів у цій бомбі та розраховані значення ЦЧ, наведені в таблиці 3.6. Для прогнозування ЦЧ рослинних олій на основі ЦЧ тригліцеридів була запропонована багатофакторна залежність ЦЧ рослинних олій від вмісту в них основних тригліцеридів. З урахуванням вкладу основних тригліцеридів ця залежність виражена такою формулою:

$$ECN = \sum_i ECN_i \times C_i + ECN_o \times C_o + D \times C_{usa} \times C_{sa}, \quad (3.13)$$

де  $C_i$  - Концентрація основного і-го тригліцериду;

$ECN_i$  - Наведене ЦЧ цього тригліцериду;

$C_o$  - концентрація групи неосновних тригліцеридів (тобто тригліцеридів з жирними кислотами С 14:0, С 20:0, С 22:0 та С24:0);

$ECN_o$  - наведене ЦЧ групи неосновних тригліцеридів;

$C_{usa}$  - концентрація тригліцеридів з ненасиченими жирними кислотами;

$C_{sa}$  - концентрація тригліцеридів з граничними жирними кислотами;

$C_{sa}$  D – константа.

З використанням методу найменших квадратів проведено калібрування наведених значень ЦЧ для рослинних олій № 2 - № 4, № 7, № 9, № 10, які складаються тільки з жирних кислот С 16:0, С18:0, С 18:1, С 18:2, С18:3. Після цього з використанням отриманих наведених значень ЦЧ для основних

тригліцеридів (крім TG 21:1) та даних про жирнокислотний склад для всіх 11 видів рослинних олій таблиць 3.4 та 3.5 визначено наведене значення ЦЧ для TG 21:1, наведене значення ЦЧ групи неосновних тригліцеридів  $ECN_0$  та константа D.

Отримані значення цих параметрів представлені таблиці 3.6.

Таблиця 3.6. Розрахункові значення ЦЧ тригліцеридів, наведені значення ЦЧ тригліцеридів та константи D

Умовна формула тригліцеридів	Затримка спалаху, мс	Розрахункове значення ЦЧ	Наведене значення ЦЧ
TG 16:0	1,96	89	88,89
TG 18:0	1,98	85	85,02
TG 18:1	2,45	45	44,47
TG 18:2	2,94	32	34,22
TG 18:3	3,85	23	24,47
TG 21:1	-	-	48,47
Неосновні тригліцериди TG 14:0, TG 20:0, TG 22:0, TG 24:0	-	-	84,03
Константа D			-43,41

На рис. 3.9 представлено порівняння розрахованих за багатофакторною залежністю значень ЦЧ для рослинних олій таблиць 3.4 та 3.5 з експериментальними даними щодо ЦЧ цих рослинних олій.

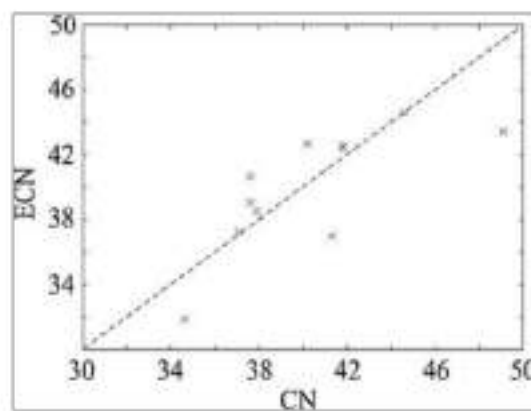


Рисунок 3.9. Порівняння експериментальних даних щодо ЦЧ рослинних олій таблиць 3.4 та 3.5 (вісь абсцис) і розрахованих за багатофакторною залежністю значень ЦЧ для цих олій (вісь ординат)

В таблиці 3.7 представлені значення густини кореляції отриманих залежностей для цетанового числа рослинних олій. Найбільшою щільності кореляція має залежність ЦЧ рослинних олій від температур їх запалення в закритому тиглі – залежність  $\text{ЦЧ}=f(T_{\text{займ.}})$  з коефіцієнтом детермінації  $R^2=0,92$ . Порівняно щільною кореляцією має залежність ЦЧ від вмісту в рослинних оліях олеїнової кислоти – залежність  $\text{ЦЧ}=f(C_{\text{ж.к.ол.}})$  з коефіцієнтом детермінації  $R^2=0,66$ . Найменшу щільність кореляції має залежність ЦЧ від вмісту у рослинних оліях граничних жирних кислот – залежність  $\text{ЦЧ}=f(C_{\text{ж.к.гр.}})$  з коефіцієнтом детермінації  $R^2=0,48$ . Багатофакторна кореляція ЦЧ із вмістом у біопаливі основних тригліцеридів характеризується коефіцієнтом детермінації  $R^2=0,53$ . Слід також зазначити, що ця методика є складнішою порівняно із запропонованими іншими методиками оцінки ЦЧ рослинних олій.

Таблиця 3.7. Щільність кореляції залежностей ЦЧ від різних показників

Показник оцінки	Значення ЦЧ, як функції від різних показників			
	$f(C_{\text{ж.к.гр.}})$	$f(C_{\text{ж.к.ол.}})$	$F(T_{\text{восп.}})$	$f(C_i, C_0, C_{USA}, C_{SA})$
Коефіцієнт детермінації $R^2$	0,48	0,66	0,92	0,53
Максимальне абсолютне відхилення	3,22	4,89	2,36	5,7
Максимальне відносне відхилення $\frac{\Delta_{\text{max}}}{\text{...}}$ , %	7,88	11,84	5,71	11,61
Середнє абсолютне відхилення $AAD$	1,46	1,79	0,95	1,99

Розроблена методика порівняльного аналізу критеріїв займистості рослинних олій у камері згоряння дизеля застосовна і для інших рослинних олій, що мають жирнокислотний склад, близький до жирнокислотного складу рослинних олій, досліджених у роботах [11, 15, 17] та в підрозділі 2.3.

## Розділ 4 ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ВУГЛЕЦЕВИХ НАНОТРУБОК В ЯКОСТІ ЕКОЛОГІЧНОЇ ДОБАВКИ ДО НАФТОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА

### 4.1 Наноструктури, їх виробництво та сфери застосування

Як зазначено у підрозділі 1.3, сучасний етап розвитку техніки характеризується бурхливим впровадженням нанотехнологій. Це зумовлене тим, що застосування об'єктів та матеріалів у нанометровому масштабі дозволяє отримувати ефекти, які за традиційних підходів недосяжні. Використання наноструктур, властивості яких значно відрізняються від об'ємних властивостей речовини, дозволяє створювати досконаліші технології.

До вуглецевих наноматеріалів відносяться вуглецеві нановолокна (ВНВ) та вуглецеві нанотрубки (ВНТ) [9]. Вони утворюються при термічному розкладанні вуглеводнів, при диспропорціонуванні монооксиду вуглецю на поверхні Fe-, Co-, Ni-містких каталізаторів, при випаровуванні графіту в електричній дузі.

Вуглецева (графенова) нанотрубка є надзвичайно тонким згорнутим листом графена (модифікація вуглецю, утворена шаром атомів вуглецю товщиною в один атом). Вуглецеві нанотрубки зазвичай є наноструктурами з периферійним діаметром від 1 до 15 нм і довжиною від 1 до 40 мкм. Загалом розміри ВНТ змінюються у ширшому діапазоні. Діаметр для одностінної вуглецевої нанотрубки становить від 0,1 до 10 нм, для багатостінної вуглецевої нанотрубки він може бути до кількох сотень нанометрів залежно від кількості шарів та їх методу отримання. Довжина ВНТ нанотрубок вибирається в залежності від їх призначення та способу використання. Технологія здобуття ВНТ постійно розвивається. Тому ці значення у майбутньому змінюватимуться. Теоретично діаметр ВНТ можна визначити за допомогою формули:

$$D = \frac{\sqrt{3}d_o}{\pi} \sqrt{m^2 + n^2 + mn} \quad (4.1)$$



де  $d_0$  – відстань між сусідніми атомами у графені (0,1421 нм);  
 $m, n$  – індекси хіральності нанотрубки (є цілими числами).

На рис. 4.1 показано деякі структури нанотрубок.

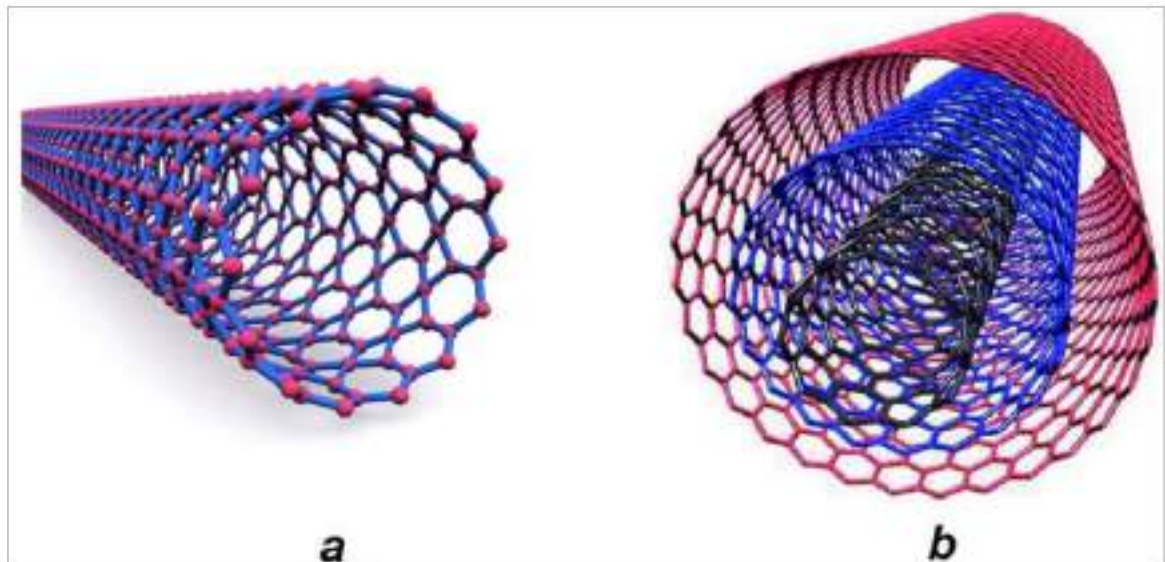


Рисунок 4.1. Структури ВНТ:  
 а – одностінна ВНТ; б – багатостінна ВНТ

У зв'язку з можливістю застосування ВНТ у різних галузях техніки та технологій із досягненням значних позитивних ефектів обсяги виробництва цих наноструктур безперервно збільшуються. Лідерами на ринку вуглецевих нанотрубок є США (*Carbon Nanotechnologies, Hyperion Catalysis, Ebay, NanoLab, CarboLex, MER, Tailored Materials Corp., SweNT*), Канада (*Raymor Industries Inc.*), Франція (*Nanoledge, CNRI, Arkemamas*), Англія (*Thomas Swan, Dynamics Lab.*), Німеччина (*Bayer*), Бельгія (*Nanocyl SA*), Норвегія (*n-TEC*), Греція (*Nanothinx*), Кіпр (*Rossetter Holdings Ltd.*), Японія (*Mitsui and Co.*), Китай (*Shenzen Nanotech Port Co.*).

Вуглецеві нанотрубки мають унікальні фізичні властивості. Ключова перевага графенових нанотрубок у порівнянні з іншими добавками пов'язана з тим, що добавка всього 0,01 % ВНТ в основний матеріал радикально змінює деякі питомі властивості матеріалів. Морфологія та велика адсорбційна поверхня дозволяють розглядати ВНТ як ефективні посилювальні та

функціональні наповнювачі композитів, каталізатори та носії каталізаторів, сорбенти, акумулятори водню для паливних систем ДВЗ нового покоління тощо. Вуглецеві матеріали успішно використовуються у гумотехнічній, лакофарбовій, електротехнічній та атомній промисловості. Композити, армовані вуглецевими наноструктурами, широко застосовуються у космонавтиці, автомобіле-, літако- та суднобудуванні. З використанням ВНТ виготовляють жароміцні покриття та хімічну апаратуру. Висока сумісність вуглецю з тканинами живого організму зумовлює застосування ВНТ у медицині.

#### 4.2 Вуглецеві нанотрубки як екологічна присадка до нафтового дизельного палива та їх властивості

Серед вуглецевих нанотрубок, що виробляються в Україні, слід виділити ВНТ серії «Тауніт», вироблені ТОВ «НаноТехЦентр» і являють собою квазіодномірні, наномасштабні, ниткоподібні утворення полікристалічного графіту переважно циліндричної форми із внутрішнім каналом. Вуглецеві нанотрубки серії «Тауніт» випускаються у вигляді порошку (ВНТ «Тауніт», «Тауніт-М», «Тауніт-МД»), а також «розчинені» у воді (до 0,2%), у диметилацетаміді (до 0,5%), низці інших «Розчинниках», модифіковані поліаніліном (зміст поліаніліна 20-90 мас. %) та інших. У таблиці 4.1 наведено властивості ВНТ серії «Тауніт» [8], але на рис. 4.2 - фотографія ВНТ типу "Тауніт".

Таблиця 4.1. Фізичні властивості вуглецевих нанотрубок серії «Тауніт»

Характеристика	Тауніт	Тауніт-М	Тауніт-МД
Зовнішній діаметр, нм	20-50	10-30	8-30
Внутрішній діаметр, нм	10-20	5-15	5-15
Довжина, мкм	більше 2	більше 2	більше 20
Загальна кількість домішок, %			
- початкове	менше 10	менше 5	менше 5
- після очищення	менше 1	менше 1	менше 1
Питома поверхня, м <sup>2</sup> /г	понад 160	понад 270	понад 270
Насипна щільність, г/см <sup>3</sup>	0,3-0,6	0,025-0,06	0,3-0,6



Таблиця 4.2. Вуглецеві нанотрубки, вироблені компанією *Timesnano*

Тип	Назва	Ціна, доларів США за 1 кг	Периферійний діаметр, нм	Довжина, мкм	Ступінь чистоти, wt%
<i>TNIM1</i>	Багатостінні вуглецеві нанотрубки промислового призначення ( <i>Industrial Grade Multi-walled Carbon Nanotubes</i> )	166 (при замовленні від 1 до 10 кг); 83 (при замовленні від 10 до 100 кг)	5-15	10-30	понад 95%
<i>TNIM16</i>	Багатостінні вуглецеві нанотрубки промислового призначення.	166 (при замовленні від 1 до 10 кг); 66 (при замовленні від 10 до 100 кг)	5-10	20-40	понад 95%
<i>TNIM19 0F</i>	Багатостінні вуглецеві нанотрубки промислового призначення.	1000 (при замовленні від 0,5 до 1 кг); 700 (при замовленні більше 1 кг)	5-11	10-20	понад 95%
<i>TNMO</i>	Багатостінні вуглецеві нанотрубки високої чистоти	5000 (при замовленні менше 50 г); 3500 (при замовленні від 50 до 500 г)	4-6	11-20	понад 98%
<i>TNSM0</i>	Короткі багатостінні вуглецеві нанотрубки високої чистоти	10000 (при замовленні менше 50 г); 8500 (при замовленні від 50 до 500 г)	4-6	0,5-2	понад 98%
<i>TNIS</i>	Одностінні вуглецеві нанотрубки промислового призначення	25000 (при замовленні менше 50 г); 20000 (при замовленні зє від 50 до 500 г)	1-2	5-30	60%
<i>TNS</i>	Короткі одностінні вуглецеві нанотрубки високої чистоти	65000 (при замовленні менше 50 г); 58000 (при замовленні зє від 50 до 500 г)	1-3	5-30	90%
<i>TNST</i>	Одностінні вуглецеві нанотрубки високої чистоти	85000	менше 2	6-30	95%

Таблиця 4.3. Фізичні властивості вуглецевих нанотрубок типу *TNIM1*

Властивості	Розмірність	Значення	Метод визначення
Периферійний діаметр	Нм	5-15	<i>HRTEM, Raman</i>
Ступінь чистоти	wt%	>95%	<i>TGA &amp; TEM</i>
Довжина	Мкм	10-30	<i>TEM</i>
Питома поверхність	м <sup>2</sup> /г	220-300	<i>BET</i>
Зольність	wt%	<3%	<i>TGA</i>
Щільність утряски	г/см <sup>3</sup>	0,094	-

Примітка: периферійний діаметр – outer diameter; щільність утряски – *taped density*

На рис. 4.4 наведено деякі теплофізичні властивості досліджуваних нанотрубок. При аналізі властивостей досліджуваних ВНТ проведено диференціальний термічний аналіз (*DTA*), що полягає в записі різниці температур між зразком і еталоном у температурному інтервалі, що дозволяє, і дозволяє реєструвати фазові перетворення у зразку. Диференційний запис різниці температур проводився за допомогою двох термопар. Як еталонний зразок використана речовина з близькими до досліджуваних ВНТ значеннями теплоємності та теплопровідності, яка в досліджуваному інтервалі температур не зазнає жодних структурних та фазових змін. Різниця температур, що виникає при одночасному нагріванні досліджуваного та еталонного зразків, між ними обумовлюється екзо- або ендотермічними реакціями в досліджуваному зразку. Проведено також термогравіметричний аналіз (*TG*), при якому реєструється зміна маси зразка в залежності від температури. При цьому вимірюється маса досліджуваної навішування речовини за зміни її температури. Результатом аналізу є *TG*-криві – залежність маси навішування від температури або часу. Для інтерпретації результатів *TG*-аналізу проведено обробку *TG*- характеристик. Зокрема, похідна від *TG*-сигналу (швидкість зміни маси), що подається кривою *DTA*, дозволяє встановити момент часу або температуру, при якій зміна ваги відбувається найбільш швидко.

Велика адсорбційна поверхня, високий коефіцієнт дифузії, виражені каталітичні властивості дозволяють використовувати ВНТ як екологічні присадки до нафтового ДП.

В багатьох роботах відзначається можливість зниження димності ВГ при додаванні ВНТ в рідкі палива [12, 15]. Таке зниження димності ВГ пояснюється тим, що ВНТ мають високий коефіцієнт дифузії та велике відношення поверхні до об'єму. У зв'язку з цим наявність нанотрубок у нафтовій ДП дозволяє прискорити процеси сумішоутворення та згоряння палива, скоротити період затримки займання та тривалість згоряння, що сприятливо позначається на димності ВГ.

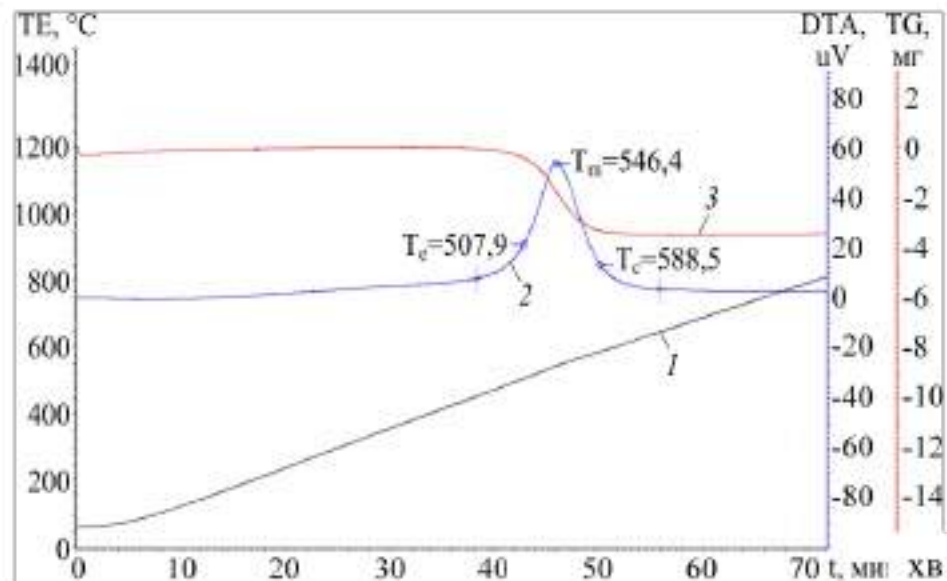


Рисунок 4.4. Теплофізичні властивості досліджуваних ВНТ –  $TE$ -,  $TG$ - та  $DTA$ - характеристики:

1 – температура зразка в стаціонарному стані ( $T_e$ ); 2 – диференціальний термічний аналіз ( $DTA$ ); 3 – термогравіметричний аналіз ( $TG$ ).

Характеристики отримані під час нагрівання зразка з певною швидкістю.

$\mu V$  – розгортка електричного сигналу в часі

При додаванні ВНТ до нафтової ДП відзначено тенденцію зниження емісії оксидів азоту  $NO_x$ . При цьому викид  $NO_x$  зростає зі збільшенням навантаження двигуна, що обумовлено зростанням температур згоряння та швидкостей розповсюдження полум'я при збільшенні кількості палива, що подається в КЗ дизеля. Це пояснюється тим, що така добавка збільшує теплопровідність палива, підвищує його цетанове число, скорочує ПЗЗ. В результаті відмічається зниження температури згоряння та скорочення його тривалості, що призводить до зменшення емісії  $NO_x$ .

У ряді робіт відзначено тенденцію зниження вмісту в ВГ продуктів неповного згоряння палива – монооксиду вуглецю  $C_{CO}$  та легких незгорілих вуглеводнів при роботі на рідких паливах з додаванням ВНТ [19, 21]. Це зумовлено тим, що добавка ВНТ підвищує реакційну здатність палива та сприяє більш повному згоранню.

Проведені дослідження показали, що присадка ВНТ до рідкого ДП

призводить до прискорення процесів тепло- та масообміну, підвищення реакційної активності такого сумішевого палива, що дозволяє покращувати якість процесів сумішоутворення та згоряння, скоротити період затримки займання, та тривалість процесу згоряння. Підвищена якість згоряння палива також дозволяє покращити екологічні показники енергоустановок. У зв'язку з цим використання ВНТ як екологічної та енергетичної присадки до нафтового ДП є досить перспективним для транспортної та стаціонарної енергетики. Водночас у зазначених роботах досліджено паливо з порівняно невеликими концентраціями присадок нанотрубок (до 300 ppm). У запропонованому дослідженні розглянуто можливість значно більшої добавки ВНТ до нафтового ДП (до 500 мг/л). При цьому досліджено згадані вище нанотрубки типу *TNIMI* компанії *Timesnano*.

#### **4.3 Експериментальні дослідження дизеля під час його роботи на нафтовому дизельному паливі з добавками вуглецевих нанотрубок**

Проведений аналіз підтвердив можливість поліпшення експлуатаційних показників дизелів при додаванні в рідкі палива вуглецевих нанотрубок. Для визначення параметрів та характеристик дизеля, що працює на нафтовому ДП з присадкою ВНТ, проведено його дослідження на експериментальному стенді. При створенні цього стенду використана дизель-генераторна установка (ДГУ), що серійно випускається на Київському моторному заводі (КМЗ), що виробляє змінний електричний струм. Його основним елементом був дизель без наддуву типу Д-243 (4 ч 11/12,5). Докладніший опис моторного стенду, його вимірювальної апаратури та точності вимірювань параметрів двигуна наведено в розділі 3.4.

При випробуваннях використовувалося нафтове ДП марки «Л», яке додавалися вуглецеві нанотрубки типу *TNIMI* компанії *Timesnano*. Причому добавка ВНТ у нафтовий ДП становила від 0 (чисте ДП) до 500 мг/л. При замовленні від 10 до 100 кг вартість цих ВНТ на ринку складає 83 долари США за 1 кг. При додаванні в 1 літр ДП 500 мг нанотрубок вартість такої добавки

склала приблизно 1,6 грн.

Слід зазначити, що з приготуванні сумішей нафтового ДП з ВНТ ці два компоненти погано змішуються. Для їх змішування використано ультразвукову ванну типу Skymen JP-040S. Вона призначена для ультразвукового очищення від нагару, жирових та механічних забруднень деталей різної конфігурації зі сталі, кольорових металів та неметалічних матеріалів, у тому числі – для промивання прецизійних деталей паливної апаратури дизелів після їх виготовлення або ремонту (рис. 4.5). Після змішування ДП з ВНТ утворюється стійка однорідна суміш темно-коричневого кольору (рис. 4.6).

Оскільки досліджувані ВНТ мали розміри (довжина – до 30 мкм), порівняні з розмірами частинок, затримуваних фільтром тонкого очищення штатної системи паливоподачі досліджуваного дизеля, при його випробуваннях на сумішах ДП з ВНТ фільтри грубої та тонкої очистки були відключені.



Рисунок 4.5. Ультразвукова ванна, використана для приготування сумішей нафтового ДП з ВНТ





Рисунок 4.6. Вихідна нафтового ДП (а) та суміш нафтового ДП з ВНТ із вмістом останніх 250 мг/л, приготовленої в ультразвуковій ванні (б)

На моторному стенді дизель Д-243 досліджено на режимах граничної регуляторної характеристики, що формується регулятором при частоті обертання колінчастого валу  $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ , які є штатними режимами ДГУ, що виробляє змінний електричний струм. Цей струм задовольняв вимоги до струму промислових мереж. Нахил регуляторної характеристики (її статизм  $\delta$ ) дизеля дорівнював  $\delta = 7\%$ . При випробуваннях статичний кут випередження впорскування палива дорівнював  $\theta = 13^\circ$  повороту колінчастого валу до верхньої мертвої точки. У зв'язку з тим, що добавки ВНТ до нафтового ДП не перевищували 500 мг/л, що становить менше одного відсотка за масою ДП, було прийнято, що теплотворна здатність сумішевого палива незмінна і дорівнює  $H_U = 42,5 \text{ МДж/кг}$ .

При випробуваннях дизеля на нафтовому ДП з різними добавками ВНТ підтримувалася сталість швидкісного та навантажувального режиму роботи дизеля. Номінальний режим роботи (режим максимальної потужності)

відповідав частоті обертання колінчастого валу  $n=1480 \text{ хв}^{-1}$  та потужності дизеля  $N_e=36,8 \text{ кВт}$ . На режимі з повним навантаженням годинна витрата нафтового ДП складала близько  $10 \text{ кг/год}$ .

Отримані результати випробувань дизеля Д-243 (таблиця 4.4) свідчать про те, що в міру збільшення добавки ВНТ до нафтового ДП її вплив на питому ефективну витрату палива збільшується. При цьому на режимах з великими навантаженнями відмічено порівняно слабкий вплив добавки ВНТ до нафтового ДП на показники паливної економічності. Зокрема, на режимі максимальної потужності збільшення вмісту ВНТ у нафтовому ДП від  $0$  до  $500 \text{ мг/л}$  призводить до зменшення питомої ефективної витрати палива  $g_e$  з  $273,6$  до  $273,4 \text{ г/(кВт·год)}$ , що знаходиться в межах точності визначення цього параметра.

При роботі двигуна на сумішевому паливі, що містить  $500 \text{ мг/л}$  ВНТ, і навантаженні  $12,3 \text{ кВт}$ ,  $23,2 \text{ кВт}$  і  $36,8 \text{ кВт}$  питома ефективна витрата палива складала відповідно  $372,4 \text{ г/(кВт·год)}$ ,  $292,2 \text{ г/(кВт·год)}$  та  $273,4 \text{ г/(кВт·год)}$ . При використанні чистого ДП ця витрата дорівнювала  $381,3 \text{ г/(кВт·год)}$ ,  $297,4 \text{ г/(кВт·год)}$  та  $274,2 \text{ г/(кВт·год)}$ , відповідно. Таким чином, додавання до нафтової ДП  $500 \text{ мг/л}$  нанотрубок дозволило знизити питому ефективну витрату на  $0,3 \%$  на режимі з повним навантаженням ( $N_e = 36,8 \text{ кВт}$ ), на  $1,8\%$  на режимі з  $N_e = 23, 2 \text{ кВт}$ , на  $2,3\%$  у режимі з  $N_e = 12,3 \text{ кВт}$ .

При випробуваннях дизеля відзначено тенденцію покращення показників токсичності ВГ при додаванні ВНТ у нафтовому ДП. Найбільший вплив добавка ВНТ надає димність ВГ. На режимі максимальної потужності збільшення вмісту ВНТ у нафтовому ДП від  $0$  до  $500 \text{ мг/л}$  призводило до зменшення димності ВГ від  $26,0$  до  $11,2 \%$  за шкалою Хартриджа (таблиця 4.4 та рис. 4.7), тобто більш ніж у два рази. На режимах зі знизеним навантаженням вплив добавки ВНТ до нафтового ДП на димність ВГ знижувався.

При додаванні ВНТ до нафтового ДП емісії найбільш значущого газоподібного токсичного компонента ВГ – оксидів азоту знижується (таблиця

4.5 та рис. 4.7). Найбільше зменшення вмісту оксидів азоту в ВГ  $C_{NOx}$  досліджуваного дизеля відмічено на режимі максимальної потужності при зростанні вмісту ВНТ у нафтовому ДП від 0 до 500 мг/л. При цьому концентрація  $C_{NOx}$  у ВГ знизилася від 1763 до 1670 ppm (на 5,3%). Залежно від режиму роботи дизеля, таке зниження вмісту оксидів азоту в ВГ змінювалося в діапазоні від 2,5 до 8,0%.

Таблиця 4.4. Частота обертання валу двигуна  $n$ , ефективна потужність  $N_e$ , годинні витрати палива  $G_T$ , повітря  $G_{повіт}$ , коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ , питома ефективна витрата палива  $g_e$ , димність ВГ  $K_X$  дизеля Д-243

Робота на нафтовому дизельному паливі							
№ режимів	$n, \text{хв}^{-1}$	$N_e, \text{КВт}$	$G_T, \text{кг/год}$	$G_{повіт}, \text{кг/год}$	$\alpha$	$g_e, \text{г/(кВт} \cdot \text{год)}$	$K_X, \%$ (Хартрідж)
1	1480	36,8	10,09	212	1,47	274,2	26,0
2	1510	23,2	6,90	216	2,19	297,4	7,3
3	1540	12,3	4,69	220	3,28	381,3	4,5
4	1590	0	2,52	228	6,33	-	2,4
Робота на нафтовому дизельному паливі з добавкою 125 мг/л нанотрубок							
№ режимів	$n, \text{хв}^{-1}$	$N_e, \text{КВт}$	$G_T, \text{кг/год}$	$G_{повіт}, \text{кг/год}$	$\alpha$	$g_e, \text{г/(кВт} \cdot \text{год)}$	$K_X, \%$ (Хартрідж)
1	1480	36,8	10,07	211	1,47	273,6	17,2
2	1510	23,2	6,85	216	2,21	295,3	6,5
3	1540	12,3	4,65	220	3,31	378,0	4,1
4	1590	0	2,48	228	6,43	-	2,2
Робота на нафтовому дизельному паливі з добавкою 250 мг/л нанотрубок							
№ режимів	$n, \text{хв}^{-1}$	$N_e, \text{КВт}$	$G_T, \text{кг/год}$	$G_{повіт}, \text{кг/год}$	$\alpha$	$g_e, \text{г/(кВт} \cdot \text{год)}$	$K_X, \%$ (Хартрідж)
1	1480	36,8	10,06	211	1,47	273,4	13,8
2	1510	23,2	6,80	215	2,21	293,1	6,0
3	1540	12,3	4,60	219	3,33	374,0	3,7
4	1590	0	2,48	227	6,40	-	2,1
Робота на нафтовому дизельному паливі з добавкою 500 мг/л нанотрубок							
№ режимів	$n, \text{хв}^{-1}$	$N_e, \text{КВт}$	$G_T, \text{кг/год}$	$G_{повіт}, \text{кг/год}$	$\alpha$	$g_e, \text{г/(кВт} \cdot \text{год)}$	$K_X, \%$ (Хартрідж)
1	1480	36,8	10,06	210	1,46	273,4	11,2
2	1510	23,2	6,78	214	2,21	292,2	5,6
3	1540	12,3	4,58	219	3,34	372,4	3,4
4	1590	0	2,46	227	6,45	-	2,0

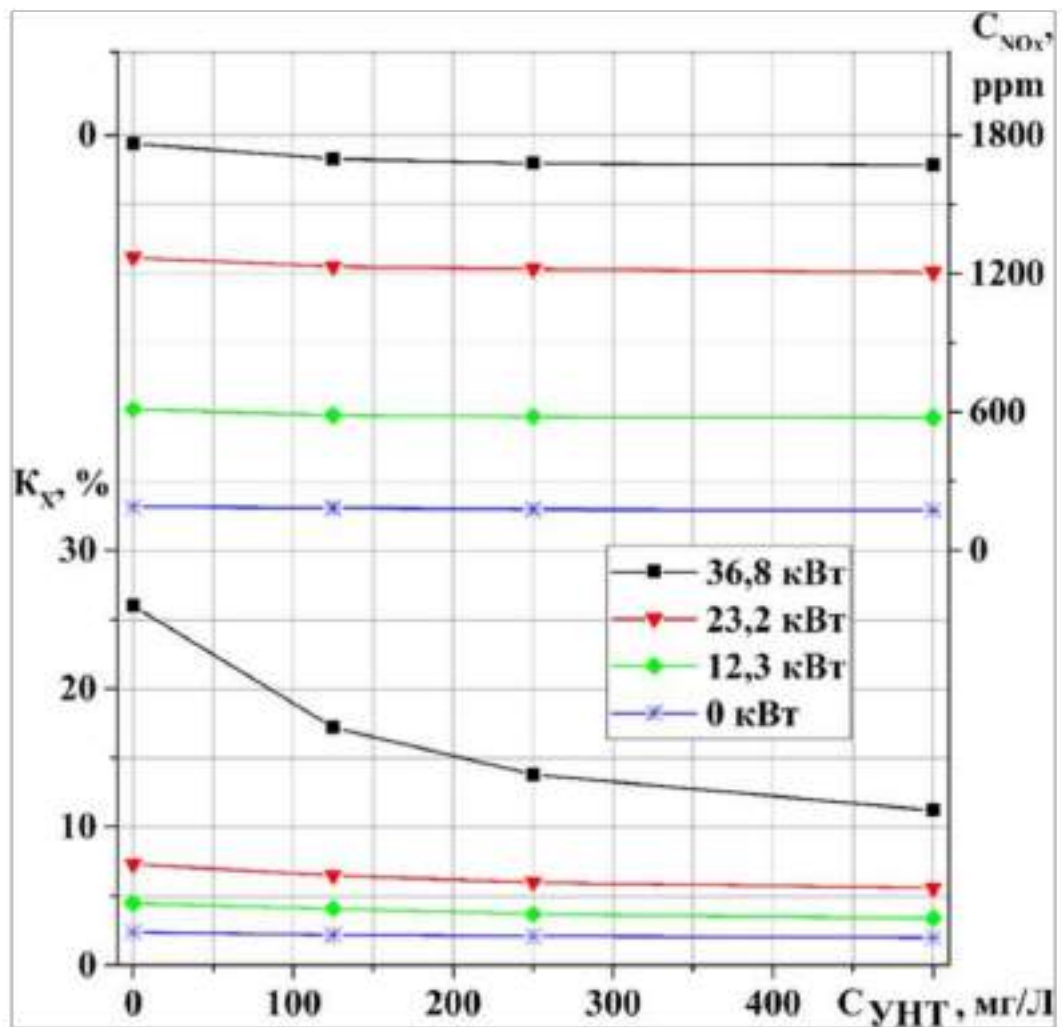


Рисунок 4.7. Залежність димності ВГ  $K_x$  та об'ємних концентрацій у ВГ оксидів азоту  $C_{NOx}$  від вмісту ВНТ у нафтовому ДП за різної ефективної потужності  $N_e$  дизеля Д-243, що працює на режимах регуляторної характеристики при  $n_{ном}=1500$  хв<sup>-1</sup>

Отримані експериментальні дані свідчать про те, що добавка ВНТ до нафтового ДП слабо впливає на вміст в ВГ монооксиду вуглецю  $C_{CO}$  і легких вуглеводнів, що не згоріли,  $C_{CHx}$  (таблиця 4.5). Зазвичай зі збільшенням навантаження роботи двигуна викид монооксиду вуглецю знижується [8]. Це пов'язано з підвищеною швидкістю реакції окислення монооксиду вуглецю при збільшенні температури згорання, яка підвищується з збільшенням кількості палива. При додаванні ВНТ до нафтового ДП найбільшого ефекту зниження вмісту монооксиду вуглецю в ВГ досягнуто на режимі холостого ходу при  $n=1590$  хв<sup>-1</sup>. У цьому режимі додавання в нафтове ДП 500 мг/л ВНТ

дозволило знизити  $C_{CO}$  з 0,020 до 0,015%, тобто. на 25%. На режимі з повним навантаженням добавка ВНТ до нафтового ДП практично не впливає на викид CO.

Таблиця 4.5. Частота обертання валу двигуна  $n$ , ефективна потужність  $N_e$ , об'ємні концентрації кисню  $C_{O_2}$ , діоксиду вуглецю  $C_{CO_2}$ , оксидів азоту  $C_{NOx}$ , монооксиду вуглецю  $C_{CO}$ , вуглеводнів  $C_{CHx}$  в ВГ дизелі Д-243

Робота на нафтовому дизельному паливі							
№ режимів	$n, \text{хв}^{-1}$	$N_e, \text{КВт}$	$C_{O_2}, \%$	$C_{CO_2}, \%$	$C_{NOx}, \text{ppm}$	$C_{CO}, \%$	$C_{CHx}, \text{ppm}$
1	1480	36,8	7,74	9,59	1763	0,013	9
2	1510	23,2	12,47	5,96	1270	0,014	9
3	1540	12,3	15,67	3,73	612	0,015	10
4	1590	0	18,31	1,80	189	0,020	10
Робота на нафтовому дизельному паливі з добавкою 125 мг/л нанотрубок							
1	1480	36,8	7,80	9,58	1697	0,013	10
2	1510	23,2	12,63	5,74	1230	0,013	10
3	1540	12,3	15,70	3,60	585	0,014	10
4	1590	0	18,33	1,78	184	0,015	9
Робота на нафтовому дизельному паливі з добавкою 250 мг/л нанотрубок							
1	1480	36,8	7,88	9,55	1678	0,014	10
2	1510	23,2	12,70	5,65	1220	0,014	10
3	1540	12,3	15,72	3,54	580	0,014	11
4	1590	0	18,34	1,76	178	0,015	10
Робота на нафтовому дизельному паливі з добавкою 500 мг/л нанотрубок							
1	1480	36,8	7,90	9,50	1670	0,013	10
2	1510	23,2	12,83	5,65	1205	0,013	10
3	1540	12,3	15,72	3,23	575	0,014	10
4	1590	0	18,34	1,72	174	0,015	11

Примітка: вказано об'ємний відсотковий вміст компонентів ВГ; ppm- мільйонні об'ємні частки  $C_{NOx}$ ,  $C_{CO}$ ,  $C_{CHx}$ .

Викиди легких вуглеводнів, що не згоріли, з ВГ досліджуваного дизеля слабо залежать від вмісту вуглецевих нанотрубок у сумішевому паливі. При цьому слід відзначити дуже низький викид цього токсичного компонента з ВГ дизелю, що досліджується, що становить 9-11 ppm.

## Розділ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Мінімізація імовірності виникнення виробничого травматизму та захворювань при забезпеченні регламентованих параметрів умов праці є головним завданням охорони праці.

Неналежний стан охорони праці може викликати соціально-економічні проблеми працівників і їх родин. Тому соціально-економічне значення охорони праці полягає у: підвищенні продуктивності праці, збільшенні валового внутрішнього продукту, скороченні виплат за лікарняними і компенсаційних виплат за важкі умови праці тощо.

У даному розділі наводиться розгляд небезпечних, шкідливих та уражаючих для працівника та навколишнього довкілля факторів, які утворюються під час проведення покращення роботи дизельних двигунів при використанні альтернативних видів палива на базі фермерського господарства «Нива». Тут висвітлюються, зокрема, технічні рішення з виробничої санітарії та гігієни праці, технічні рішення з безпеки під час проведення покращення роботи, безпека в надзвичайних ситуаціях.

Під час покращення роботи вказаного процесу на працівників впливають ті чи інші небезпечні та шкідливі виробничі фактори (НШВФ) фізичної та психофізіологічної груп згідно [31].

Фізичні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: понижена або підвищена температура повітря робочої зони, підвищений рівень шуму на робочому місці, підвищений рівень статичної електрики, недостатність або відсутність природного освітлення, недостатня освітленість робочої зони, відбита або пряма блискучість, підвищена яскравість світла.

Психофізіологічні НШВФ: нервово-психічні перевантаження: розумове перенапруження, монотонність праці, перенапруження аналізаторів.

## 5.1 Технічні рішення з виробничої санітарії та гігієни праці

### 5.1.1 Мікроклімат та склад повітря робочої зони

Під мікрокліматом виробничих приміщень розуміють клімат внутрішнього середовища цих приміщень, який визначається діючими на організм людини поєднаннями температури, вологості та швидкості руху повітря, а також інтенсивності теплового випромінювання.

Якщо з технічних чи економічних міркувань оптимальні норми не забезпечуються, то встановлюються допустимі величини показників мікроклімату.

Визначаємо для приміщення, де проводяться роботи з покращення роботи дизельних двигунів при використанні альтернативних видів палива на базі фермерського господарства «Нива», категорію важкості робіт за фізичним навантаженням – легка Іб.

Відповідно до [32] допустимі показники мікроклімату у робочій зоні для теплового та холодного періодів року приведені у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1. Нормовані допустимі показники мікроклімату [32]

Період року	Категорія робіт	Температура повітря, °С для робочих місць		Відносна вологість повітря, %	Швидкість руху повітря, м/с
		постійних	непостійних		
Холодний	Іб	20-24	17-25	75	≤0,2
Теплий	Іб	21-28	19-30	60 при 27°С	0,1-0,3

Розкид значень температури повітря вздовж висоти робочої зони допускається до 3°С. При опроміненні менше 25% поверхні тіла людини, нормована інтенсивність теплового опромінення складає 100 Вт/м<sup>2</sup>.

Повітря робочої зони не повинно містити шкідливих речовин з концентраціями вище гранично допустимих концентрацій (ГДК), які використовуються при проектуванні виробничих приміщень (будівель),

обладнання, технологічних процесів, вентиляцій, з метою контролю за якістю виробничого середовища. ГДК шкідливих речовин, що використовуються в даному виробничому приміщенні наведено в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2. Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони

Назва речовини	Параметр	Значення	Клас небезпеки
Спирт ізопропиловий	ГДК, мг/м <sup>3</sup>	10	3
Калію гідроксид	ГДК, мг/м <sup>3</sup>	0,5	2
Пил нетоксичний	ГДК, мг/м <sup>3</sup>	0,15	4
Іони p <sup>+</sup> , p <sup>-</sup>	число іонів в 1 см <sup>3</sup> повітря	50000	–

З метою забезпечення необхідних за нормативами показників мікроклімату та чистоти повітря робочої зони передбачено такі заходи:

1) у приміщенні повинна бути встановлена система кондиціонування для теплого і опалення для холодного періодів року;

2) застосування витяжної вентиляції, яка видаляє забруднення або нагріте повітря з приміщення, а також за допомогою неї контролюється швидкість руху повітря і вологість.

### 5.1.2 Виробниче освітлення

З метою створення гігієнічних раціональних умов на робочих місцях значні вимоги пред'являються до якісних та кількісних параметрів освітлення.

З точки зору задач зорової роботи в приміщенні, де проводяться роботи з покращення роботи дизельних двигунів при використанні альтернативних видів палива на базі фермерського господарства «Нива», згідно [33] визначаємо, що вони відносяться до III розряду зорових робіт. Вибираємо контраст об'єкта з фоном – великий, а характеристику фону – середню, яким відповідає підрозряд зорових робіт 2.



Нормативні значення коефіцієнта природного освітлення (КПО) та мінімальні значення освітленості для штучного освітлення приведені в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3. Нормативні значення коефіцієнта природного освітлення та мінімальні освітленості для штучного освітлення

Характеристика зорової роботи	Найменший розмір об'єкта розрізн., мм	Розряд зорової роботи	Підрозряд зорової роботи	Контраст об'єкта розрізнення з фоном	Характеристика фону	Освітленість для штучного освітлення, лк			КПО, %	
						комбіноване		загальне	Природне освітлення (бокове)	Суміщене освітлення (бокове)
						всього	у т. ч. від загального			
Високої точності	0,3-0,5	III	г	великий	середній	400	200	200	2	1,2

Оскільки приміщення розташоване в селі Ракова Томашпільського району Вінницької області (друга група забезпеченості природним світлом), а вікна розташовані за азимутом  $90^\circ$ , то для таких умов КПО визначатиметься за формулою [33, 34]

$$e_N = e_n m_N [\%], \quad (5.1)$$

де  $e_n$  – табличне значення КПО, %;

$m_N$  – коефіцієнт світлового клімату;

$N$  – порядковий номер групи забезпеченості природним світлом.

Підставляючи відомі значення отримаємо нормовані значення КПО для бокового та суміщеного освітлення:

$$e_{N,b} = 2 \cdot 0,85 = 1,7 (\%);$$

$$e_{N,s} = 1,2 \cdot 0,85 = 1,02 (\%).$$

З метою забезпечення нормативних значень показників освітлення передбачено такі заходи:

1) при недостатньому природному освітлені в світлу пору доби доповнення штучним завдяки використанню люмінесцентних ламп з

утворенням системи суміщеного освітлення;

- 2) використання загального штучного освітлення у темну пору доби.

### 5.1.3 Виробничі віброакустичні коливання

Зважаючи на те, що при експлуатації пристроїв крім усього іншого обладнання застосовується устаткування, робота якого супроводжується шумом та вібрацією, необхідно передбачити шумовий та вібраційний захист.

Встановлено, що приміщення, де проводиться робота з покращення роботи дизельних двигунів при використанні альтернативних видів палива на базі фермерського господарства «Нива» може містити робочі місця із шумом та вібрацією, який створюється електродвигунами системи вентиляції.

З метою попередження травмування працюючих від дії шуму та вібрації вони підлягає нормуванню. Основним нормативом з питань промислового шуму, діючим в Україні, є [35], згідно з яким допустимі рівні звукового тиску, рівні звуку і еквівалентні рівні шуму на робочих місцях у промислових приміщеннях не повинні перевищувати значень, які наведено в таблиці 5.4. Норми виробничих вібрацій наведені в таблиці 5.5 для 1-ї категорії (транспортна).

Таблиця 5.4. Нормовані рівні шуму і еквівалентні рівні звуку

Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах із середньо-геометричними частотами, Гц									Рівні звуку та еквівалентні рівні звуку, дБА
31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
86	71	61	54	49	45	42	40	38	50

Таблиця 5.5. Нормовані рівні вібрації [36]

Гранично допустимі рівні віброприскорення, дБ, в октавних смугах із середньо-геометричними частотами, Гц						Коректовані рівні віброприскорення, дБА
2	4	8	16	31,5	63	
68	65	65	71	77	83	62

З метою покращення віброакустичного клімату у приміщенні передбачено такі заходи:

- 1) своєчасне здійснення профілактичного ремонту;
- 2) застосування в конструкціях обладнання віброізоляції та акустичних екранів.

#### 5.1.4 Виробничі випромінювання

Проведений аналіз умов праці показав, що приміщення, де проводиться робота з покращення роботи дизельних двигунів при використанні альтернативних видів палива на базі фермерського господарства «Нива» може містити електромагнітні випромінювання.

Гранично допустимі рівні електромагнітних полів наведені в таблиці 5.6.

Таблиця 5.6. Гранично допустимі рівні електромагнітних полів (безперервне випромінювання, амплітудна або кутова модуляція)

Номер діапазону	Метричний розподіл діапазонів	Частоти	Довжина хвиль, λ	ГДР, В/м
5	Кілометрові хвилі (низькі частоти, НЧ)	30-300 кГц	10-1 км	25
6	Гептаметрові хвилі (середні частоти, СЧ)	0,3-3 МГц	1-0,1 км	15
7	Декаметрові хвилі (високі частоти, ВЧ)	3-30 МГц	100-10 м	$3 \cdot \lg \lambda$
8	Метрові хвилі (дуже високі частоти, ДВЧ)	30-300 МГц	10-1 м	3

Для забезпечення захисту і досягнення нормативних рівнів випромінювань потрібно застосовувати екранні фільтри та інші засоби захисту, що пройшли випробування в акредитованих лабораторіях і мають щорічний гігієнічний сертифікат.

## 5.2 Технічні рішення щодо безпеки під час проведення покращення роботи дизельних двигунів при використанні альтернативних видів палива на базі фермерського господарства «Нива»

### 5.2.1 Безпека щодо організації робочих місць

Конструкція робочого місця, його розміри і взаємне розташування його елементів мають відповідати антропометричним, психофізіологічним та фізіологічним характеристикам працівника, а також характеру роботи [37].

Конструкція робочого столу повинна забезпечувати можливість оптимального розміщення на робочій поверхні обладнання, що використовується, з урахуванням його кількості, розмірів, конструктивних особливостей та характеру роботи, яка виконується.

При розміщенні робочих місць у приміщеннях з джерелами шкідливих та небезпечних виробничих чинників, вони зобов'язані розташовуватися у повністю ізольованих кабінетах з природним освітленням та організованою вентиляцією. Площа одного робочого місця повинна становити не менше 6,0 м<sup>2</sup>, об'єм приміщення – не менше ніж 20 м<sup>3</sup>, висота – не менше 3,2 м [38].

Інтер'єр приміщень потрібно оздоблювати дифузно-віддзеркалювальними матеріалами з коефіцієнтом відбиття: стелі 0,7-0,8; стін 0,4-0,5; підлоги 0,2-0,3. Поверхня підлоги повинна бути гладкою, не слизькою, без вибоїн, зручною для вологого прибирання, мати антистатичні властивості. Забороняється використовувати під час оснащення інтер'єру полімери, які забруднюють повітря шкідливими хімічними речовинами та сполуками.

### 5.2.2 Електробезпека

Причинами ураження електричним струмом у даному приміщенні можуть бути: робота під напругою при ремонтних роботах, несправність електрообладнання, випадковий дотик до струмоведучих частин або металевих частин, які опинилися під напругою. У відповідності до [39] це

приміщення відноситься до приміщень з підвищеною небезпекою ураження електричним струмом в наслідок наявності значної (більше 75 %) вологості.

Через це безпека експлуатації електрообладнання повинна гарантуватись рядом заходів, що передбачають використання ізоляції струмовідних елементів, захисного заземлення, захисних блокувань тощо [40].

### 5.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях

Відповідно до [41] приміщення, в якому проводиться робота з покращення роботи дизельних двигунів при використанні альтернативних видів палива на базі фермерського господарства «Нива», відноситься до категорії пожежної небезпеки А, яка характеризується наявністю легкозаймистих рідин з температурою спалаху не більше 28 °С, що використовуються під час проведення покращення роботи. Це приміщення відноситься до 3-го ступеня вогнестійкості, в якому приміщення знаходяться в будівлі з несучими та огорожувальними конструкціями з природних або штучних кам'яних матеріалів, бетону, залізобетону. Для перекриттів дозволяється застосовувати дерев'яні конструкції, захищені штукатуркою або негорючими листовими, плитними матеріалами, або матеріалами груп горючості Г1, Г2. До елементів покриттів не висовуються вимоги щодо межі вогнестійкості, поширення вогню, при цьому елементи горищного покриття з деревини повинні мати вогнезахисну обробку.

Мінімальні межі вогнестійкості будівельних конструкцій приміщення, що розглядається наведені в таблиці 5.7 і являють собою час, протягом якого конструкції затримують поширення вогню, оцінюється межею вогнестійкості. Межа вогнестійкості конструкції визначається часом в хвилинах від початку сприймання вогню до утворення в конструкціях наскрізних тріщин або отворів, підвищення температури на поверхні, що не обігрівається вище допустимої, руйнування конструкції.

Таблиця 5.7. Значення мінімальних меж вогнестійкості приміщення [41]

Ступінь вогнестійкості будівлі	Стіни					Колони	Східчасті майданчики	Плити та інші несучі конструкції	Елементи покриття	
	Несучі та східчасті клітки	Самонесучі	Зовнішні несучі	Перегородки	Плити, прогони				Балки, ферми	
3	REI 120	REI 60	E 15	EI 15	R 120	R 60	REI 45	нн	нн	
	M0	M0	M0	M1	M0	M0	M1	нн	нн	

Примітка. R – втрати несучої здатності; E – втрати цілісності; I – втрати теплоізолювальної спроможності; M – показник здатності будівельної конструкції поширювати вогонь (межа поширення вогню); M0 – межа поширення вогню дорівнює 0 см; M1 –  $M \leq 25$  см – для горизонтальних конструкцій;  $M \leq 40$  см – для вертикальних і похилих конструкцій; нн – не нормується.

В таблиці 5.8 приведено протипожежні норми проектування будівель і споруд.

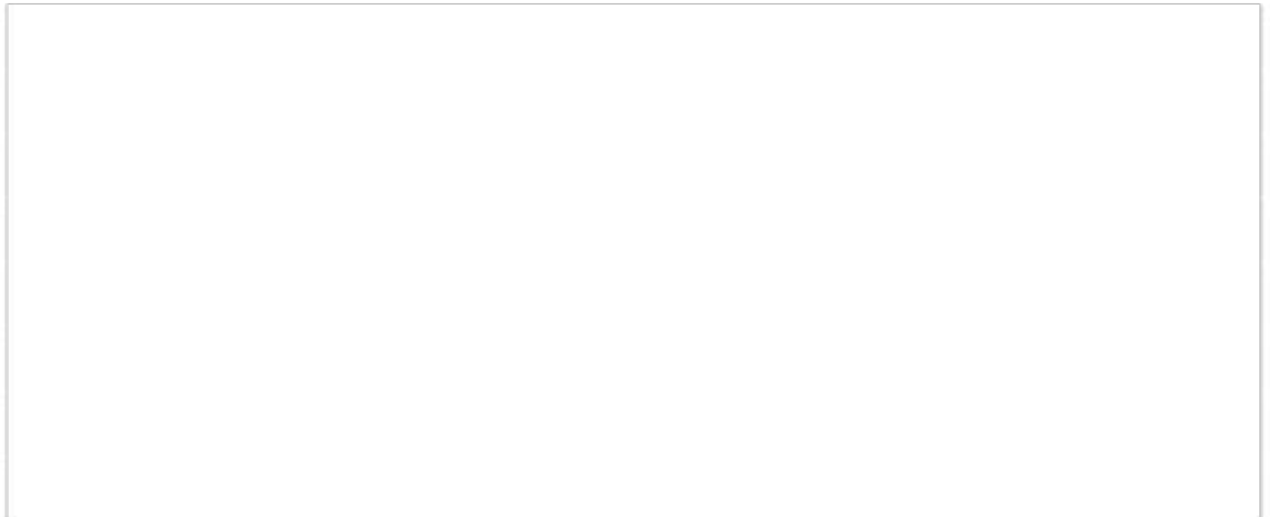
Таблиця 5.8. Протипожежні норми проектування будівель і споруд [42]

Об'єм приміщення, тис. м <sup>3</sup>	Категорія пожежної безпеки	Ступінь вогнестійкості	Відстань, м, при щільності людського потоку в загальному проході, осіб/м <sup>2</sup>			Кількість людей на 1 м ширини евакуиходу	Відстань між будівлями та спорудами, м, для ступеня їх вогнестійкості			Найбільша кількість поверхів	Максимально допустима площа поверху, м <sup>2</sup> , для числа поверхів		
			до 1	2-3	4-5		I,II	III	IV,V		1	2	3 і більше
до 15	A	3	40	25	15	45	9	12	15	1	5200	-	-

Визначення видів та кількості первинних засобів пожежегасіння проводиться з врахуванням властивостей фізико-хімічних та пожежо-небезпечних горючих речовин, їх взаємодії з вогнегасними речовинами, а

також розмірів і площ виробничих приміщень, відкритих майданчиків та установок.

Встановлюємо, що приміщення, де проводиться робота з покращення роботи, має бути оснащено двома вогнегасниками, пожежним щитом, а також ємністю з піском [43].



## ВИСНОВОК

Проведені дослідження показали, що шляхом удосконалення процесу палива та властивостей застосовуваного палива можна забезпечити значне поліпшення експлуатаційно-технічних показників дизеля. Отримані при дослідженнях результати зводяться до наступних основних висновків та рекомендацій:

1. Для покращення якості процесів розпилювання палива та сумішоутворення запропоновано декілька варіантів дослідних розпилювачів форсунок з виконаними на носінні голки додатковими гідравлічними опорами. Серед цих розпилювачів найефективнішим виявився розпилювач за варіантом № 4, в якому конусна частина голки серійного розпилювача з кутом конуса  $60^\circ$  сточена на 0,1 мм (за діаметром) вище за посадковий діаметр, що дорівнює 2,65 мм.

2. Розроблено методику розрахунку параметрів перебігу палива в розпилювачі форсунок з використанням ПК *Ansys Fluent*. Досліджено стаціонарний перебіг нафтового ДП у розпилювачі дизеля типу Д-243 при максимальному підйомі голки форсунок. Методика дозволяє моделювати та динамічний процес течії палива.

3. З використанням розробленої методики проведено розрахункові дослідження параметрів потоку палива у розпилювачах з різною геометрією проточної частини. При стаціонарному перебігу палива та переході від серійного розпилювача до дослідного за варіантом № 4 кінетична енергія турбулентності потоку палива на виході з отвору, що розпилює, збільшилася від 2260,06 до 2330,30  $\text{м}^2/\text{с}^2$ , тобто. на 3,1%. При роботі системи паливopодачі в імпульсному режимі та вказаному переході максимальне збільшення кінетичної енергії турбулентності потоку палива на виході з отвору, що розпилює, склало 8,8%.

4. Проведено випробування дизеля зі штатними розпилювачами та провіреними за варіантом № 4 на моторному стенді, що включає дизель типу



Д-243 (4Ч 11/12,5) та генератор змінного струму типу *ECO-ECP* виробництва фірми *RINA* (Італія). На режимі максимальної потужності заміна серійних розпилювачів дослідними за варіантом № 4 дозволила знизити питому ефективну витрату палива від 275, 2 до 270,4 г/(кВт·год), тобто. на 1,7%, і зменшити димність ВГ від 23,5 до 12,5% за шкалою Хартриджа, тобто. на 46,8%. У цьому режимі при заміні серійних розпилювачів на провірені за варіантом № 4 концентрації оксидів азоту в ВГ зросла від 1743 до 1923 ppm, тобто. на 10,3%. При цьому відзначено тенденцію зниження вмісту в ВГ монооксиду вуглецю та вуглеводнів.

5. Визначено константи експоненційної залежності періоду затримки займання від енергії активації палива та параметрів повітряного заряду в камері згоряння дизеля. Для дизеля типу *Perkins AD3.152* при роботі на режимі максимальної потужності із середнім ефективним тиском  $p_e=0,84$  МПа та частотою обертання  $n=2000$  хв<sup>-1</sup> на рапсовій, соняшниковій та соєвій олій, період затримки займання дорівнював 0,50 мс, а при використанні нафтового ДП – 0,33 мс. На цьому ж швидкісному режимі з неповним навантаженням ( $p_e=0,68$  МПа) період затримки займання зазначених олій дорівнював 0,63 мс, а у ДП – 0,50 мс. Найгірша займистість олій призвела до зниження ефективності згоряння. На режимі з частотою обертання валу  $n=2000$  хв<sup>-1</sup> і неповним навантаженням ( $p_e=0,68$  МПа) переклад дизеля з нафтового ДП на рослинні олії призвів до зниження ефективного ККД двигуна на 4-5%.

6. Запропоновано методику порівняльного аналізу критеріїв займання рослинних олій у камері згоряння дизеля. Вона включає визначення факторів, що впливають на їхнє цетанове число, визначення найбільш значущих із цих факторів. Проаналізовано кореляційні залежності цетанового числа рослинних олій від температур їх запалення в закритому тиглі, від вмісту в оліях олеїнової кислоти та граничних жирних кислот. Найбільшу щільність кореляції має залежність цетанового числа від температур їх займання в закритому тиглі з коефіцієнтом детермінації

$R^2=0,92$ . Порівняно щільною кореляцією має залежність цетанового числа від вмісту в оліях олеїнової кислоти з коефіцієнтом детермінації  $R^2=0,66$ . Найменшу щільність кореляції має залежність цетанового числа від вмісту в оліях граничних жирних кислот з коефіцієнтом  $R^2=0,48$ .

7. Проведено дослідження дизеля типу Д-243 у складі ДГУ при додаванні ВНТ до нафтового ДП. При випробуваннях використовувалося нафтове ДП марки «Л», до якого додавалися ВНТ типу *TNIMI* компанії *Timesnano* (Китай). Додаток ВНТ до нафтового ДП складала від 0 (чиста ДП) до 500 мг/л.

8. На режимі максимальної потужності зі збільшенням вмісту ВНТ у нафтовому ДП від 0 до 500 мг/л питома ефективна витрата палива знизилася від 273,6 до 273,4 г/(кВт·год). При додаванні до нафтового ДП 500 мг/л ВНТ ця витрата палива зменшилася на 0,3 % на режимі з повним навантаженням ( $N_e = 36,8$  кВт), на 1,8% на режимі з  $N_e = 23,2$  кВт, на 2 3% на режимі з  $N_e = 12,3$  кВт. На режимі максимальної потужності збільшення вмісту ВНТ у нафтовому ДП від 0 до 500 мг/л призвело до зменшення димності ВГ від 26,0 до 11,2 % за шкалою Хартриджа, тобто більш ніж удвічі.

9. При додаванні ВНТ до нафтового ДП відмічено зниження викидів оксидів азоту. Найбільше зменшення вмісту  $\text{NO}_x$  у ВГ відзначено на режимі максимальної потужності при зростанні вмісту ВНТ у суміші від 0 до 500 мг/л. При цьому концентрація  $\text{NO}_x$  у ВГ знизилася від 1763 до 1670 ppm (на 5,3%). Залежно від режиму роботи дизеля, таке зниження вмісту оксидів азоту в ВГ змінювалося в діапазоні від 2,5 до 8,0%. Додаток ВНТ до нафтового ДП слабо впливає на вміст в ВГ монооксиду вуглецю CO і вуглеводнів, що не згоріли,  $\text{CH}_x$ .

10. Розглянуто такі питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях, як технічні рішення з гігієни праці і виробничої санітарії, технічні рішення з безпеки при проведенні покращення роботи дизельних двигунів при використанні альтернативних видів палива на базі фермерського господарства «Нива», безпека в надзвичайних ситуаціях.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Закон «Про альтернативні види палива»: за станом на 19.06. 2009 / Верховна Рада України. Режим доступу: <http://zakon1.rada.gov.ua/cgi-bin/laws/main.cgi>
2. Демидов І.М., Ситнік Н.С., Мазаєва В.С. Соняшник і проблема альтернативного палива в Україні. Науково-технічний бюлетень інституту олійних культур НААН. 2014. № 21. С. 137–146.
3. Дубровін В.О. Біодизель та біоетанол. Проект «Підвищення енерго-ефективності та стимулювання використання відновлюваної енергії в агро-харчових та інших малих та середніх підприємствах України». 2015. С. 51.
4. Іванюк О.В. Стратегічні вектори управління енергетичною безпекою. Сталій розвиток економіки. 2012. № 2. С. 144–147.
5. Калетнік Г.М. Соціально-економічне значення розвитку ринку біопалива в Україні. Економіка АПК. 2008. № 6. С. 128–132.
6. Кушнір І.В. Перспективи розвитку виробництва біодизелю в Україні. Збірник наукових праць ВНАУ. Економічні науки. 2011. № 1(48). С. 41–46.
7. Климчук О.В. Регулювання розвитку конкурентоспроможного виробництва біопалив в Україні. Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису. 2018. 412 с.
8. Муштрук М., Сухенко Ю., Сухенко В. Технології і обладнання для виробництва дизельного біопалива з рослинних олій і тваринних жирів. Техніка і технології АПК. 2012. № 12(39). С. 21–23.
9. Войтов В., Карнаух М., Даценко М. Техніко-експлуатаційні та екологічні показники дизельних двигунів з використанням біодизеля. Техніка і технології АПК. 2009. № 1. С. 13-17.
10. Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В., Говорун А.Г., Корпач А.О., Мержиевська Л.П. Екологія автомобільного транспорту : навчальний посібник. Київ : Основа, 2002. 312 с.
11. Бум на світовому ринку біопалива — як цим може скористатися Україна? — Інститут економічних досліджень та політичних консультацій,

Німецько-Український аграрний діалог. Консультаційна робота № 7, лютий, 2007.

12. Перегінець В. Біодизель. Сучасне виробництво біодизельного палива з рослинної біомаси. Київ. 2001. 73 с.

13. Жук Г.В. Перспективи виробництва альтернативного автомобільного палива в Україні: Стенограма доповіді на засіданні Президії НАН України 8 червня 2022 року. Вісник НАН України. 2022. № (8). С. 19–24.

14. Дубровін В. О., Корчемний М. О., Масло І. П. та ін. Біопалива (технології, машини і обладнання). Київ: ЦТІ „Енергетика і електрофікація”, 2004. 256 с.

15. Семенов В.Г., Марченко А.П., Семенова Д.У. Дослідження фізико-хімічних показників альтернативного біопалива на основі ріпакової олії. Машинобудування: Вісник Харківського державного політехнічного університету. Збірка наук. праць. 2000. Випуск 101. С. 159 – 163.

16. Адаменко О., Височанський В., Лютко В. та ін. Альтернативні палива та інші нетрадиційні джерела енергії : монографія. Івано-Франківськ : ІМЕ, 2001. 432 с.

17. Гаєва Л.І., Козак Ф.В., Мельник В.М. Використання експлуатаційних матеріалів і економія паливно-енергетичних ресурсів. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2014. 272 с.

18. Паладійчук Ю.Б., Гуцаленко О.В., Чорна Т.В. Методи та засоби при експлуатаційній обкатці машин та механізмів. Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. 2012. Випуск 10 (59). Т. 2. С. 110-113.

19. Пришляк В.М., П'ясецький А.А., Бурлака С.А. Аналіз показників роботи двигуна Д-240 за розрахунками комп'ютерної програми DIESEL-RK. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2015. Випуск 2 (90). С. 28-32.

20. Гуньо І.В., Гуцаленко О.В. Транспорт - актуальні проблеми та сьогодення. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2015. Випуск 2 (90). С. 98-103.

21. Пришляк В.М., П'ясецький А.А., Бурлака С.А. Визначення ефективності роботи автотракторних двигунів адаптованих для часткових режимів навантаження. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. Випуск 3 (95). С. 57-62.
22. Борисюк Д.В., Твердохліб І.В., Яцковський В.І. Механізація сільськогосподарського виробництва. Частина 1: Трактори - для студентів спеціальності 5.09010202 «Бджільництво». Вінниця: РВВ ВНАУ, 2015. 550 с.
23. Борисюк Д.В., Твердохліб І.В., Комаха В.П. Методичні вказівки для виконання самостійної роботи з дисципліни «Механізація сільськогосподарського виробництва». Частина 1: Трактори - для студентів спеціальності 5.09010202 «Бджільництво». Вінниця: РВВ ВНАУ, 2013. 55 с.
24. Анісімов В.Ф., П'ясецький А.А. Випробування автотракторних дизельних двигунів внутрішнього згорання. Вінниця: РВВ ВНАУ, 2010. 41 с.
25. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Димченко І.І. Автомобільні двигуни: підручник. Київ : Арістей, 2004. 476 с.
26. Тимченко І.І., Гутаревич Ю.Ф., Долгунов К.Є., Муждобаєв М.Р. Автомобільні двигуни. Харків : Основа, 1995. 460 с.
27. Zakharchuk V., Tkachuk V. Biodiesel fuel on the basis of izopropil esters of rare oil. MOTROL, volume 12, Lublin 2010, p. 188-193.
28. Білоконь Я.Ю., Окоча А.І., Войцехівський С.О. Трактори та автомобілі: підручник. Київ: Вища освіта, 2003. 560 с.
29. Naddaf A., Heris S.Z. Density and Rheological Properties of Different Nanofluids Based on Diesel Oil at Different Mass Concentrations. An experimental study // Journal of Thermal Analysis and Calorimetry. 2019. Vol. 135. P. 1229-1242.
30. Naddaf A., Heris S.Z. Experimental Study on Thermal Conductivity and Electrical Conductivity of Diesel Oil-Based Nanofluids of Graphene Nanoplatelets and Carbon Nanotubes. International Communications in Heat and Mass Transfer. 2018. Vol. 95. P. 116-122.
31. ДСТ 12.0.003-74\*. ССБТ. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори

Класифікація.

32. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень.
33. ДБН В.2.5-28-2006. Природне і штучне освітлення.
34. Бондаренко Є.А., Дрончак В.О. Освітлення виробничих приміщень : довідник. Вінниця : ВНТУ, 2011. 61 с.
35. ДСН 3.3.6-037-99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку.
36. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої та загальної вібрацій.
37. ДСТУ 8604:2015 Дизайн і ергономіка. Робоче місце для виконання робіт у положенні сидячи. Загальні ергономічні вимоги.
38. Методичні вказівки до опрацювання розділу "Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях" в дипломних проектах і роботах студентів спеціальностей, що пов'язані з функціональною електронікою, автоматизацією та управлінням / Уклад. О. В. Березюк, М. С. Лемешев. Вінниця : ВНТУ, 2012. 64 с.
39. Правила улаштування електроустановок. 2-е вид., перероб. і доп. Харків: "Форт", 2009. 736 с.
40. ДБН В.2.5-27-2006. Захисні заходи електробезпеки в електроустановках будинків і споруд.
41. ДБН В.1.1.7-2002. Пожежна безпека об'єктів будівництва.
42. СНиП 2.09.02-85. ДБН В.1.1-7:2016. Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги.
43. НАПБ Б.03.001-2004. Типові норми належності вогнегасників.

*Додаток А (обов'язковий).*

**ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ  
РОБОТИ**

2023/12/20 15:23

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

# Покращення роботи дизельних двигунів при використанні альтернативних видів палива на базі фермерського господарства «Нива» село Ракова Томашпільського району Вінницької області

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА  
*магістерської кваліфікаційної роботи*

Галузь знань 27 – «Транспорт»

Спеціальність 274 – «Автомобільний транспорт».

Виконав студент гр. 2АТ-22м

Дибський В.І.

Керівник к.т.н., ст. викладач кафедри АТМ

Борисюк Д.В.

Вінниця – 2023



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

**Покращення роботи дизельних двигунів при  
використанні альтернативних видів палива на базі  
фермерського господарства «Нива» село Ракова  
Томашпільського району Вінницької області**

**ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА**

*магістерської кваліфікаційної роботи*

**Галузь знань 27 – «Транспорт»**

**Спеціальність 274 – «Автомобільний транспорт»**

**Виконав** студент гр. 2АТ-22м

Дибський В.І.

**Керівник** к.т.н., ст. викладач кафедри АТМ

Борисюк Д.В.

**Вінниця – 2023**

## Покращення роботи дизельних двигунів при використанні альтернативних видів палива на базі фермерського господарства «Нива» село Ракова Томашпільського району Вінницької області

**Мета роботи:** досягнення необхідних експлуатаційно-технічних показників дизеля шляхом удосконалення процесу паливоподачі, використання біопалив, удосконалення властивостей нафтового палива додаванням до нього вуглецевих нанотрубок.

**Новизна роботи** полягає в наступному:

- розроблено методику розрахунку параметрів перебігу палива в розпилювачі форсунки з використанням ПК *Ansys Fluent*, що дозволяє оцінити вплив геометрії проточної частини розпилювача форсунки на зазначені параметри, як при стаціонарному перебігу палива, так і при роботі системи паливоподачі в імпульсному режимі;
- визначено константи експоненційної залежності періоду затримки займання від енергії активації палива та параметрів повітряного заряду у камері згоряння дизеля;
- запропоновано методику порівняльного аналізу критеріїв займистості рослинних олій у камері згоряння дизеля, що включає визначення факторів, що впливають на їх цетанове число, та визначення найбільш значущих з цих факторів;
- доведено можливість поліпшення показників паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів дизеля при додаванні до нього вуглецевих нанотрубок і проведено оцінку кількості нанотрубок, що додаються в паливо, на зазначені показники.

**Публікації.** Основні положення роботи опубліковані в збірнику наукових праць «Матеріали XVI-ї міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту»», 23-25 жовтня 2023 року»: **Д.В. Борисюк, В.І. Дибський.** Рослинні масла як присадки дизельного палива. *Матеріали XVI-ї міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту»*, 23-25 жовтня 2023 року: збірник наукових праць, 2023. С. 74-75.



## Загальна характеристика фермерського господарства "Нива"

Фермерське господарство "Нива" зареєстровано 18.07.1997 за юридичною адресою – Вінницька обл., Томашпільський р-н, село Ракова, вул. Центральна, будинок 73.

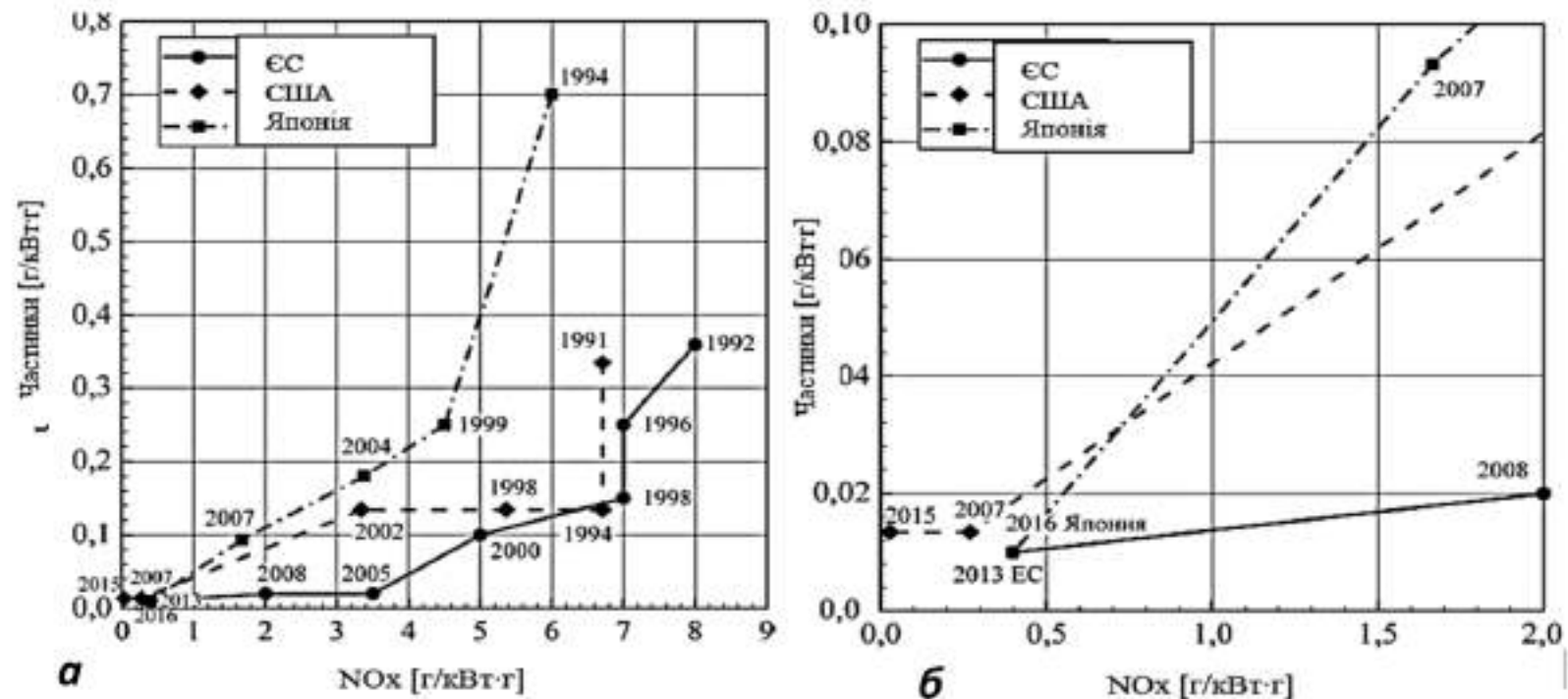
Фермерське господарство "Нива" розташоване за 3 км від районного центру і за 25 км від залізничної станції Вапнярка.



*Розташування фермерського господарства "Нива"*

### Види діяльності фермерського господарства "Нива":

- 01.11 Вирощування зернових культур (крім рису), бобових культур і насіння олійних культур;
- 01.42 Розведення іншої великої рогатої худоби та буйволів;
- 01.61 Допоміжна діяльність у рослинництві;
- 10.41 Виробництво олії та тваринних жирів;
- 10.81 Виробництво цукру;
- 47.81 Роздрібна торгівля з лотків і на ринках харчовими продуктами, напоями та тютюновими виробами;
- 49.41 Вантажний автомобільний транспорт.

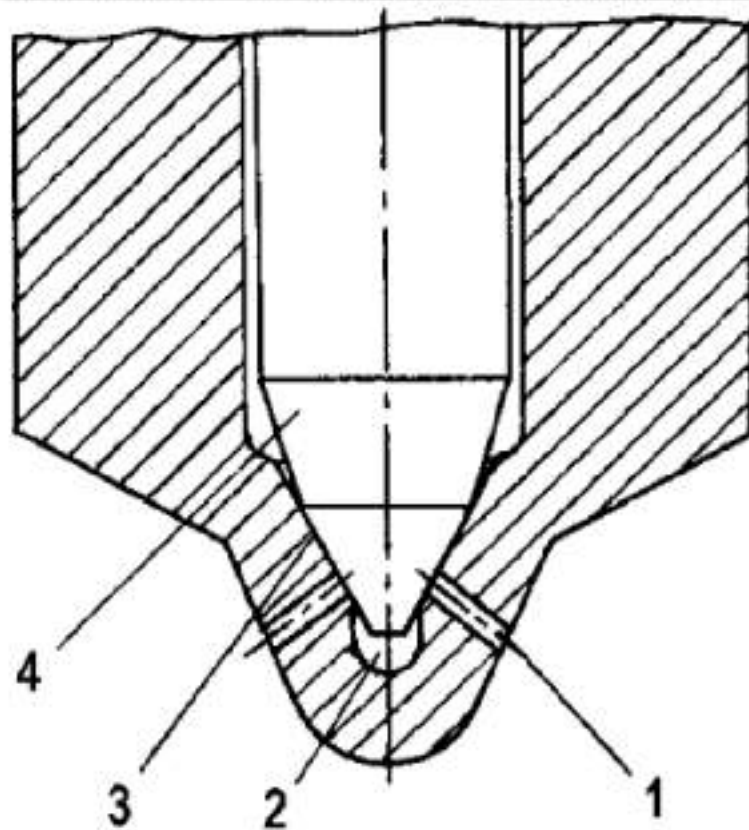


Динаміка посилення вимог міжнародних стандартів до викидів оксидів азоту  $NO_x$  та твердих частинок з ВГ дизелів вантажних автомобілів:

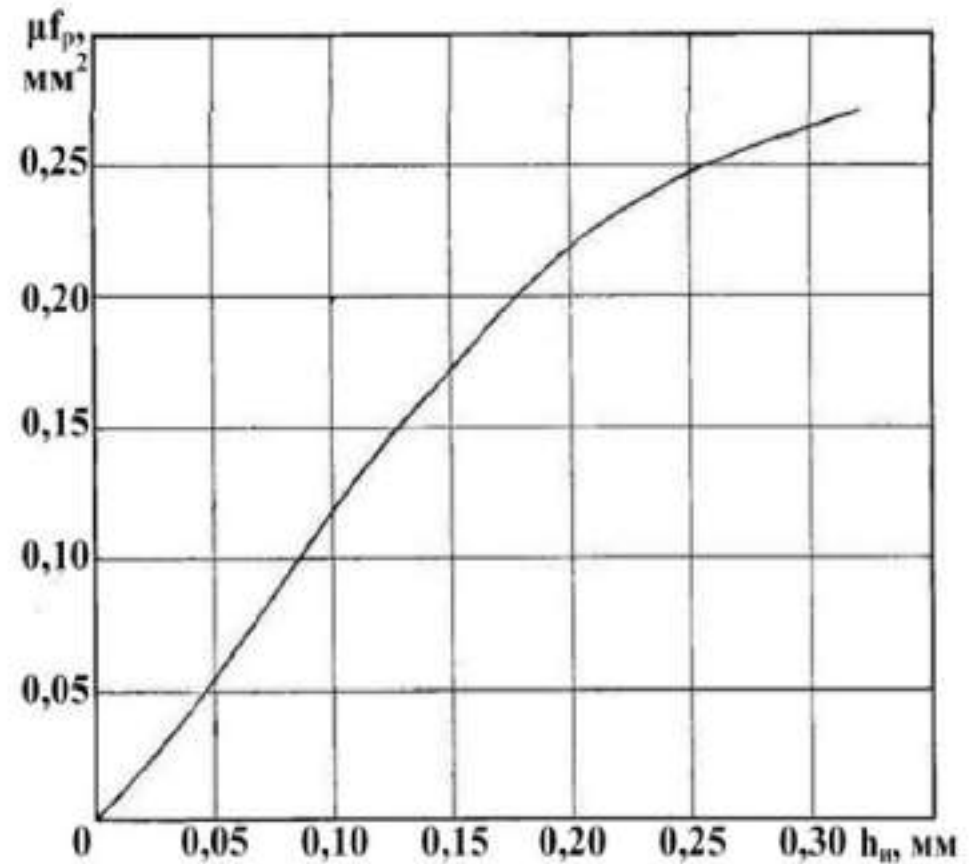
а – стандарти, що діють з 1991 по 2016 рік; б – стандарти, що діють з 2007 по 2016 рік

### *Вимоги європейських стандартів до викидів шкідливих речовин із ВГ дизелів вантажних автомобілів*

Рік	Нормативний документ	Питомі викиди шкідливих речовин, р/(кВт·год)			
		$NO_x$	CO	$CH_x$	ТЧ
2005	EuroIV	3,5	1,5	0,46	0,02
2009	EuroV	2,0	1,5	0,46	0,02
2016	EuroVI	0,4	1,5	0,13	0,01



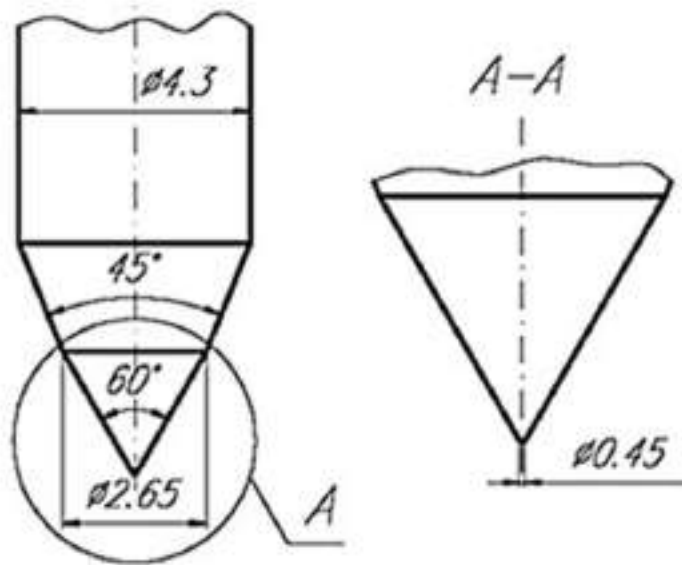
*a*



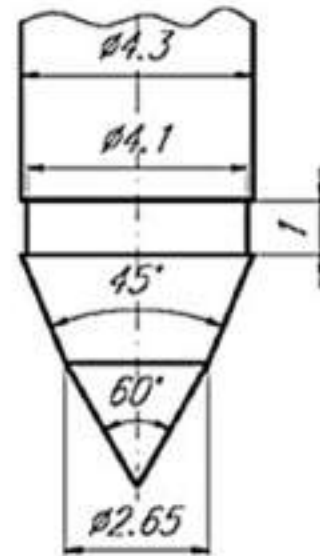
*б*

**Схема конструкції розпилювача АЗПВ типу 171.07.00 (а) та характеристика сумарної ефективної площі розпилювача у зборі  $\mu f_p$  залежно від ходу голки  $h_r$  (б):**

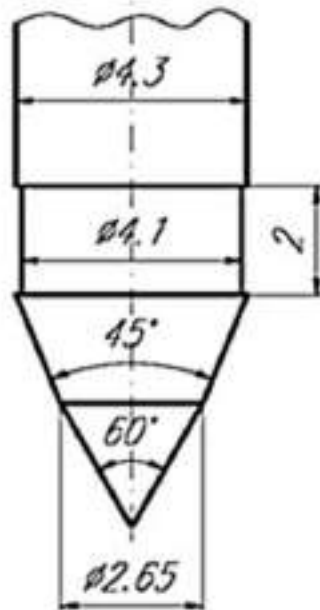
**1 – отвір для розпилювання; 2 – колодязь; 3 – сідло; 4 – голка**



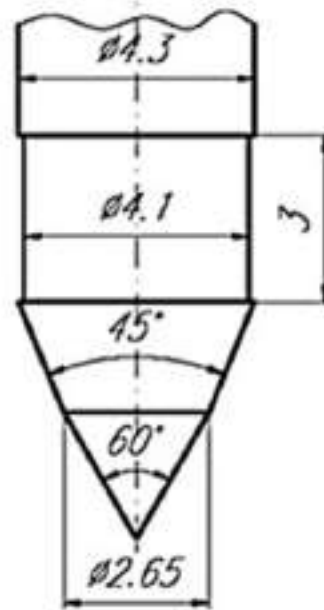
а



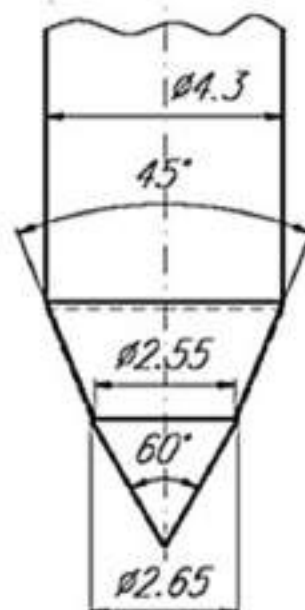
б



в



г



д

### Схеми носка

### голки розпилювача:

а – серійний розпилювач  
АЗПВ;

б - дослідний розпилювач  
за варіантом № 1;

в – дослідний розпилювач  
за варіантом №2;

г – дослідний розпилювач  
за варіантом №3;

д – дослідний розпилювач  
за варіантом № 4

При моделюванні двофазного перебігу палива в розпилювачі з використанням ПК *Ansys Fluent* розглянуто багатофазну модель (*Model mixture*). Для опису процесу кавітації використана модель *Schnerr-Sauer*, у якій рівняння перенесення має вигляд:

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} (\alpha \rho_v) + \nabla (\alpha \rho_v \vec{V}_v) = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \frac{d\alpha}{dt}$$

Співвідношення між щільністю суміші та щільністю газової фази подається у вигляді

$$\frac{d\rho}{dt} = -(\rho_l - \rho_v) \frac{d\alpha}{dt}$$

Швидкість перенесення мас описується формулою

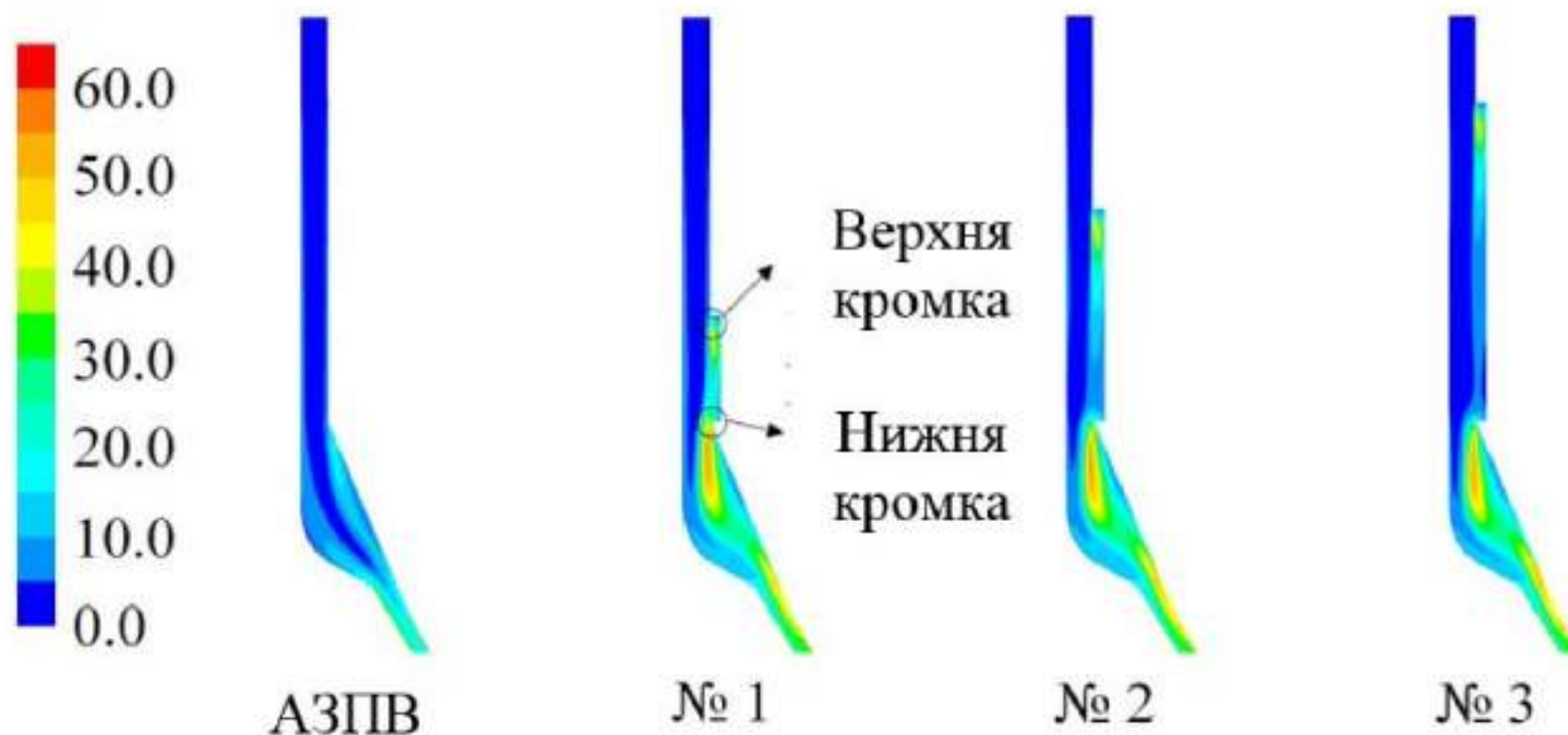
$$R = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \frac{d\alpha}{dt}$$

При цьому об'ємна частка пари  $\alpha_n$  в потоці палива може бути записана у вигляді кореляційної залежності від числа бульбашок пари на одиницю об'єму, яка представляється у вигляді:

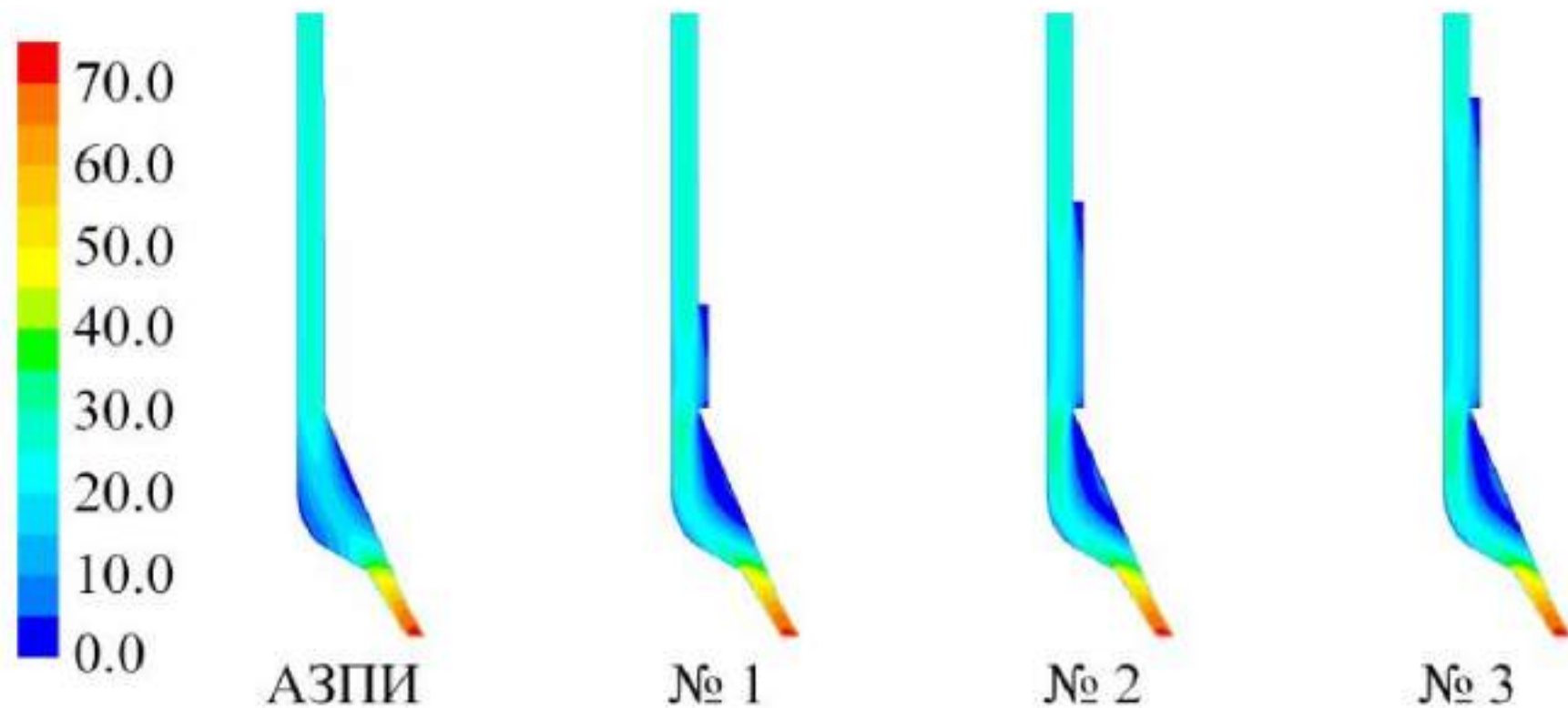
$$\alpha_n = \frac{n_n \frac{4}{3} \pi R_n^3}{1 + n_n \frac{4}{3} \pi R_n^3}$$



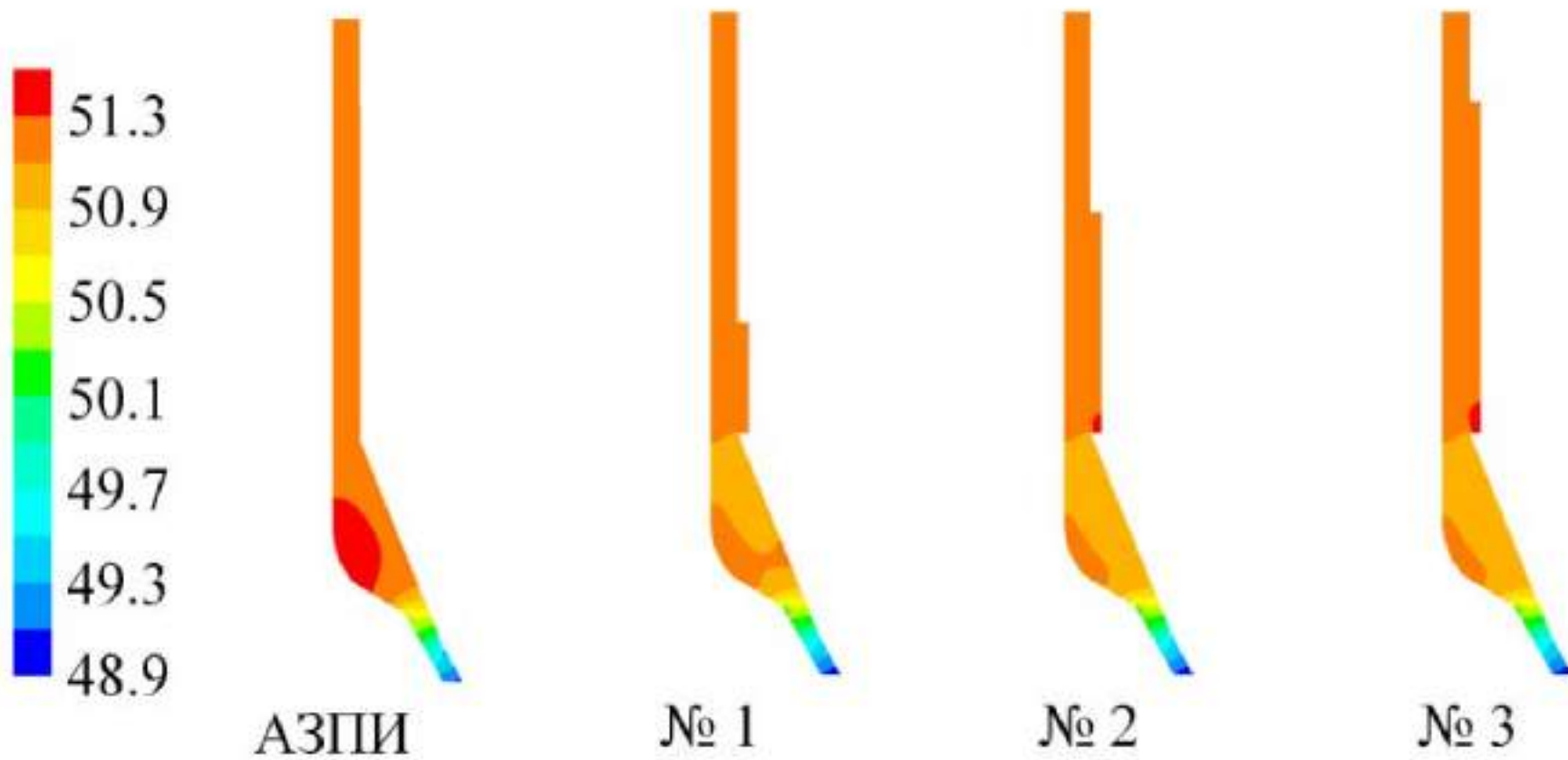
## Результати розрахункових досліджень процесу паливоподачі дизеля зі штатними та дослідними розпилювачами форсунок



Розподіл кінетичної енергії турбулентності потоку палива ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ) по поздовжньому перерізу серійного розпилювача AZPV та дослідних розпилювачів за варіантами № 1, 2 та 3

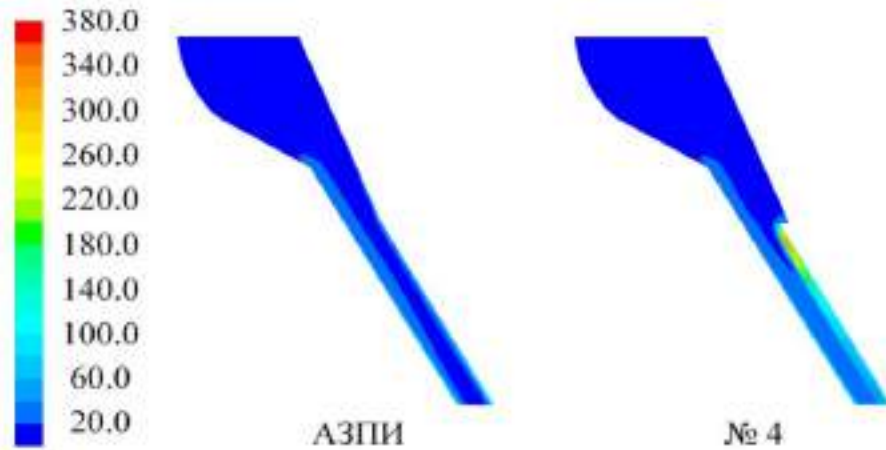


Розподіл швидкості перебігу палива (м/с) по поздовжньому перерізу серійного розпилювача АЗПВ та дослідних розпилювачів за варіантами № 1, 2 та 3

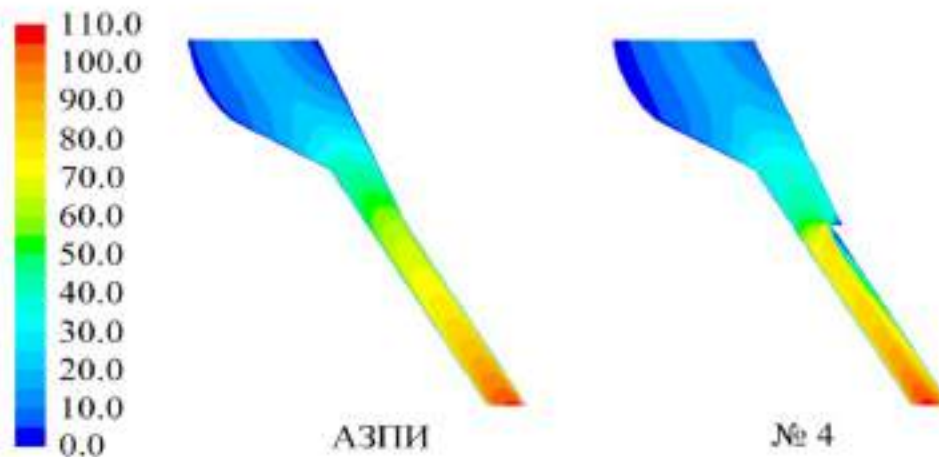


Розподіл тиску палива (МПа) по поздовжньому перерізу серійного розпилювача АЗПВ та дослідних розпилювачів за варіантами № 1, 2 та 3

**Середні за поперечними перерізами  
отвору, що розпилює, значення тиску  
палива в серійному та дослідних  
розпилювачах**



Розподіл кінетичної енергії турбулентності потоку палива ( $\text{м}^2/\text{с}^2$ ) по поздовжньому перерізу серійного розпилювача АЗПВ та дослідного розпилювача за варіантом № 4



Розподіл швидкості перебігу палива ( $\text{м}/\text{с}$ ) по поздовжньому перерізу серійного розпилювача АЗПВ та дослідного розпилювача за варіантом № 4

Координата, мм	Середній тиск палива (МПа) у перерізах розпилювачів				
	АЗПВ	№1	№2	№3	№4
0	21,65	21,79	22,36	21,80	21,71
0,1	9,675	9,628	9,265	9,642	9,578
0,2	4,616	4,540	4,233	4,557	4,505
0,3	2,058	1,996	1,774	2,011	1,977
0,4	0,940	0,899	0,765	0,909	0,888
0,5	0,476	0,446	0,380	0,451	0,435
0,6	0,297	0,275	0,236	0,276	0,265
0,7	0,297	0,282	0,235	0,278	0,282
0,8	0,770	0,770	0,679	0,731	0,856
0,9	2,822	2,787	2,654	2,703	3,030
1,0	6,139	6,128	6,037	6,060	6,348
1,1	8,878	8,878	8,878	8,878	8,878

**Дослідження дизеля зі штатними та дослідними  
розпилювачами форсунок**

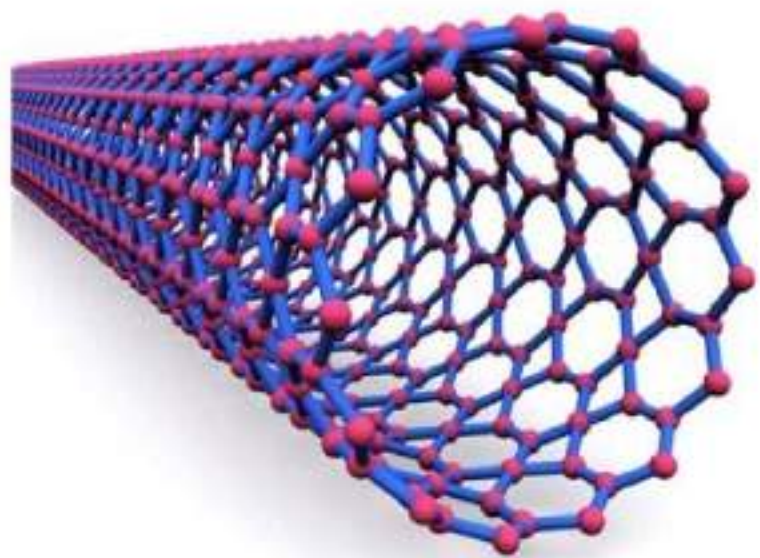
**12**

Частота обертання валу двигуна  $n$ , ефективна потужність  $N_e$ , годинні витрати палива  $G_{п}$ , повітря  $G_{пов}$ , коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ , питома ефективна витрата палива  $g_e$ , димність ВГ  $K_x$  дизеля Д-243

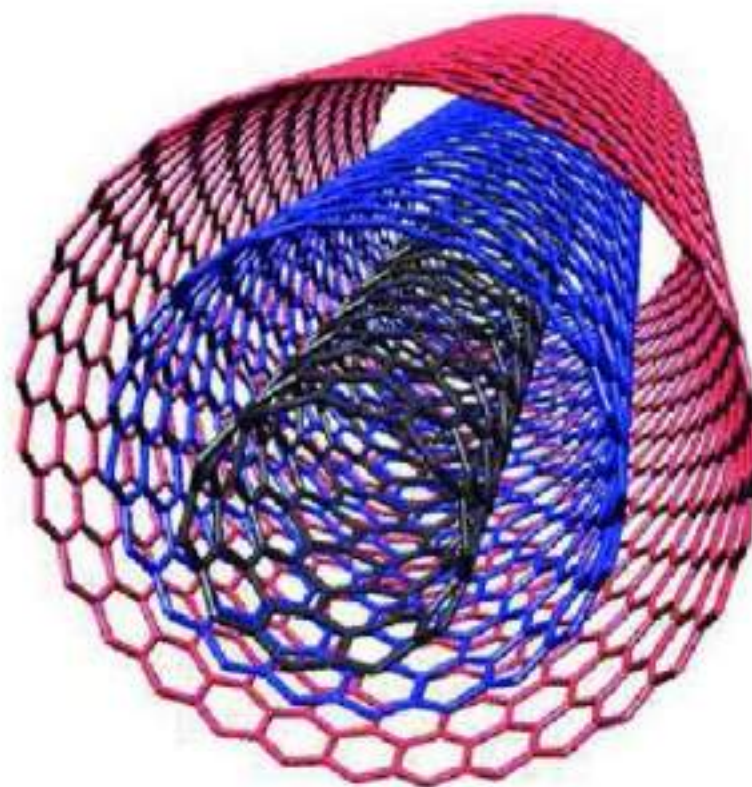
Дизель Д-243 із серійними розпилювачами АЗПВ							
№ режимів	$n, \text{хв}^{-1}$	$N_e, \text{КВт}$	$G_{п}, \text{кг/год}$	$G_{пов}, \text{кг/год}$	$\alpha$	$g_e, \text{г/(кВтч·год)}$	$K_x, \% \text{ (Хартрідж)}$
1	1470	36,7	10,10	217	1,50	275,2	23,5
2	1503	24,5	7,07	220	2,18	288,6	6,5
3	1535	13,4	4,68	224	3,35	349,3	3,4
4	1580	0	2,25	231	7,18	-	3,1
Дизель Д-243 з розпилювачами за варіантом №4							
1	1472	36,8	9,95	218	1,53	270,4	12,5
2	1506	24,6	6,94	221	2,23	282,1	3,5
3	1536	13,5	4,60	225	3,42	340,7	2,3
4	1583	0	2,13	231	7,58	-	2,0

Частота обертання валу двигуна  $n$ , ефективна потужність  $N_e$ ,  
 об'ємні концентрації кисню  $C_{O_2}$ , діоксиду вуглецю  $C_{CO_2}$ ,  
 оксидів азоту  $C_{NO_x}$ , монооксиду вуглецю  $C_{CO}$ , вуглеводнів  $C_{CH_x}$   
 в ВГ дизелі Д-243

Дизель Д-243 із серійними розпилувачами АЗПВ							
№ режимів	$n, \text{хв}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$C_{O_2}, \%$	$C_{CO_2}, \%$	$C_{NO_x}, \text{ppm}$	$C_{CO}, \%$	$C_{CH_x}, \text{ppm}$
1	1470	36,7	10,04	7,40	1743	0,018	12
2	1503	24,5	13,12	5,32	1285	0,010	11
3	1535	13,4	15,24	3,71	756	0,009	10
4	1580	0	18,56	1,89	233	0,007	6
Дизель Д-243 з розпилувачами за варіантом №4							
1	1472	36,8	9,18	7,84	1923	0,016	10
2	1506	24,6	12,70	5,51	1343	0,009	9
3	1536	13,5	15,15	3,85	777	0,007	7
4	1583	0	18,34	1,94	243	0,006	5



**a**



**b**

### **Структури ВНТ:**

а – одностінна ВНТ; б – багатостінна ВНТ

Тип	Назва	Ціна, доларів США за 1 кг	Периферійний діаметр, нм	Довжина, мкм	Ступінь чистоти, wt%
TNIM1	Багатостінні вуглецеві нанотрубки промислового призначення (Industrial Grade Multi-walled Carbon Nanotubes)	166 (при замовленні від 1 до 10 кг); 83 (при замовленні від 10 до 100 кг)	5-15	10-30	понад 95%
TNIM16	Багатостінні вуглецеві нанотрубки промислового призначення.	166 (при замовленні від 1 до 10 кг); 66 (при замовленні від 10 до 100 кг)	5-10	20-40	понад 95%
TNIM19 OF	Багатостінні вуглецеві нанотрубки промислового призначення.	1000 (при замовленні від 0,5 до 1 кг); 700 (при замовленні більше 1 кг)	5-11	10-20	понад 95%
TNMO	Багатостінні вуглецеві нанотрубки високої чистоти	5000 (при замовленні менше 50 г); 3500 (при замовленні від 50 до 500 г)	4-6	11-20	понад 98%
TNSMO	Короткі багатостінні вуглецеві нанотрубки високої чистоти	10000 (при замовленні менше 50 г); 8500 (при замовленні від 50 до 500 г)	4-6	0,5-2	понад 98%
TNIS	Одностінні вуглецеві нанотрубки промислового призначення	25000 (при замовленні менше 50 г); 20000 (при замовленні з від 50 до 500 г)	1-2	5-30	60%
TNS	Короткі одностінні вуглецеві нанотрубки високої чистоти	65000 (при замовленні менше 50 г); 58000 (при замовленні з від 50 до 500 г)	1-3	5-30	90%
TNST	Одностінні вуглецеві нанотрубки високої чистоти	85000	менше 2	6-30	95%



*Частота обертання валу двигуна  $n$ , ефективна потужність  $N_e$ , годинні витрати палива  $G_m$ , повітря  $G_{повіт}$ , коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ , питома ефективна витрата палива  $g_e$ , димність ВГ  $K_x$  дизеля Д-243*

Робота на нафтовому дизельному паливі							
№ режимів	$n, \text{хв}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$G_m, \text{кг/год}$	$G_{повіт}, \text{кг/год}$	$\alpha$	$g_e, \text{г/(кВт} \cdot \text{год)}$	$K_x, \%$ (Хартрідж)
1	1480	36,8	10,09	212	1,47	274,2	26,0
2	1510	23,2	6,90	216	2,19	297,4	7,3
3	1540	12,3	4,69	220	3,28	381,3	4,5
4	1590	0	2,52	228	6,33	-	2,4
Робота на нафтовому дизельному паливі з добавкою 125 мг/л нанотрубок							
№ режимів	$n, \text{хв}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$G_m, \text{кг/год}$	$G_{повіт}, \text{кг/год}$	$\alpha$	$g_e, \text{г/(кВт} \cdot \text{год)}$	$K_x, \%$ (Хартрідж)
1	1480	36,8	10,07	211	1,47	273,6	17,2
2	1510	23,2	6,85	216	2,21	295,3	6,5
3	1540	12,3	4,65	220	3,31	378,0	4,1
4	1590	0	2,48	228	6,43	-	2,2
Робота на нафтовому дизельному паливі з добавкою 250 мг/л нанотрубок							
№ режимів	$n, \text{хв}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$G_m, \text{кг/год}$	$G_{повіт}, \text{кг/год}$	$\alpha$	$g_e, \text{г/(кВт} \cdot \text{год)}$	$K_x, \%$ (Хартрідж)
1	1480	36,8	10,06	211	1,47	273,4	13,8
2	1510	23,2	6,80	215	2,21	293,1	6,0
3	1540	12,3	4,60	219	3,33	374,0	3,7
4	1590	0	2,48	227	6,40	-	2,1

## ВИСНОВОК

Проведені дослідження показали, що шляхом удосконалення процесу палива та властивостей застосовуваного палива можна забезпечити значне поліпшення експлуатаційно-технічних показників дизеля. Отримані при дослідженнях результати зводяться до наступних основних висновків та рекомендацій:

1. Для покращення якості процесів розпилювання палива та сумішоутворення запропоновано декілька варіантів дослідних розпилювачів форсунок з виконаними на носінні голки додатковими гідравлічними опорами. Серед цих розпилювачів найефективнішим виявився розпилювач за варіантом № 4, в якому конусна частина голки серійного розпилювача з кутом конуса  $60^\circ$  сточена на 0,1 мм (за діаметром) вище за посадковий діаметр, що дорівнює 2,65 мм.
2. Розроблено методику розрахунку параметрів перебігу палива в розпилювачі форсунки з використанням ПК *Ansys Fluent*. Досліджено стаціонарний перебіг нафтового ДП у розпилювачі дизеля типу Д-243 при максимальному підйомі голки форсунки. Методика дозволяє моделювати та динамічний процес течії палива.
3. З використанням розробленої методики проведено розрахункові дослідження параметрів потоку палива у розпилювачах з різною геометрією проточної частини. При стаціонарному перебігу палива та переході від серійного розпилювача до дослідного за варіантом № 4 кінетична енергія турбулентності потоку палива на виході з отвору, що розпилює, збільшилася від 2260,06 до 2330,30  $\text{м}^2/\text{с}^2$ , тобто. на 3,1%. При роботі системи паливоподачі в імпульсному режимі та вказаному переході максимальне збільшення кінетичної енергії турбулентності потоку палива на виході з отвору, що розпилює, склало 8,8%.

4. Проведено дослідження дизеля типу Д-243 у складі ДГУ при додаванні ВНТ до нафтового ДП. При випробуваннях використовувалося нафтове ДП марки «Л», до якого додавалися ВНТ типу *TNIMI* компанії *Timesnano* (Китай). Добавка ВНТ до нафтового ДП складала від 0 (чиста ДП) до 500 мг/л.
5. На режимі максимальної потужності зі збільшенням вмісту ВНТ у нафтовому ДП від 0 до 500 мг/л питома ефективна витрата палива знизилася від 273,6 до 273,4 г/(кВт·год). При додаванні до нафтового ДП 500 мг/л ВНТ ця витрата палива зменшилася на 0,3 % на режимі з повним навантаженням ( $N_e = 36,8$  кВт), на 1,8% на режимі з  $N_e = 23,2$  кВт, на 2,3% на режимі з  $N_e = 12,3$  кВт. На режимі максимальної потужності збільшення вмісту ВНТ у нафтовому ДП від 0 до 500 мг/л призвело до зменшення димності ВГ від 26,0 до 11,2 % за шкалою Хартриджа, тобто більш ніж удвічі.
6. При додаванні ВНТ до нафтового ДП відмічено зниження викидів оксидів азоту. Найбільше зменшення вмісту  $\text{NO}_x$  у ВГ відзначено на режимі максимальної потужності при зростанні вмісту ВНТ у суміші від 0 до 500 мг/л. При цьому концентрація  $\text{NO}_x$  у ВГ знизилася від 1763 до 1670 ppm (на 5,3%). Залежно від режиму роботи дизеля, таке зниження вмісту оксидів азоту в ВГ змінювалося в діапазоні від 2,5 до 8,0%. Добавка ВНТ до нафтового ДП слабо впливає на вміст в ВГ монооксиду вуглецю  $\text{CO}$  і вуглеводнів, що не згоріли,  $\text{CH}_x$ .

**Додаток Б (обов'язковий).**  
**ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ**  
**ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ**

ПРОТОКОЛ  
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ  
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Покращення роботи дизельних двигунів при використанні альтернативних видів палива на базі фермерського господарства «Нива» село Ракова Томашпільського району Вінницької області

Тип роботи: Магістерська кваліфікаційна робота  
(БДР, МКР)

Підрозділ кафедра автомобілів та транспортного менеджменту  
(кафедра, факультет)

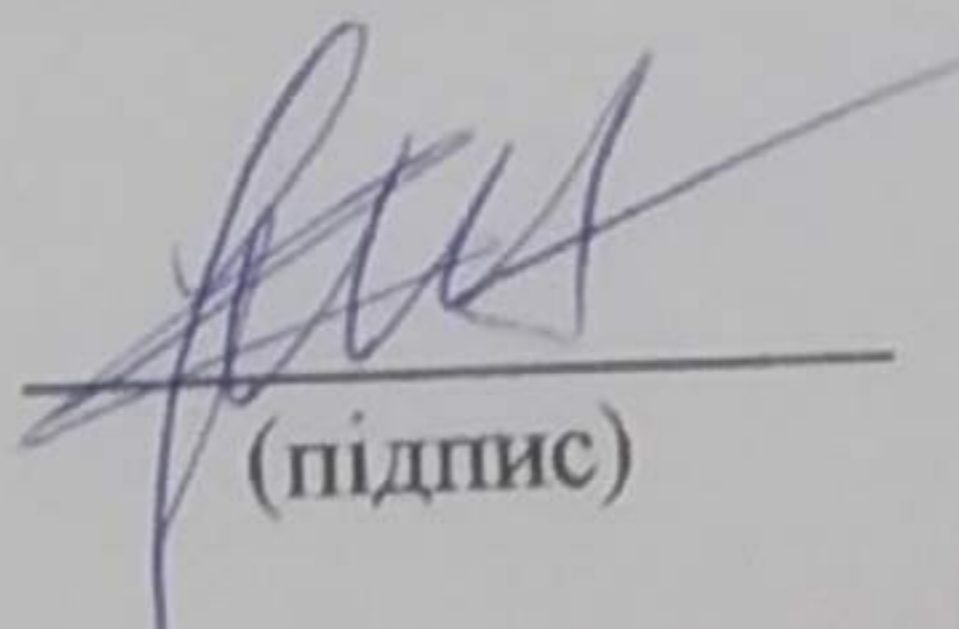
**Показники звіту подібності Unicheck**

Оригінальність 97,4 %      Схожість 2,6 %

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

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

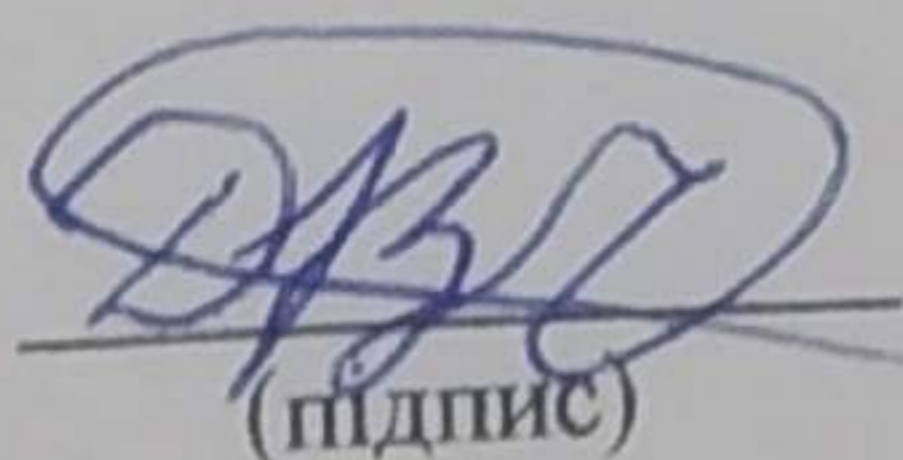
Особа, відповідальна за перевірку

  
(підпис)

Цимбал О.В.  
(прізвище, ініціали)

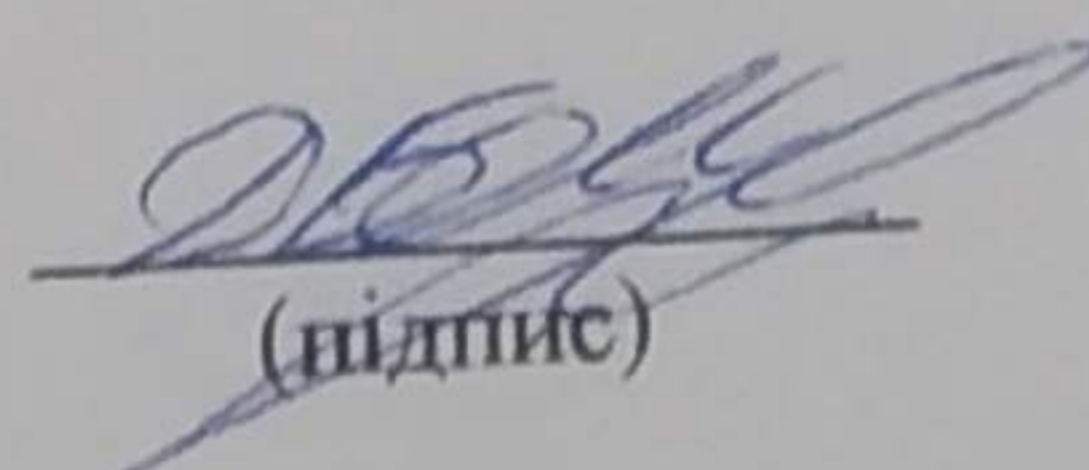
Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Unicheck щодо роботи.

Автор роботи

  
(підпис)

Дибський В.І.  
(прізвище, ініціали)

Керівник роботи

  
(підпис)

Борисюк Д.В.  
(прізвище, ініціали)