

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО

« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА,
ЩО ПРАЦЮЄ НА БІОДИЗЕЛЬНИХ ПАЛИВАХ РІЗНОГО СКЛАДУ**

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Здобувач освіти

Василь НАЛИВАЙКО

Дмитро ВЛАСЮК

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет	Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра	Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Ступінь	Магістр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування (шифр і назва)
Освітня програма	Двигуни внутрішнього згоряння

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
 О. А. Гогоренко
« » 20 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Власюку Дмитру Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Визначення ефективності дизель-генератора, що працює на біодизельних паливах різного складу

2. Керівник роботи канд. техн. наук, доцент Наливайко В. С.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від "15" 10 2025 року № 1226-уч

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Двигун Cummins 4BTA3.9-G2; потужність двигуна – 140 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1500 хв⁻¹; ступінь підвищення тиску в компресорі – 3,8; Ступінь стиску – 18; температура оточуючого середовища –30...+40 °С; атмосферний тиск – 89,9...101 кПа

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) загальні відомості про дизель-генераторну установку на базі двигуна Cummins; моделювання робочого циклу двигуна; дослідження впливу складу біодизельних палив на ефективність дизель-генератора; економічна оцінка доцільності застосування біодизельного палива; організація охорони праці та екологічна безпека при експлуатації дизель-генераторної установки

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна; індикаторна діаграма; графіки залежностей
досліджуваних параметрів

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

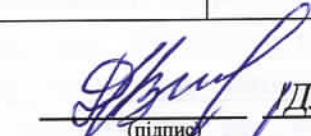
8. Дата видачі завдання _____

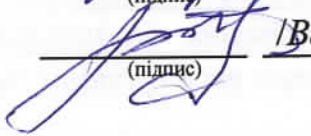
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи


 (підпис) /Дмитро ВЛАСЮК/
 (прізвище та ініціали)


 (підпис) /Василь НАЛИВАЙКО/
 (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі досліджується вплив складу біодизельних палив на основі ріпакової олії на ефективність дизель-генераторної установки з двигуном Cummins 4BTA3.9-G2. Розроблено термодинамічну модель робочого циклу двигуна та виконано теплові розрахунки для традиційного дизельного палива, а також для біодизелю з низьким та високим вмістом ерукової кислоти. Встановлено, що використання біодизелю призводить до зростання питомої витрати палива на 13,1...14,3 % через нижчу теплоту згоряння, але ефективна потужність збільшується незначно 0,66...0,84 % при збереженні коефіцієнта надлишку повітря. Проаналізовано вплив змін температури $-30...+40$ °C та тиску 89,9...101 кПа навколишнього середовища на потужність та економічність ДГУ.

Проведена економічна оцінка показала, що без державної підтримки перехід на біодизель збільшує річні витрати приблизно на 236 тис. грн, але за умови податкової пільги (10 %) та «зеленого» тарифу (надбавка 15 %) досягається позитивний економічний ефект 217,6 тис. грн/рік з терміном окупності капіталовкладень менше 3 місяців.

Запропоновано заходи з охорони праці та екологічної безпеки, зокрема заміну матеріалів паливної системи та впровадження моніторингу викидів. Рекомендовано використання біодизелю як добавки до традиційного палива (B5, B7, B20) для поєднання екологічних переваг із мінімізацією технічних ризиків.

Ключові слова: біодизель, дизель-генераторна установка, ефективність, тепловий розрахунок, економічна оцінка

ABSTRACT

The qualification thesis investigates the influence of the composition of rapeseed oil-based biodiesel fuels on the efficiency of a diesel-generator set equipped with a Cummins 4BTA3.9-G2 engine. A thermodynamic model of the engine's working cycle was developed, and thermal calculations were performed for conventional diesel fuel as well as for biodiesel with low and high erucic acid content. It was established that the use of biodiesel leads to an increase in specific fuel consumption by 13.1...14.3 % due to its lower calorific value, while effective power increases slightly 0.66...0.84 % under a constant excess air coefficient. The influence of ambient temperature $-30...+40$ °C and pressure 89.9...101 kPa changes on the power and fuel economy of the generator set was analyzed.

The economic evaluation showed that without state support, switching to biodiesel increases annual costs by 236 thousand UAH; however, with a tax incentive (10 %) and a "green" tariff (15 % surcharge), a positive economic effect is achieved (217.6 thousand UAH/year) with a payback period of less than 3 months.

Measures for labor protection and environmental safety are proposed, including replacement of fuel system materials and implementation of emission monitoring. The use of biodiesel as an additive to conventional fuel (B5, B7, B20) is recommended to combine environmental benefits with minimized technical risks.

Keywords: biodiesel, diesel-generator set, efficiency, thermal calculation, economic evaluation

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНА УСТАНОВКА НА БАЗІ ДВИГУНА	
CUMMINS 4BTA3.9-G2	7
1.1 Загальні відомості	7
1.2 Технічна характеристика двигуна	9
1.3 Висновок до розділу	12
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА CUMMINS	
4BTA3.9-G2	13
2.1 Вступ	13
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна	14
2.3 Розрахунок робочого циклу	17
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	25
2.5 Висновок до розділу	27
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СКЛАДУ БІОДИЗЕЛЬНИХ ПАЛИВ	
НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА	29
3.1 Сучасні тенденції та перспективи використання біодизельних палив	
в дизель-генераторах	29
3.1.1 Класифікація та способи отримання біодизельних палив	29
3.1.2 Міжнародний досвід використання біодизелю в енергетиці	30
3.1.3 Українська нормативна база та сировинні ресурси	30
3.1.4 Особливості застосування біодизелю в дизель-генераторних	
установах	31
3.2 Властивості біодизельних палив різного складу та їх вплив на роботу	
дизель-генераторних установок	32
3.3 Вплив складу палива на енергетичні та екологічні показники дизельних	
двигунів	35
3.4 Визначення властивостей біодизелів МЕРО різного кислотного складу ..	41
3.5 Тепловий розрахунок дизельного двигуна Cummins 4BTA3.9-G2	

при роботі на біодизелі різного складу	47
3.6 Взаємозв'язок виду палива та коефіцієнта надлишку повітря в дизель-генераторних установках	49
3.7 Вплив температури та тиску повітря на ефективність дизель-генератора при роботі на біодизельних паливах	50
3.7.1 Результати теплового розрахунку та аналіз впливу умов експлуатації	52
3.7.2 Математичне моделювання залежності N_e , b_e , G_n дизель-генератора від параметрів навколишнього середовища	58
3.8 Висновок до розділу	62
РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА НА ДВИГУНІ CUMMINS 4BTA3.9-G2	
4.1 Обґрунтування доцільності заміни традиційного дизельного палива на біодизель	65
4.2 Вихідні техніко-економічні дані для порівняльного аналізу	65
4.3 Розрахунок річних експлуатаційних витрат	66
4.4 Розрахунок економічного ефекту з урахуванням державної підтримки	67
4.5 Визначення терміну окупності додаткових капіталовкладень	68
4.6 Висновок до розділу	69
РОЗДІЛ 5. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЕКОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНОЇ УСТАНОВКИ НА БІОДИЗЕЛЬНОМУ ПАЛИВІ	
5.1 Вступ	70
5.2 Аналіз специфіки небезпечних та шкідливих факторів при роботі ДГУ на біодизелі	71
5.3 Організаційно-технічні заходи з охорони праці та промислової безпеки ..	73
5.4 Захист навколишнього середовища та екологічна безпека	75
5.5 Навчання, інструктажі та розробка оперативної документації	76
5.6 Висновок до розділу	78
ВИСНОВОК ДО РОБОТИ	79
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	81

ВСТУП

Сучасний етап розвитку енергетики характеризується пошуком альтернативних джерел енергії, здатних забезпечити стабільне електропостачання та відповідати вимогам екологічної безпеки. Однією з перспективних альтернатив традиційному дизельному паливу є біодизель – відновлюване паливо, отримане з рослинних олій або тваринних жирів. Його використання дозволяє зменшити залежність від нафтових ресурсів, знизити викиди шкідливих речовин у атмосферу та сприяти стабільному розвитку агросектору.

Україна, володіючи потужною сировинною базою для виробництва біодизелю, зокрема на основі ріпакової олії, має значний потенціал для впровадження цього виду палива в енергетичному секторі. Особливо актуальним є використання біодизелю в дизель-генераторних установках (ДГУ), які забезпечують автономне або резервне електропостачання критично важливих об'єктів. Однак ефективність роботи ДГУ на біодизелі залежить від фізико-хімічних властивостей палива, що, у свою чергу, визначається його складом та технологією виробництва.

Метою даної кваліфікаційної роботи є визначення впливу складу біодизельних палив на основі ріпакової олії на ефективність дизель-генераторної установки з двигуном Cummins 4BTA3.9-G2. Для досягнення поставленої мети вирішуються наступні завдання:

- провести аналітичний огляд сучасних тенденцій використання біодизелю в енергетиці та визначити властивості палив різного жирнокислотного складу.
- розробити термодинамічну модель робочого циклу двигуна для базового випадку роботи на традиційному дизельному паливі.
- виконати тепловий розрахунок двигуна при роботі на біодизелі з низьким та високим вмістом ерукової кислоти.
- оцінити вплив атмосферних умов (температури та тиску) на ефективність ДГУ при використанні біопалива.
- провести економічну оцінку доцільності застосування біодизелю з урахуванням експлуатаційних витрат та державної підтримки.

					КРМ.142.6221мз.25.02.00.ПЗ	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

– розробити заходи з охорони праці та екологічної безпеки при експлуатації ДГУ на біодизельному паливі.

Об'єктом дослідження є дизель-генераторна установка на базі двигуна Cummins 4BTA3.9-G2, а предметом – ефективність її роботи при використанні біодизельних палив різного складу.

Робота містить розділи, присвячені аналітичному огляду, моделюванню робочого циклу двигуна, дослідженню впливу палива на ефективність, економічній оцінці та питанням охорони праці та екологічної безпеки. Результати дослідження можуть бути використані для оптимізації експлуатації дизель-генераторних установок на альтернативних паливах, а також для розроблення рекомендацій щодо їхнього впровадження в умовах України.

					КРМ.142.6221мз.25.02.00.ПЗ	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНА УСТАНОВКА НА БАЗІ ДВИГУНА CUMMINS 4BTA3.9-G2

1.1 Загальні відомості

Дизель-генераторні установки (ДГУ) виробництва американської корпорації Cummins Inc. є одним із світових лідерів на ринку енергетичного обладнання. Вони синонімізовані з надійністю, високою продуктивністю та інноваційними технологіями. Cummins пропонує повний спектр рішень – від компактних портативних генераторів до потужних стаціонарних і контейнерних електростанцій потужністю понад 3 МВт. Cummins є унікальною компанією, яка самостійно розробляє та виготовляє всі ключові компоненти ДГУ: власні дизельні двигуни серій QSB, QSC, QSL, QSX, QSK та ін. (від 20 кВт до 4 МВт і більше) [1]; власні генератори марки Stamford, Newage та AVK, відомі своєю стабільністю напруги та довговічністю; панелі PowerCommand та інші власні системи контролю та автоматизації. Це дозволяє забезпечити ідеальну сумісність компонентів, максимальну ефективність і єдиний стандарт якості по всьому світу.

Таким чином, дизель-генераторні установки Cummins – це не просто обладнання, це комплексне енергетичне рішення, побудоване на основі власних передових технологій, з суворим контролем якості на всіх етапах. Вибір Cummins означає інвестицію в надійність, мінімальні витрати на експлуатацію та доступ до всесвітньої сервісної підтримки, що є критично важливим для забезпечення безперебійного живлення будь-якого об'єкта.

ДГУ на базі двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 [2] є компактным, надійним і енергоефективним джерелом автономного або резервного електроживлення (рис. 1.1). ДГУ поєднує в собі високотехнологічний дизельний двигун серії В та синхронний генератор, що забезпечує стабільну тривалу роботу в широкому спектрі умов експлуатації.

					КРМ.142.6221мз.25.02.01.ПЗ	Лист
						7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



Рис. 1.1. Дизель-генераторна установка на базі двигуна Cummins 4BTA3.9-G2

Базовий двигун: Cummins 4BTA3.9-G2. Це 4-циліндровий, 4-тактний, рядний дизельний двигун з робочим об'ємом 3.9 літра, турбонаддувом та проміжним охолодженням повітря (Aftercooler). Серія В відома своєю простотою конструкції, довговічністю та легкості в обслуговуванні.

Тип генератора: Трифазний синхронний генератор з самозбудженням та автоматичним регулюванням напруги (AVR – Automatic Voltage Regulator), що забезпечує високу точність підтримки вихідної напруги та частоти.

Основне призначення: резервне живлення для об'єктів, де перерви в електропостачанні неприпустимі (телекомунікаційні вузли, центри обробки даних, лікарні, банки, промислові підприємства, системи безпеки); основне живлення: Для будівельних майданчиків, видобувної промисловості, сільського господарства, віддалених населених пунктів, геологорозвідувальних експедицій та інших об'єктів, що не підключені до централізованих мереж; покриття пікових навантажень: Для зменшення навантаження на основну мережу в періоди максимального споживання.

					КРМ.142.6221мз.25.02.01.ПЗ	Лист
						8
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1.2 Технічна характеристика двигуна

Двигун Cummins 4BTA3.9-G2 є представником знаменитої серії B, яка за-служила репутацію одного з найнадійніших і найпоширеніших компактних дизе-лів у світі [2]. Цей чотирициліндровий двигун створений як універсальна силова основа для різноманітної техніки та обладнання, поєднуючи в собі перевірену часом конструкцію з сучасними технологіями для підвищення ефективності. Технічна характеристика двигуна типу 4BTA3.9-G2 представлена в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. *Технічна характеристика двигуна 4BTA3.9-G2*

Технічні характеристики	Параметр
Марка двигуна	4BTA3.9-G2
Тип двигуна	дизельний
Вид палива	дизель
Число тактів	4
Число циліндрів	4
Розташування циліндрів	рядне
Порядок роботи циліндрів двигуна	1-3-4-2
Діаметр циліндра, мм	102
Хід поршня, мм	120
Робочий об'єм двигуна, л	3,9
Ступінь стиску	14
Номінальна потужність, кВт (к.с.)	140 (190)
Максимальна частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹	1500
Максимальний обертовий момент, Н·м	307
Частота обертання, котра відповідає максимальному обертовому моменту, хв ⁻¹	1200
Мінімальна частота обертання холостого ходу, хв ⁻¹	600 ± 50

Електронний модуль управління (ЕСМ) – підвищені можливості забезпе-чують оптимальний баланс між дотриманням вимог по навантаженню, досягнен-ням ефективності використання палива і мінімізацією викидів. Модуль ЕСМ до-

зволяє забезпечити дотримання двигуном і системою подальшої обробки більш строгих вимог рівня Euro 6 до моніторингу системи бортової діагностики (OBD).

Електронний захист – датчики, встановлені в різних вузлах двигуна, безперервно передають дані в модуль ЕСМ з метою проведення самодіагностики і забезпечення захисту. Передбачені режим швидкої діагностики і функція завантаження даних, що допомагає домогтися максимального часу безвідмовної роботи транспортних засобів.

Паливна система високого тиску акумуляторного типу – функціонує при підвищеному тиску і забезпечує точніше управління процесом згорання. Система здатна створювати тиск упорскування аж до 1800 бар, що дозволяє поліпшити і прискорити передачу потужності, знизити шум і вдосконалити холодний пуск.

Турбокомпресор із змінною геометрією – розроблений підрозділом Cummins Turbo Technologies турбокомпресор із змінною геометрією (VGT) має оптимальний високий крутний момент і оптимальну низьку частоту оборотів, що дозволяє значно підвищити продуктивність двигуна і поліпшити загальні характеристики керованості автомобіля.

Новітні технології фільтрації для двигунів – новий фільтруючий матеріал для паливних фільтрів, створений на основі нанотехнологій, забезпечує неперевершений захист паливної системи двигуна, видаляючи до 98,7 % часток розміром всього 4 мікрона. Змінний елемент фільтра чинить менший вплив на навколишнє середовище в порівнянні зі своїм попередником, а унікальна запатентована конструкція, що запобігає запуску двигуна при відсутності фільтра, не допускає запуску двигуна без фільтруючого елемента, що усуває ризик потрапляння сміття в двигун.

Контроль за викидами – між системами EGR і SCR підтримується оптимальне співвідношення, що дозволяє відповідати чинним вимогам за рівнем оксиду азоту (NO_x), забезпечувати максимальну економію палива і використовувати реагент Adblue при найнижчих експлуатаційних витратах.

					КРМ.142.6221мз.25.02.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		10

Технологія двигуна ЕРА 2010 – технології рециркуляції охолоджених вихлопних газів і турбонаддува зі змінною геометрією були адаптовані під 4-циліндровий двигун і вимоги до експлуатації автотранспортних засобів в Європі.

Чавунний блок циліндрів забезпечує довгий ресурс і стійкість до навантажень. Ключовою особливістю двигуна є оснащення турбокомпресором, який значно підвищує потужність і крутний момент при збереженні компактних габаритів. Для досягнення оптимальної продуктивності та паливної економичності модель також обладнана проміжним охолоджувачем повітря (aftercooler), що знижує температуру повітря після стиснення в турбіні, збільшуючи його щільність і, відповідно, ефективність згоряння палива..

Композитні матеріали – використовуються для таких компонентів, як клапанна кришка і піддон картера для зниження ваги і шуму.

Масляний насос – приводиться в дію колінчастим валом через героторний вузол, а не традиційним чином, тобто шестерінчастим приводом колінчастого валу. Більш проста конструкція знижує шум і оптимізує витрати масла під час холодного пуску.

Модуль охолодження – поєднує водяний насос, масляний фільтр і охолоджувач масла, що дозволяє поліпшити управління тиском і підвищити надійність і термін служби двигуна.

Конструкція двигуна орієнтована на простоту обслуговування та ремонтпридатність, що є класичною рисою інженерії Cummins. Він розроблений з урахуванням суворих екологічних вимог і відповідає міжнародним стандартам щодо викидів, що робить його прийнятним для експлуатації в різних регіонах. Завдяки своїй універсальності, 4ВТА3.9-G2 знаходить застосування не лише в якості серцевини дизель-генераторних установок, але й активно використовується в будівельній та комунальній техніці, насосних станціях, малих суднах та інших агрегатах, де потрібна компактна, але витривала і економічна дизельна тяга. Його популярність ґрунтується на ідеальному балансі між потужністю, довговічністю та легкою інтеграцією в різні типи обладнання.

					КРМ.142.6221мз.25.02.01.ПЗ	Лист
						11
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1.3 Висновок до розділу

У даному розділі було представлено дизель-генераторну установку на базі двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 як комплексне та високоефективне рішення для забезпечення автономного та резервного електроживлення. Було розглянуто її загальне призначення, конструктивні особливості та детальні технічні характеристики.

Встановлено, що двигун Cummins 4BTA3.9-G2, який є основою ДГУ, поєднує в собі доведену надійність серії B з сучасними технологіями, такими як турбонаддув, проміжне охолодження повітря (aftercooler) та вдосконалена електронна система управління (ECM). Це забезпечує установці високу паливну економічність, стабільну продуктивність у широкому діапазоні навантажень та відповідність сучасним екологічним стандартам.

Технічний аналіз двигуна підкреслює його універсальність та орієнтацію на довговічність та простоту обслуговування, що робить його придатним не лише для генераторних установок, але й для будівельної техніки, насосних агрегатів та інших застосувань.

Таким чином, ДГУ на базі Cummins 4BTA3.9-G2 є технічно досконалим та економічно обґрунтованим вибором для забезпечення безперебійного електропостачання об'єктів різного рівня критичності та складності експлуатаційних умов. Її основні переваги – модульність, адаптивність, екологічна безпека та підтримка глобальної сервісної мережі Cummins – формують надійну основу для побудови стабільних систем резервного та основного живлення.

					КРМ.142.6221мз.25.02.01.ПЗ	Лист
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА CUMMINS 4BTA3.9-G2

2.1 Вступ

Основною метою даної роботи є визначення впливу біодизельних палив різного хімічного складу та фізико-хімічних властивостей на ефективність роботи дизель-генераторної установки. Одним з ключових інструментів для досягнення цієї мети є теоретичне моделювання робочого циклу двигуна, яке дозволяє провести глибокий аналіз процесів, що відбуваються в циліндрі при використанні альтернативних палив.

Досліджуваний двигун Cummins 4BTA3.9-G2 є типовим представником надійних силових агрегатів, широко використовуваних у генераторних установках середньої потужності. Для прогнозування зміни його енергетичних, економічних та, частково, екологічних показників при переході на біодизель необхідно спочатку сформулювати адекватну математичну модель його базового робочого процесу на штатному дизельному паливі (ДП).

Метою даного розділу є розробка та реалізація термодинамічної моделі робочого циклу двигуна Cummins 4BTA3.9-G2, призначеної для подальшого аналізу впливу паливних факторів. Моделювання дозволить отримати теоретичні індикаторні діаграми та розрахувати базові показники ефективності (середній індикаторний тиск, індикаторна потужність, індикаторний ККД, питома індикаторна витрата палива), які будуть використані як еталон для порівняння.

Основні завдання моделювання включають:

- формалізацію робочого циклу на основі моделі сумішового горіння з урахуванням реальних властивостей робочого тіла.
- розрахунок та побудову індикаторної діаграми для номінального режиму роботи двигуна на дизельному паливі.

					КРМ.142.6221мз.25.02.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		13

– визначення ключових параметрів циклу: тиск і температура в характерних точках (кінець стиснення, максимальний тиск циклу, кінець видимого горіння).

– обчислення індикаторних показників ефективності та їх зіставлення з заводськими даними для верифікації адекватності моделі.

– підготовку моделі до подальшого введення змінних параметрів, що характеризують біодизельні палива (нижча теплотворна здатність, в'язкість, цетанове число, кінематика випаровування та горіння).

Модель буде побудована з урахуванням геометричних параметрів двигуна (діаметр циліндра, хід поршня, ступінь стиснення, радіус кривошипа) та номінальних режимних параметрів (номінальна частота обертання, номінальна потужність). Як методологічна основа прийнятий підхід з використанням рівнянь термодинаміки, законів збереження маси та енергії для відкритої термодинамічної системи (циліндра) з урахуванням теплообміну зі стінками, гідравлічних втрат та реального характеру процесу згоряння.

Результати цього етапу моделювання стануть фундаментальною базою для виконання основного завдання роботи. У подальших розділах, шляхом корекції вихідних даних моделі (теплота згоряння, тривалість горіння, кінетика виділення теплоти) відповідно до властивостей конкретних біодизельних сумішей, буде проведено порівняльний аналіз їх впливу на індикаторні показники та ефективність дизель-генератора в цілому..

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Ефективність та достовірність математичного моделювання робочого циклу двигуна внутрішнього згоряння в значній мірі залежить від коректного вибору вихідних параметрів та прийнятих розрахункових залежностей. Ці параметри характеризують як конструктивні особливості двигуна, так і

					КРМ.142.6221мз.25.02.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		14

специфіку протікання термодинамічних процесів у його циліндрах, що, у свою чергу, безпосередньо залежить від властивостей палива.

Даний підрозділ має на меті обґрунтувати вибір основних параметрів, що будуть використані при побудові моделі робочого циклу двигуна Cummins 4BTA3.9-G2, з акцентом на подальшу можливість їх корекції для моделювання роботи на біодизельних паливах.

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (стандартні атмосферні умови).

Тиск навколишнього повітря p_0 . Варто приймати $p_0 = 0,101$ МПа (стандартні умови застосування).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 18$ [3].

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,0$ [3].

Показник адіабати повітря $k_s = 1,41$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,97$.

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{m.ad} = 0,79$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$ [3, 4].

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проєктованого.

					КРМ.142.6221мз.25.02.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		15

Приймаємо $\xi_z = 0,96$; $\xi_b = 0,92$ [5].

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,4$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: 5...45 К – для ДВЗ з наддувом та 10...20 К – для ДВЗ без наддуву [5, 6].

Приймаємо $\Delta T_a = 5$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Приймаємо $\eta_m = 0,93$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,004$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Приймаємо $T_r = 780$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу: С = 0,866 кг – кількість вуглецю; Н = 0,130 кг – кількість водню; S = 0 кг – кількість сірки; О = 0,004 кг – кількість кисню [3].

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчатого валу, тоді для 4 – тактних двигунів $Z = 0,5$.

Нижча теплота згорання палива. Приймаємо $Q_n = 42716,61$ кДж/кг.

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_n . Приймаємо $\varphi_n = 0$.

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі MathCAD і приводиться далі в якості роздруківки.

2.3 Розрахунок робочого циклу

- 1.1 Ефективна потужність, кВт $N'_e = 140$
- 1.2. Частота обертання, хв⁻¹ $n = 1500$
- 1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа $P_0 = 0.101$
- 1.4 Температура навколишнього середовища, К $T_0 = 293$
- 1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі $Пк = 3.8$
- 1.6 Коефіцієнт продувки $\phi_a = 1.1$
- 1.7 Коефіцієнт залишкових газів $\gamma_r = 0.04$
- 1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z $\xi_z = 0.96$
- 1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b $\xi_b = 0.92$
- 1.10 Ступінь стиску $\varepsilon_{\text{мв}} = 18$
- 1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні $\lambda = 1.4$
- 1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К $\Delta T_a = 5$
- 1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку $\phi_n = 0$
- 1.14 Коефіцієнт скрутлення індикаторної діаграми $\zeta = 0.96$
- 1.15 Механічний ККД двигуна $\eta_m = 0.93$
- 1.16 Адіабатний ККД компресора $\eta_{k.ad} = 0.74$
- 1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа $\Delta P_{ox.} = 0.004$
- 1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря $\eta_o = 0.97$
- 1.19 Температура залишкових газів, К $T_r = 780$
- 1.20 Масовий склад палива (кг/кг):
 $C_{\text{мв}} = 0.866$
 $H_{\text{мв}} = 0.130$
 $S_{\text{мв}} = 0$
 $O = 0.004$
- 1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг) $Q_H = 42716.61$
- 1.22 Кількість циліндрів $i = 4$
- 1.23 Діаметр циліндру, м $D_c = 0.102$
- 1.24 Хід поршня, м $S_c = 0.12$
- 1.25 Коефіцієнт тактності $z = 0.5$

1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2$

1.27 Показник адіабати для повітря $k_g = 1.41$

1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.97$

1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.79$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot \Pi k \quad P_k = 0.384$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 477.089$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 298.523$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 321.849$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.380$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.368$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_n = 0.916$$

3. Розрахунок процесу стиску

3.1 Середня мольна ізохорна теплоємність повітря, кДж/(моль*К)

$$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

3.2 Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згорання кДж/(моль*К)

$$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

3.3 Теплоємність суміші повітря та залишкових газів на ході стиску кДж/(моль*К)

$$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} - b_c \cdot T$$



$$b_c = 0.002521 \quad a_{vc} = 19.283$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_I - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_I - 1})} \quad n_I = 1.363$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_I} \quad P_c = 18.923$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_I - 1} \quad T_c = 918.42$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 0.996$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0328$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0315$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 1.043$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.033$$

4.6 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z, кДж/(моль*К)

$$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$$

де $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0326$

$$L_0 = 0.495 \quad \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.066$$

$$a_{vz} = 19.90885$$

$$b_z = 0.00309$$

4.7 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b, кДж/(моль*К)

$$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$$

$$a_{vb} = 19.88358$$

$$b_b = 0.003067$$

					КРМ.142.6221мз.25.02.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		20

4.8 Максимальна температура згоряння, К
- знаходимо з наступного рівняння:



$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

звідки: $T_z = 1983.942$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 26.492$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

$$\rho = 1.594$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 11.294$$

5.3 Середній показник політропи розширення та температура в кінці процесу розширення, К. (знаходимо зі слідуючої системи рівнянь, методом послідовних наближень):

$$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$$



$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$$

$$n_2 = 1.303$$

$$T_b = 952.54$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

$$P_b = 1.126$$

					КРМ.142.6221мз.25.02.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		21

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

$$P'_i = 3.198$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 3.07$$

6.3 Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.166$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.508$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 2.855$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.472$$

7.3 Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.1785$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 140.105$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0.075 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

					КРМ.142.6221мз.25.02.02.ПЗ	Лист
						22
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря

$$\frac{Дж}{кг \cdot K} \quad R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 0.219$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 0.226$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.365$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 732.98$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.023$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів,

$$\frac{Дж}{кг \cdot K} \quad R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$$

$$R_t = 287.592$$

8.7 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.376$$

8.8 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{k\delta} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_g}{k_g - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{k\delta} = 3.828$$

8.9 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{k\delta} - P_k}{P_{k\delta}} \quad \Delta P_k = 0.735 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $V/V_c = \epsilon_x$ – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення

Дані для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,363
Показник політропи розширення n_2	1,303
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	18,923
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	26,492
Ступінь попереднього розширення ρ	1,594
Ступінь стиснення ϵ	18

Таблиця 1

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розп}$
1,00	26,49	
1,00	18,92	26,49
1,59	10,02	26,49
2,41	5,69	15,42
3,23	3,82	10,54
4,05	2,81	7,85
4,88	2,18	6,17
5,70	1,77	5,04
6,52	1,47	4,23
7,34	1,25	3,62
8,16	1,08	3,16
8,98	0,95	2,79
9,80	0,84	2,49
10,62	0,76	2,24
11,44	0,68	2,03
12,26	0,62	1,86
13,08	0,57	1,71
13,90	0,52	1,58
14,72	0,48	1,46
15,54	0,45	1,36
16,36	0,42	1,27
17,18	0,39	1,20
18,00	0,37	1,13
18,00	0,37	0,37

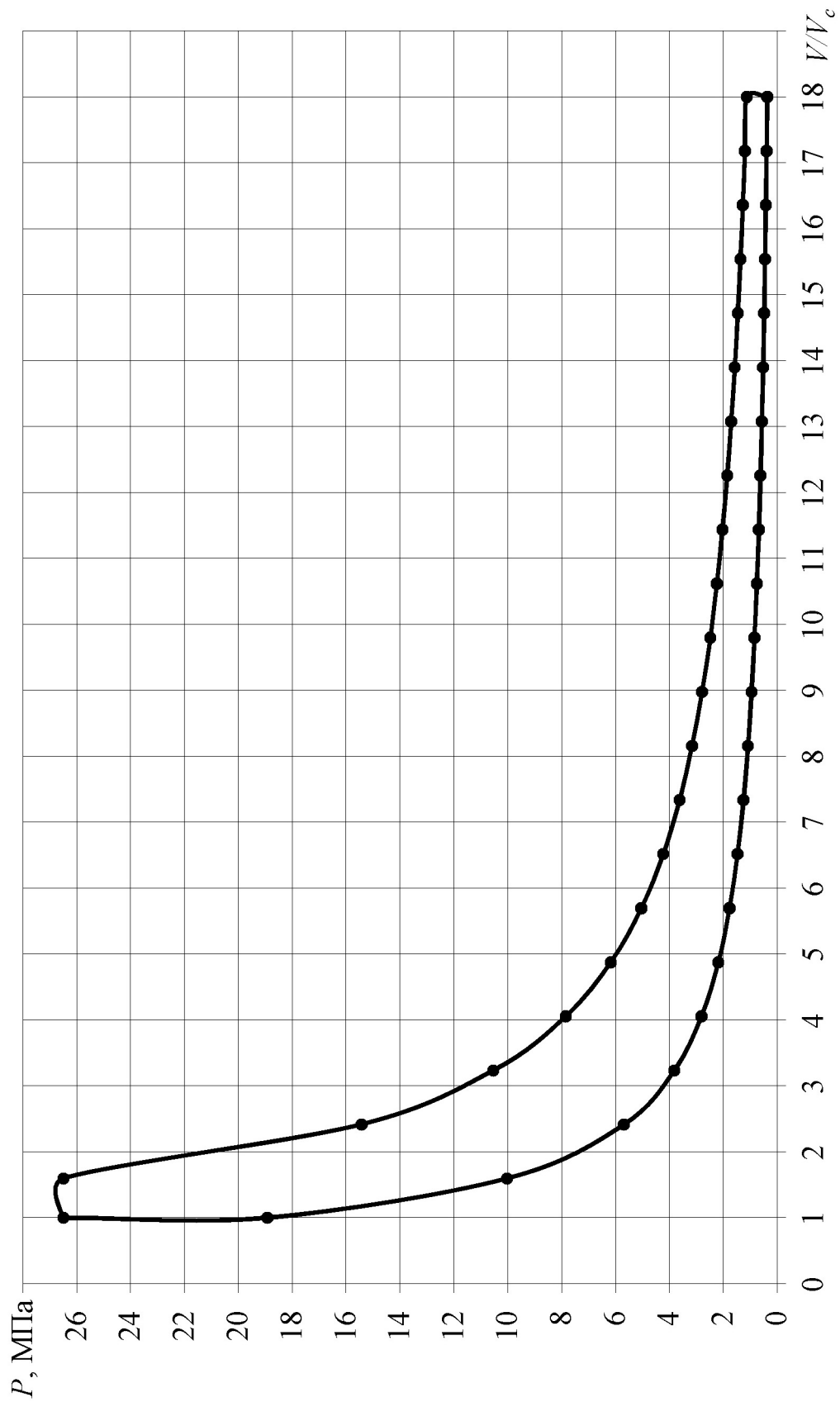


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна Cummins 4BTA3.9-G2

2.5 Висновок до розділу

У рамках даного розділу було розроблено та реалізовано математичну модель робочого циклу дизельного двигуна Cummins 4BTA3.9-G2, призначену для базової оцінки його ефективності та подальшого дослідження впливу альтернативних палив. Модель побудована на основі класичного термодинамічного підходу, що враховує реальні властивості робочого тіла, процеси теплообміну та кінетику виділення теплоти.

Критичним етапом моделювання став обґрунтований вибір вихідних параметрів, що враховують конструктивні особливості даного двигуна з проміжним охолодженням (наприклад, ступінь стиснення $\varepsilon = 18$, коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 2,0$). Це дозволило максимально наблизити модель до реальних умов роботи базового двигуна на стандартному дизельному паливі.

За допомогою середовища MathCAD було здійснено комплексний розрахунок циклу, результатом якого є:

- побудова теоретичної індикаторної діаграми, яка візуалізує динаміку зміни тиску в циліндрі протягом усього робочого циклу.
- визначення основних термодинамічних параметрів у характерних точках (тиск і температура наприкінці стиснення, максимальний тиск циклу).
- розрахунок індикаторних показників ефективності, таких як середній індикаторний тиск (p_i), індикаторна потужність (N_i), індикаторний ККД (η_i) та питома індикаторна витрата палива (b_i).
- визначення ефективних показників через механічний ККД, отримані значення яких (потужність, крутний момент, ефективний ККД) забезпечують основу для порівняння з паспортними даними двигуна.

Отримані результати свідчать про адекватність розробленої моделі, оскільки розрахункові ефективні показники демонструють добре узгодження з номінальними характеристиками двигуна 4BTA3.9-G2. Це підтверджує, що модель коректно відображає термодинамічні процеси та може слугувати достовірним інструментом для дослідницького аналізу.

Таким чином, основним результатом розділу є створення верифікованої розрахункової бази для дизельного палива. Ця модель є фундаментом для виконання головного завдання роботи. У наступному розділі шляхом корекції у вихідних даних моделі параметрів, що залежать від палива (теплота згоряння Q_n , характеристики процесу згоряння), буде проведено порівняльне моделювання робочого циклу при використанні біодизельних палив різного складу. Це дозволить кількісно оцінити їхній вплив на індикаторні та ефективні показники досліджуваної дизель-генераторної установки.

					КРМ.142.6221мз.25.02.02.ПЗ	Лист
						28
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СКЛАДУ БІОДИЗЕЛЬНИХ ПАЛИВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

3.1 Сучасні тенденції та перспективи використання біодизельних палив в дизель-генераторах

3.1.1 Класифікація та способи отримання біодизельних палив

Біодизель – це узагальнена назва ряду речовин, які можуть використовуватися як паливо в дизельних двигунах внутрішнього згорання (ДВЗ). На відміну від традиційного дизельного палива (ДП), яке є продуктом переробки скінченних нафтових ресурсів, біодизельні палива належать до поновлюваних джерел енергії та представляють перспективну альтернативу для енергетичного сектора.

Залежно від способу отримання та сировини, розрізняють три основні види біодизелю:

- Synfuel (синтез-паливо) – отримується шляхом переробки природного газу методом Фішера-Тропша;

- Sunfuel – продукується з органічної сировини (тирса, вугілля, відходи сільського господарства, продовольчі жири) при високій температурі (до 1600 °C);

- Biotroll – синтетичне паливо, що виробляється з відновлюваних джерел.

Для дизель-генераторних установок особливе значення мають біодизелі на основі природних олій, які отримують шляхом переестерифікації жирних кислот. В Україні найбільш поширеними олійними культурами для виробництва біодизелю є ріпак (понад 80 % посівних площ) та соняшник. Світовий досвід включає використання соєвої, пальмової олій та мікроводоростей [8]. В табл. 3.1 наводиться порівняльна характеристика біодизелів різного походження

					КРМ.142.6221мз.25.02.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		29

Таблиця 3.1. Порівняльні характеристики біодизелів різного походження

Показник	Біодизель			
	ріпаковий	соняшниковий	соєвий	пальмовий
Цетанове число	51...54	49...52	48...52	58...62
Теплота згоряння, МДж/кг	37,1...37,5	36,8...37,2	36,5...37,0	38,0...38,5
Температура застигання, °С	-10...-15	-5...-10	-5...-8	+10...+15
В'язкість при 40 °С, мм²/с	4,0...5,0	4,2...5,2	3,8...4,5	4,5...5,5

3.1.2 Міжнародний досвід використання біодизелю в енергетиці

Найбільшого поширення біодизельне паливо отримало в країнах Західної Європи, що знайшло відображення в нормативних документах. Стандарти EN 14214, EN 590, DIN 51606 дозволяють наявність до 5 % добавки біодизелю до ДП. У Франції все товарне ДП містить 5 % біопалива, а в Німеччині та Австрії дизель-генератори промислового призначення активно експлуатуються на паливі з вмістом біодизелю до 20 % (B20).

Для дизель-генераторних установок перехід на біодизельне паливо має специфічні особливості:

- стаціонарність експлуатації дозволяє оптимізувати систему живлення під конкретний тип палива та здійснювати регулярне технічне обслуговування;
- локальність сировинної бази знижує транспортні витрати та забезпечує енергетичну безпеку;
- екологічні переваги особливо актуальні для генераторів, що працюють у населених пунктах або природоохоронних зонах;
- можливість використання відходів (відпрацьовані харчові олії, тваринні жири) зменшує собівартість виробництва електроенергії.

3.1.3 Українська нормативна база та сировинні ресурси

Сировинна база України дозволяє отримувати до 3,6 млн тон біодизелю на рік [9], для чого необхідно засівати відповідними культурами площу 65,5

					КРМ.142.6221мз.25.02.03.ПЗ	Лист
						30
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

тис. км². В багатьох регіонах України, зокрема в Запорізькій, Вінницькій та Хмельницькій областях, функціонують міні-заводи з виробництва біодизельного палива потужністю від 5 до 50 тис. тон на рік.

Нормативна база України регулює використання біодизелю через систему державних стандартів:

ДСТУ 7688:2015 – визначає об'ємну частку метилових/етилових естерів жирних кислот: B7 (5...7 %), B5 (до 5 %), B0 (без біодобавок) [10];

ДСТУ 6081:2009 – технічні вимоги до метилових ефірів жирних кислот;

ДСТУ 7178:2010 – вимоги до етилових естерів жирних кислот;

ДСТУ 8695:2016 – технічні вимоги до альтернативного палива для дизельних двигунів.

3.1.4 Особливості застосування біодизелю в дизель-генераторних установках

Біодизель може використовуватися як повна заміна ДП (B100), так і в якості паливної добавки. Вміст біодизелю позначається літерою «В» і цифрою, що вказує на відсотковий вміст (наприклад, B20 – 20 % біодизелю, 80 % дизелю).

Для дизель-генераторів критичними є такі аспекти:

Технічні модифікації: Перехід на біодизель вимагає заміни гумотехнічних виробів у системі живлення на матеріали класу KFM, стійкі до дії жирних кислот та спиртів.

Експлуатаційні особливості: Високі миючі властивості біодизелю можуть призводити до засмічення паливних фільтрів у перші години експлуатації, що потребує їх частішої заміни на початковому етапі.

Енергетична ефективність: Ефективність дизель-генератора при роботі на біодизелі залежить від:

– хімічного складу палива (вміст кисню, співвідношення насичених/ненасичених кислот);

					КРМ.142.6221мз.25.02.03.ПЗ	Лист
						31
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- цетанового числа та теплоти згоряння;
- оптимального співвідношення в сумішах з традиційним ДП;
- конструктивних особливостей системи впорскування та регулювання паливної апаратури.

Сезонні фактори: Підвищена температура застигання деяких видів біодизелю обмежує їх використання в зимовий період без добавок депресаторів або підігріву паливної системи.

3.2 Властивості біодизельних палив різного складу та їх вплив на роботу дизель-генераторних установок

Залежно від виду рослинної сировини, що є основою для виробництва біодизелю, фізико-хімічні властивості отриманого палива можуть мати істотні відмінності. Найбільш близькими за характеристиками до традиційного дизельного палива (ДП) є метилові та ізопропілові естери, отримані з ріпакової та соєвої олій. На противагу цьому, метилові естери на основі пальмової олії демонструють значно відмінні властивості, що обумовлено різницею у жирнокислотному складі вихідної сировини [8].

Для порівняння основних експлуатаційних характеристик, у табл. 3.2 представлено фізико-хімічні властивості дизельного палива, ізопропілового естеру ріпакової олії (ІПЕРО) та метилового естеру ріпакової олії (МЕРО), які є найбільш поширеними типами біодизелю в Україні та розглядаються як перспективні компоненти для паливних сумішей у дизель-генераторних установках.

Таблиця 3.2. Властивості ДП та біопалива [8]

Величина	Норматив для ДП відповідно до ДСТУ 7688:2015	Товарний ДП Євро-5 марки «Л»	ІПЕРО	МЕРО	Порівняння показника для ІПЕРО/ МЕРО відносно товарного ДП
Цетанове число	≥ 51	49	53	54	краще
Щільність при 15 °C, кг/м ³	820...845	835	875	880	не відпові- дає
Масова частка полі- циклічних ароматич- них вуглеводнів, %	≤ 8	7	0	0	краще
Вміст сірки, мг/кг	≤ 10	8	4	3	краще
Зольність, % (мас.)	$\leq 0,005$	0,004	0,004	0,003	краще
Температура спала- ху у закритому тиг- лі, °C	≥ 55	58	62	59	краще
Змашувальна здат- ність: діаметр плями зносу за температу- ри 60 °C, мкм	≤ 460	450	420	430	краще
Кінематична в'язкість при 40 °C, мм ² /с	2,0...4,5	3,7	12,1	5,6	не відпові- дає
Гранична темпера- тура фільтрованості, °C	≤ -5	-10	-3	-8	відповідає/ не відпові- дає

Аналіз даних табл. 3.2 показує, що за більшістю ключових параметрів (цетанове число, вміст сірки, зольність) «чисті» ІПЕРО та МЕРО відповідають вимогам ДСТУ 7688:2015 для дизельного палива, що свідчить про принципову можливість їх використання. Однак, підвищені значення щільності та кінематичної в'язкості можуть ускладнити прокачування палива в системах живлення, особливо в умовах низьких температур, а збільшена температура границі фільтрованості обмежує холодостійкість.

Враховуючи ці особливості, найбільш доцільним для забезпечення стабільної роботи дизель-генераторних установок є використання ІПЕРО та МЕРО не у вигляді чистого палива (В100), а як біологічних добавок до традиційного дизельного палива. Це дозволяє поєднати екологічні переваги біодизелю з надійністю та експлуатаційними характеристиками звичайного ДП, мінімізуючи ризики для паливної апаратури та забезпечуючи працездатність системи в різних кліматичних умовах..

У дослідженні [8] було встановлено та експериментально обґрунтовано оптимальні пропорції двох паливних сумішей для використання в дизельних двигунах, зокрема в генераторних установках:

Суміш 1: 93% традиційного дизельного палива (ДП) та 7% ізопропілового естеру ріпакової олії (ІПЕРО);

Суміш 2: 93% дизельного палива та 7% метилового естеру ріпакової олії (МЕРО).

Обидві композиції демонструють повну відповідність фізико-хімічних властивостей вимогам ДСТУ 7688:2015 щодо дизельного палива. Це підтверджує їхню придатність до експлуатації без необхідності внесення суттєвих змін у конструкцію паливної системи.

Технологія приготування таких сумішей є простою та доступною: достатньо механічного перемішування компонентів протягом 10 хвилин. Важливою практичною перевагою є стабільність отриманих сумішей – вони не схильні до розшарування протягом тривалого часу зберігання, що забезпечує їхню технологічну придатність для промислового та комунального застосування в системах аварійного та резервного електропостачання.

Нижча теплота згорання (теплотворна здатність) біодизельних палив є істотно нижчою порівняно з традиційним дизельним паливом, значення якого становить приблизно 42,5...43,0 МДж/кг. Ця різниця обумовлена хімічною будовою молекул біодизелю, які містять атоми кисню, що не вносять внеску у енерговиділення при згорянні.

					КРМ.142.6221мз.25.02.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		34

Конкретне значення теплоти згорання біодизелю суттєво залежить від його хімічного складу та походження сировини, як ілюструють дані з наукових джерел:

- 31 МДж/кг – загальна оцінка для деяких типів біодизелю;
- 39,6 МДж/кг – характерне для метилового естеру ріпакової олії (МЕ-РО) з низьким вмістом ерукової кислоти;
- 38,3 МДж/кг – властиве метиловому естеру, отриманому з олії *Jatropha*.

Така різноманітність значень підкреслює важливість врахування конкретного сировинного складу при розрахунку енергетичної ефективності дизель-генератора та прогнозуванні його паливної економічності.

3.3 Вплив складу палива на енергетичні та екологічні показники дизельних двигунів

Як видно з попереднього аналізу, властивості біодизельного палива критично залежать від сировинного походження та технології його отримання. Це створює значний розкид у характеристиках, що впливає на експлуатаційні показники дизель-генераторів.

Для України найбільш релевантними та доступними є біодизелі на основі місцевих олійних культур — перш за все ріпаку, а також соняшника та відходів харчових жирів. На відміну від цього, у світовій практиці ширше поширені біодизелі з соєвої та пальмової олії, що мають дещо інший жирнокислотний склад і, відповідно, відмінні експлуатаційні властивості.

Така географічна специфіка визначає важливість критичного підходу до аналізу міжнародних досліджень: результати, отримані для соєвого або пальмового біодизелю, не завжди можна безпосередньо екстраполювати на українські умови та сировину. Тому при пошуку та аналізі наукової інформації необхідно чітко ідентифікувати вид сировини та технологію отримання біопалива, щоб забезпечити коректність порівнянь та практичну цінність висновків для місцевих умов експлуатації дизель-генераторних установок.

					КРМ.142.6221мз.25.02.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		35

Науковий консенсус та дослідницька практика щодо оцінки впливу палива на роботу дизельних двигунів (зокрема, у генераторних установках) сформувалися на основі вивчення конкретних, стандартизованих паливних композицій. Переважна більшість публікацій надає результати для двох основних категорій: паливних сумішей типу «дизельне паливо – біодобавка» з чітко визначеним вмістом біодизелю: 5% (B5), 7% (B7) та 20% (B20) або чистого біодизелю (B100). Такий підхід не є випадковим. Він повністю узгоджується з вимогами національних та міжнародних стандартів (наприклад, ДСТУ 7688:2015, EN 14214), які регламентують саме ці концентрації для комерційного використання. Обґрунтування цих значень ґрунтується на пошуку оптимального балансу між екологічними перевагами біопалива, його сумісності з існуючою паливною апаратурою та мінімізацією ризиків для двигуна [11, 12].

Систематизація результатів міжнародних досліджень свідчить про значний обсяг проведених порівняльних випробувань дизельних двигунів, зокрема в контексті генераторних установок, при роботі на традиційному паливі та біодизелі. Загальним висновком цих робіт є принципова можливість технічної реалізації як повної заміни дизельного палива (ДП) на біодизель (B100), так і його часткового використання у вигляді добавок.

Однак, усі дослідники одностайно констатують наявність суттєвих відмінностей у ключових фізико-хімічних показниках між паливами. Ці відмінності (такі як нижча теплота згорання, підвищена в'язкість, наявність зв'язаного кисню в молекулі) безпосередньо впливають на характеристики робочого процесу в циліндрі – динаміку впорскування, швидкість згорання, тепловиділення. Як наслідок, вони закономірно змінюють індикаторні та ефективні показники двигуна: питому витрату палива, потужність, ККД, а також склад відпрацьованих газів.

Ключовою хімічною особливістю біодизелю (метилового ефіру), що безпосередньо впливає на процес згорання в циліндрі дизельного двигуна, є наявність атомів кисню (приблизно 10 % за масою) у складі його молекул.

					КРМ.142.6221мз.25.02.03.ПЗ	Лист
						36
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Цей «вбудований» окиснювач сприяє більш інтенсивному та повному згорянню палива, що підвищує температуру в циліндрі. З одного боку, це може покращити індикаторний та ефективний коефіцієнт корисної дії (ККД) двигуна. З іншого боку, підвищена температура циклу сприяє інтенсифікації утворення оксидів азоту (NO_x), що є негативним екологічним фактором.

Одночасно молекула біодизелю характеризується меншою, порівняно з традиційним дизельним паливом, часткою вуглецю (приблизно 77 %), який є основним енергоносієм. Це обумовлює зниження нижчої теплоти згорання біодизелю в середньому на 13...15 %. Для компенсації цього енергетичного дефіциту та підтримки номінальної потужності двигуна (зокрема, генераторної установки) необхідно збільшувати кількість палива, що подається за цикл. Як наслідок, спостерігається зростання годинних та питомих ефективних витрат палива.

Дослідження, представлене в роботі [13], містить результати стендових випробувань дизельного двигуна VAG 1,9 TDI (що встановлювався на легковому автомобілі Volkswagen Passat B4) при роботі на конкретній паливній суміші (рис. 3.1). Склад досліджуваного палива включав 80% традиційного дизельного палива (ДП) та 20 % метилових естерів жирних кислот (МЕЖК), які були отримані шляхом переробки утилізованих відходів продовольчих жирів.

Порівняльний аналіз результатів випробувань (рис. 3.1) дозволяє виявити наступні тенденції:

1. Паливна економічність. При використанні біопаливної суміші спостерігається збільшення годинної витрати палива до 8 % порівняно з роботою на ДП. Це прямий наслідок зниженої на 13...15 % нижчої теплоти згорання біодизельного компонента, що компенсується підвищеною об'ємною подачею палива для підтримки потужності двигуна.

2. Екологічні характеристики відпрацьованих газів. Заміна частки ДП на біодизель призводить до суттєвої зміни складу викидів:

					КРМ.142.6221мз.25.02.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		37

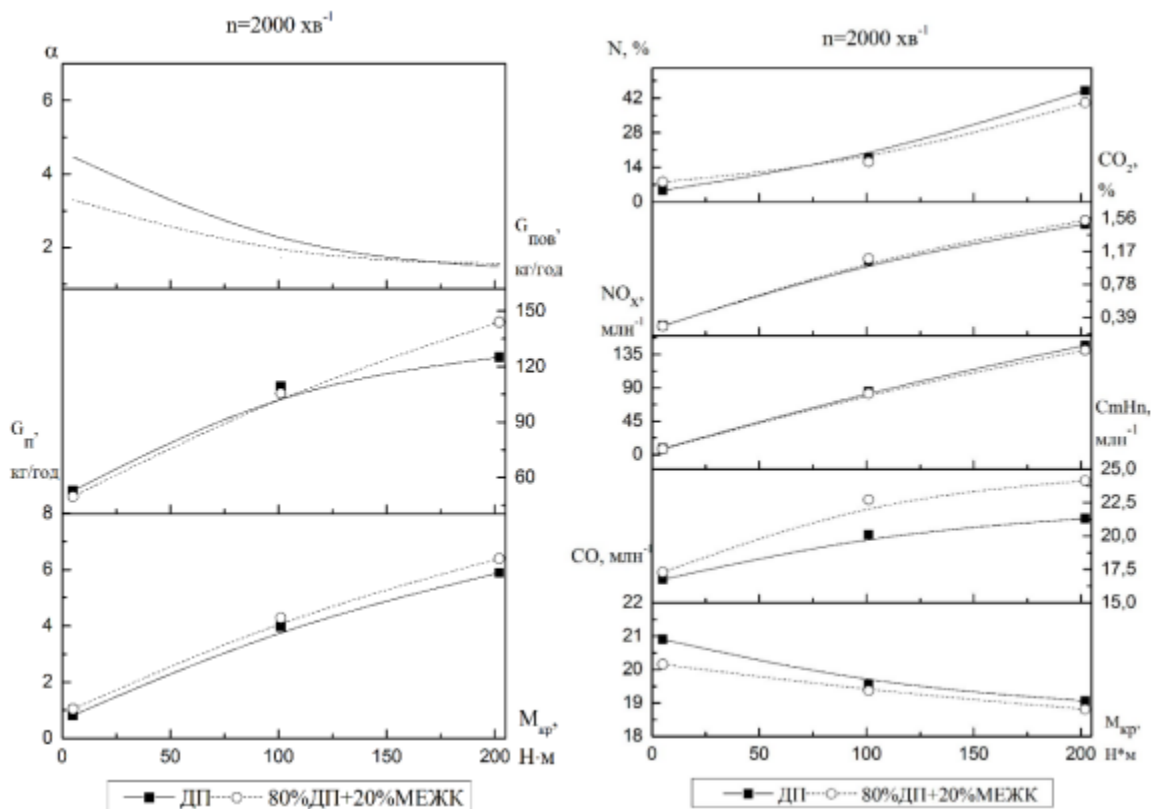


Рис. 3.1. Паливно-економічні та екологічні показники дизеля VAG 1.9 TDI при роботі на ДП та на паливній суміші 80 % ДП+20 % МЕЖК

Скорочення викидів оксидів азоту (NO_x) на 3,3...9,6 %, що пояснюється дещо іншими умовами згоряння в присутності кисню, вбудованого в молекулу біодизелю.

Значне зниження димності відпрацьованих газів на 4,4...22,3 %, що є однією з ключових переваг біодизелю завдяки більш повному окисненню сажі.

Одночасне зростання концентрації оксиду вуглецю (CO) на 5,5...13 % та незгорілих вуглеводнів (HC) на 3...13,2 %. Цей ефект може бути пов'язаний із зниженням температури згоряння в окремих зонах, а також потенційною неефективністю окиснення цих компонентів на каталітичному нейтралізаторі при зміненому складі відпрацьованих газів.

Додаткове розуміння впливу біодизелю на роботу двигунів надають результати експериментальних досліджень, представлені в роботі [14]. У ній проведено порівняльні випробування дизельного двигуна Lister-Petter AC1

при роботі на трьох видах палива: традиційному дизельному паливі (ДП, умовне позначення D100); суміші, що містить 20% метилового естеру олії Jatropha та 80% ДП (J20) та чистому метиловому естері олії Jatropha (J100).

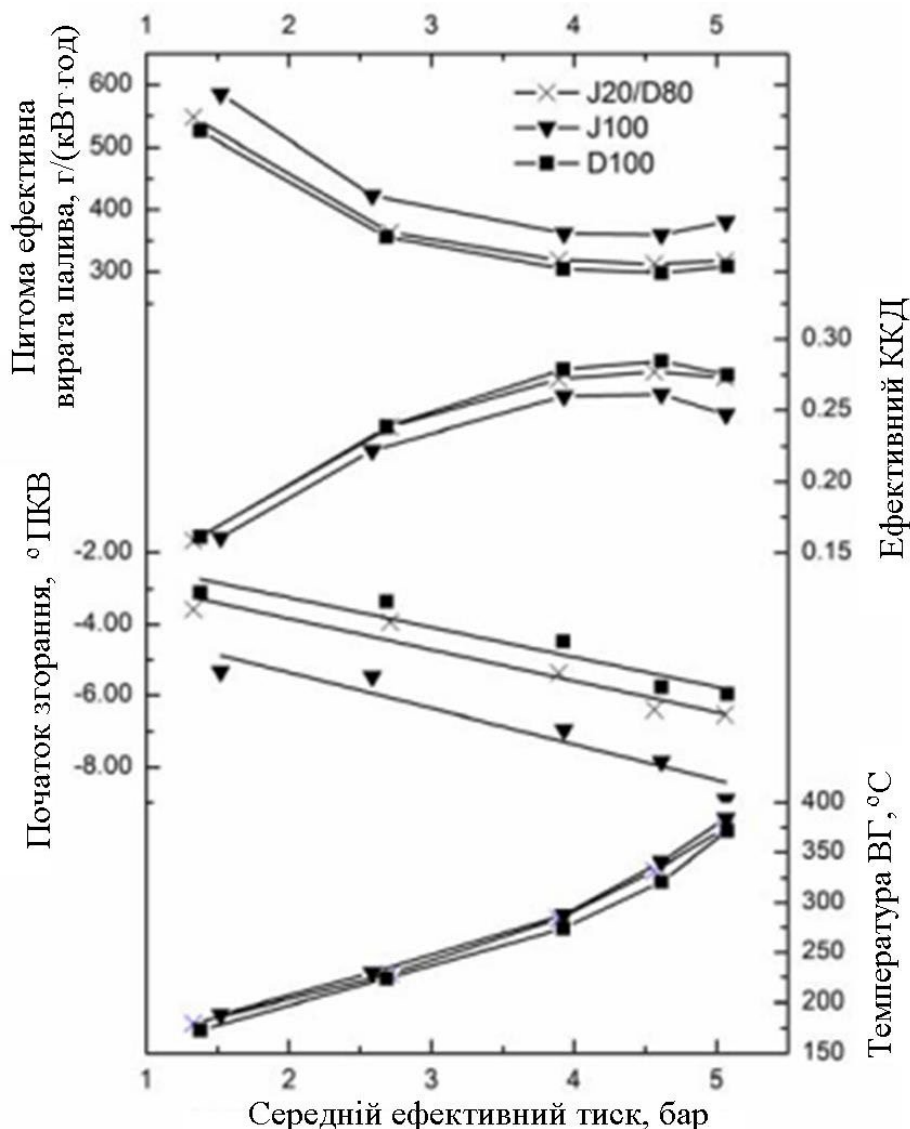


Рис. 3.2. Паливно-економічні та екологічні показники дизеля Lister-Petter AC1 при роботі на ДП, та на паливних сумішах J20 і J100 при 3600 хв⁻¹

Експериментальні дані свідчать, що заміна ДП на чистий біодизель (J100) супроводжується суттєвими змінами у роботі паливної системи та процесі згорання: раніший початок впорскування на 3° кута повороту колінчастого вала (ПКВ); збільшення тривалості впорскування на 5° ПКВ; раніше початку згорання на 3° ПКВ; збільшення тривалості згорання на 7° ПКВ.

Ці зміни обумовлені фізичними властивостями біодизелю. Його вища стисливість (об'ємний модуль пружності) призводить до більш швидкого поширення тиску в паливній магістралі, що спричиняє раннє відкриття розпилювача. Одночасно підвищена в'язкість біодизелю зменшує витік палива у насосі, підвищуючи тиск. Як наслідок, максимальний тиск у циліндрі зростає з 7,41 МПа (для ДП) до 7,67 МПа (для J100), але швидкість наростання тиску падає з 0,67 до 0,51 МПа/град.

Як показано на рис. 3.2, при роботі на біодизелі погіршуються енергетичні показники двигуна. Питома ефективна витрата палива зростає для обох видів біопалива (J20 та J100) на всіх навантаженнях. Для суміші J20 це зростання пропорційне її частці в паливі. Крім того, при переході від ДП до чистого біодизелю питомий ефективний ККД знижується. Для суміші J20 зниження ККД також є пропорційним до її вмісту.

За даними досліджень, процес згоряння біодизелю характеризується більш раннім початком на всіх режимах навантаження порівняно з традиційним дизельним паливом. Парадоксально, але це не призводить до зниження температури відпрацьованих газів. Навпаки, для біодизелю фіксується підвищений температурний рівень.

Цей ефект має логічне пояснення: через нижчу теплотворну здатність біодизелю для вироблення еквівалентної потужності потрібна більша його маса. Збільшена циклова подача палива прямо підтверджується експериментальними даними – підвищенням тиску в паливній системі та продовженням тривалості впорскування.

Детальний аналіз отриманих результатів [14] дозволяє кількісно оцінити фактори, що призводять до зростання витрати палива. У разі повного переходу на біодизель J100, загальне збільшення витрати становить близько 20 %. Лише половину цього зростання (10 %) можна пояснити об'єктивно нижчою на 10% теплотою згоряння самого палива. Інша половина (решта 10%) прямо вказує на погіршення ефективного ККД двигуна через зміни в робочому процесі (раннє згоряння, інші характеристики тиску).

					КРМ.142.6221мз.25.02.03.ПЗ	Лист
						40
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Автор роботи [14] запропонував шлях потенційного підвищення ККД. Оскільки раннє згоряння є одним із негативних факторів, його затримка може покращити ефективність. Досягти цього можна введенням у паливо спеціальних добавок з низьким цетановим (метановим) числом, наприклад, бутанолу (цетанове число 25, теплота згоряння 33,08 МДж/кг). Такі добавки можуть змінити характеристики займання суміші в кращому бік, оптимізуючи робочий цикл і компенсуючи частину втрат ККД.

Наведений аналіз базується на результатах досліджень біодизелів, отриманих з олії *Jatropha* та відходів харчових жирів. Однак для України, з її потужною агросировинною базою, найбільш актуальним є вивчення властивостей та впливу на двигун біодизелю на основі ріпакової олії – основної місцевої олійної культури. Отже, ключовим завданням для оцінки перспектив застосування біопалива в українській енергетиці (зокрема, в дизель-генераторах) є експериментальне визначення ефективності дизельного двигуна при роботі на біодизелі з ріпаку, а також на паливних сумішах «ДП–біодизель» у різних пропорціях.

3.4 Визначення властивостей біодизелів МЕРО різного кислотного складу

Як впливає з аналізу літературних джерел, властивості кінцевого біодизельного палива критично залежать від вихідної сировини, технології переробки та, що найважливіше, від його хімічного складу. Враховуючи, що в Україні основним видом біопалива є метиловий естер ріпакової олії (МЕРО), подальше дослідження зосереджено саме на цьому продукті.

Важливо зазначити, що навіть паливо, отримане з однієї рослинної культури (ріпаку), може суттєво відрізнятися за властивостями через різний сортовий склад сировини. Жирнокислотний склад ріпакової олії, а отже, і біодизелю на її основі, є дуже мінливим. Згідно з даними деяких досліджень, масова частка основних жирних кислот може варіюватися в дуже широких межах:

					КРМ.142.6221мз.25.02.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		41

Олеїнова кислота: від 8 % до 60 %;

Лінолева кислота: від 11% до 23 %;

Ерукова кислота: від 2 % до 60 %.

Таким чином, для прогнозування поведінки дизель-генератора необхідно чітко визначити зв'язок між хімічною будовою палива та його експлуатаційними властивостями.

У табл. 3.2 наведено жирнокислотний склад шести зразків біодизельного палива МЕРО, отриманих з ріпакової олії різних сортів. У таблиці представлено як відомі з літературних джерел концентрації основних кислот, так і розрахований залишок складу, який може включати інші жирні кислоти.

Таблиця 3.3. Жирнокислотний склад біодизельного палива з ріпакового масла, % мас.

Метилловий естер кислоти	Зразок біопалива					
	№1	№2	№3	№4	№5	№6
олеїнової	64,40	59,8	59,8	62,0	59,53	25,3
лінолевої	22,30	20,6	21,3	20,0	21,36	19,1
лінелеїнової	8,23	11,1	9,6	9,0	9,27	9,2
пальмітинової	3,49	4,4	4,8	4,0	4,77	3,9
стеаринової	0,85	1,8	2,0	1,0	1,90	1,5
ерукової	0,73	2,3	0,7	2,0	0,15	32,5
гадолеїнової			1,4	1,0	1,35	6,4
пальметолеїнової			0,3	1,0	0,29	1,4
мірістінової			0,1		0,06	
маргаринової					0,10	
арахінової					0,97	
лігноцеринової					0,13	
нервонової					0,12	
бегоневої				0	0,7	

Порівняльний аналіз даних табл. 3.2 дозволяє виявити дві чіткі групи зразків. Зразки біодизелю під номерами 1–5 мають подібний жирнокислотний склад з низьким вмістом ерукової кислоти (від 0,15 % до 2,3 %). На противагу цьому, зразок №6 кардинально відрізняється екстремально високим вмістом ерукової кислоти – 32,5 %.

Ця фундаментальна відмінність у хімічному складі, найімовірніше, призведе до суттєвих відмінностей у фізико-хімічних властивостях палива між цими групами, таких як в'язкість, температура застигання, цетанове число та теплота згоряння. Отже, можна очікувати, що це позначиться на ключових ефективних показниках дизельного двигуна (потужності, витраті палива, ККД) при їх експлуатації на цих різних видах палива.

Для подальшого аналізу та проведення розрахунків визначено усереднений склад двох характерних груп біодизелю МЕРО, результати яких представлено в табл. 3.4.

Таблиця 3.4. Жирнокислотний склад біодизельного палива з ріпакового масла (усереднені значення), % мас.

Метилловий естер кислоти	Зразок біопалива	
	№1–5	№6
олеїнової	60,60	25,30
лінолевої	20,94	19,10
лінелеїнової	9,36	9,20
пальмітинової	4,26	3,90
стеаринової	1,50	1,50
гадолеїнової	1,24	6,40
ерукової	0,94	32,50
пальметолеїнової	0,30	0,25
арахінової	0,29	0,23
маргаринової	0,12	0,23
лігноцеринової	0,12	0,23
нервонової	0,12	0,23
мірістінової	0,11	0,23
бегоневої	0,10	0,70
Разом:	100,0	100,0

Перша група об'єднує зразки №1–5, що характеризуються низьким вмістом ерукової кислоти. Їхній усереднений склад розраховано як середнє арифметичне значень відповідних кислот.

Друга група представлена одним зразком №6 з високим вмістом ерукової кислоти.

Оскільки для деяких зразків відсутні дані щодо точної кількості окремих маловагомих компонентів (загальна їхня частка становить до 2,3 %), при усередненні прийнято, що вони присутні у рівних кількостях. Така умовна рівномірність розподілу практично не впливає на точність загального результату, оскільки ці компоненти становлять незначну частку від загального складу.

На основі відомого компонентного складу біодизелю (табл. 3.4) та фізико-хімічних властивостей окремих жирних кислот (табл. 3.5), проведено розрахунок інтегральних характеристик для двох типів палива МЕРО:

- нижча теплота згорання Q_n , МДж/кг – визначає кількість енергії, що виділяється при повному згорянні одиниці маси палива;
- молекулярна маса m_t , кг/кмоль – впливає на розрахунок теоретично необхідної кількості повітря для згорання;
- елементарний склад (масові частки С, Н, О) – характеризує якісний хімічний склад палива і безпосередньо пов'язаний з теплотою згорання та умовами окиснення.

Таблиця 3.5. Властивості та склад жирних кислот

Кислота	m_t , кг/кмоль	Q_n , МДж/кг	С	Н	О
арахінова	312,536	38,3	0,769	0,129	0,102
бегонева	340,590	38,6	0,776	0,130	0,094
гадолеїнова	310,521	37,9	0,774	0,123	0,103
ерукова	338,574	38,4	0,780	0,125	0,095
лігноцеринова	368,644	39,1	0,782	0,131	0,087
лінелеїнова	278,435	36,4	0,776	0,109	0,115
лінолева	280,451	36,8	0,771	0,115	0,114
маргарінова	270,456	37,5	0,755	0,127	0,118
мірістінова	228,375	36,3	0,736	0,124	0,140
нервононова	366,628	38,9	0,786	0,127	0,087
олеїнова	282,467	37,3	0,766	0,121	0,113
пальметолеїнова	254,413	36,6	0,755	0,119	0,126
пальмітинова	256,429	37,1	0,749	0,126	0,125
стеаринова	284,483	37,3	0,766	0,121	0,113

Результати порівняльного аналізу представлено в табл. 3.6.

Таблиця 3.6. Порівняльна таблиця властивостей і складу дизельного палива та біопалив

Паливо	Властивості		Склад		
	m_T , кг/кмоль	Q_H , МДж/кг	С	Н	О
Дизельне паливо	180...200	42,5	0,870	0,126	0,004
Біодизель зразки №1–5 (середнє значення)	281,66	37,13	0,767	0,119	0,114
Біодизель зразок № 6	301,40	37,53	0,772	0,121	0,107

Отримані розрахунковим способом дані відповідають літературним джерелам.

Результати порівняльного аналізу, представлені в табл. 3.6, дозволяють чітко визначити ключові відмінності у складі та властивостях біодизельного палива МЕРО порівняно з традиційним дизельним паливом (ДП).

Основні висновки:

Енергетична щільність: Нижча теплота згорання (H_u) біодизелю на 11,7...12,6 % менша, ніж у ДП. Це є основним фактором, що обумовлює підвищені витрати палива для підтримки тієї ж потужності двигуна.

Молекулярна маса: Молекулярна маса біодизелю на 40,8...67,4 % вища. Ця відмінність впливає на розрахунок кількості повітря, необхідного для згорання.

Елементарний склад:

Вміст основного енергоносія – вуглецю (С) – у біодизелі на 9,8...10,3 % нижчий.

Вміст водню (Н) також дещо нижчий (на 0,5...0,7 %).

Натомість, біодизель містить значну кількість кисню (О), якого в ДП практично немає (лише 0,4 %). Вміст кисню в біодизелі на 10,3...11,0 % вищий.

Таким чином, біодизель МЕРО є менш енергонасиченим, але більш окисненим паливом, що має пряме та суттєве значення для формування робочого процесу в циліндрі дизельного двигуна та його ефективності.

Молекулярна маса палива m_T не є прямим детермінантом його теплоти згоряння. Однак ця величина є критично важливою для розрахунку теоретично необхідної кількості повітря для повного окиснення 1 кг палива, яка визначається за формулами:

– у масових одиницях

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \text{ кг/кг.}$$

– у мольних одиницях

$$L_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ кмоль/кг.}$$

Розраховуємо величини l_o і L_o :

– для дизельного пального

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} 0,87 + 8 \cdot 0,216 - 0,004 \right) = 14,452 \text{ кг/кг,}$$

$$L_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,495 \text{ кмоль/кг.}$$

– для біодизеля з низьким вмістом ерукової кислоти (БДнЕ)

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} 0,767 + 8 \cdot 0,119 - 0,114 \right) = 12,536 \text{ кг/кг,}$$

$$L_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,767}{12} + \frac{0,119}{4} - \frac{0,114}{32} \right) = 0,429 \text{ кмоль/кг.}$$

– для біодизеля з високим вмістом ерукової кислоти (БДвЕ)

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} 0,772 + 8 \cdot 0,121 - 0,107 \right) = 12,694 \text{ кг/кг,}$$

$$L_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,772}{12} + \frac{0,121}{4} - \frac{0,107}{32} \right) = 0,434 \text{ кмоль/кг.}$$

Отже, розрахунковим шляхом встановлено, що для спалювання 1 кг біодизелю МЕРО потрібна менша кількість повітря порівняно з традиційним дизельним паливом.

Конкретні результати розрахунків показують, що теоретично необхідна кількість повітря (l_o) для біодизелю МЕРО знижується на 1,76...1,92 кг/кг відносно значення для ДП.

3.5 Тепловий розрахунок дизельного двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 при роботі на біодизелі різного складу

У попередньому розділі було виконано тепловий розрахунок дизельного двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 для базового випадку роботи на традиційному дизельному паливі. У результаті були отримані його індикаторні та ефективні показники, а також побудована індикаторна діаграма.

В рамках даного розділу на основі проведеного аналізу визначено ключові фізико-хімічні властивості двох типів біодизельного палива МЕРО: біодизель з низьким вмістом ерукової кислоти (БДнЕ) – усереднений склад для зразків №1–5 та біодизель з високим вмістом ерукової кислоти (БДвЕ) – склад зразка №6. Введені позначення (БДнЕ та БДвЕ) будуть використовуватися для подальших порівняльних теплових розрахунків двигуна при роботі на альтернативних паливах.

Для проведення теплового розрахунку двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 при роботі на біодизелі необхідно використовувати уніфіковану методику, але з урахуванням специфічних властивостей нового палива. У зв'язку з цим було визначено низку вихідних величин, значення яких відрізняються від аналогічних для традиційного ДП. Ці ключові параметри зведені в таблицю 3.7.

Таблиця 3.7. Вихідні дані до теплового розрахунку

Величина	Значення		
	ДП	БДвЕ	БДнЕ
Q_H , МДж/кг	42,5	37,53	37,13
L_o , кмоль/кг	0,5	0,434	0,429
l_o , кг/кг	14,45	12,694	12,536
$\Delta m_{тц}$, кг/цикл	$109,12 \cdot 10^{-6}$	$124,21 \cdot 10^{-6}$	$125,78 \cdot 10^{-6}$

Важливим припущенням при проведенні порівняльного теплового розрахунку є те, що конструктивні параметри двигуна та його регулювання залишаються незмінними при переході з традиційного дизельного палива (ДП) на біодизель. А саме: діаметр циліндра (D), хід поршня (S), радіус кривошипа (r_k), ступінь стиснення (ϵ), кут випередження впорскування палива ($\Delta\varphi_{оп}$), коефіцієнт надлишку повітря (α), тиск наддуву (P_k) тощо.

Як видно з табл. 3.6, для підтримки того самого коефіцієнта надлишку повітря (α) необхідно збільшити циклову подачу палива $\Delta m_{тц}$ на 13,83 % для біопалива БДвЕ і на 15,27 % для біопалива БДнЕ.

Зазначене зростання подачі палива може бути досягнуто через збільшення тривалості впорскування, що є найбільш практичним рішенням, або шляхом підвищення тиску в паливній системі, що потребує технічної модернізації двигуна.

За методикою, викладеною в розділі 2.4, проведено теплові розрахунки двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 для випадків роботи на біопаливах БДвЕ та БДнЕ. Отримані індикаторні показники представлені в таблиці 3.8. До таблиці занесено значення індикаторної циклової роботи L_i , середнього індикаторного тиску P_i , індикаторного ККД η_i , індикаторної питомої витрати палива b_i , а також значення максимальних тиску P_z та температури T_z в циліндрі протягом циклу.

Таблиця 3.8. Індикаторні показники двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 (номінальний режим)

Величина	Значення		
	ДП	БДвЕ	БДнЕ
L_i , Дж/цикл	2347,0	2362,4	2366,8
P_i , МПа	3,070	3,090	3,096
η_i	0,5080	0,5087	0,5087
b_i , кг/(кВт·год)	0,1660	0,1877	0,1897
P_z , МПа	26,492	26,548	26,568
T_z , К	1983,9	1983,1	1984,5

Розраховуємо ефективні показники двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 (табл. 3.9). На рис. 3.3 представлено порівняльні діаграми ефективної потужності N_e , питомої ефективної витрати палива b_e та ефективного ККД η_e .

Таблиця 3.9. Ефективні показники двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 для номінального режиму

Величина	Значення		
	ДП	БДвЕ	БДнЕ
N_e , кВт	140,11	141,02	141,28
b_e , кг/(кВт·год)	0,1785	0,2019	0,2040
P_e , МПа	2,855	2,874	2,879
η_e	0,472	0,472	0,472
$G_{п}$, кг/год	25,01	28,47	28,82

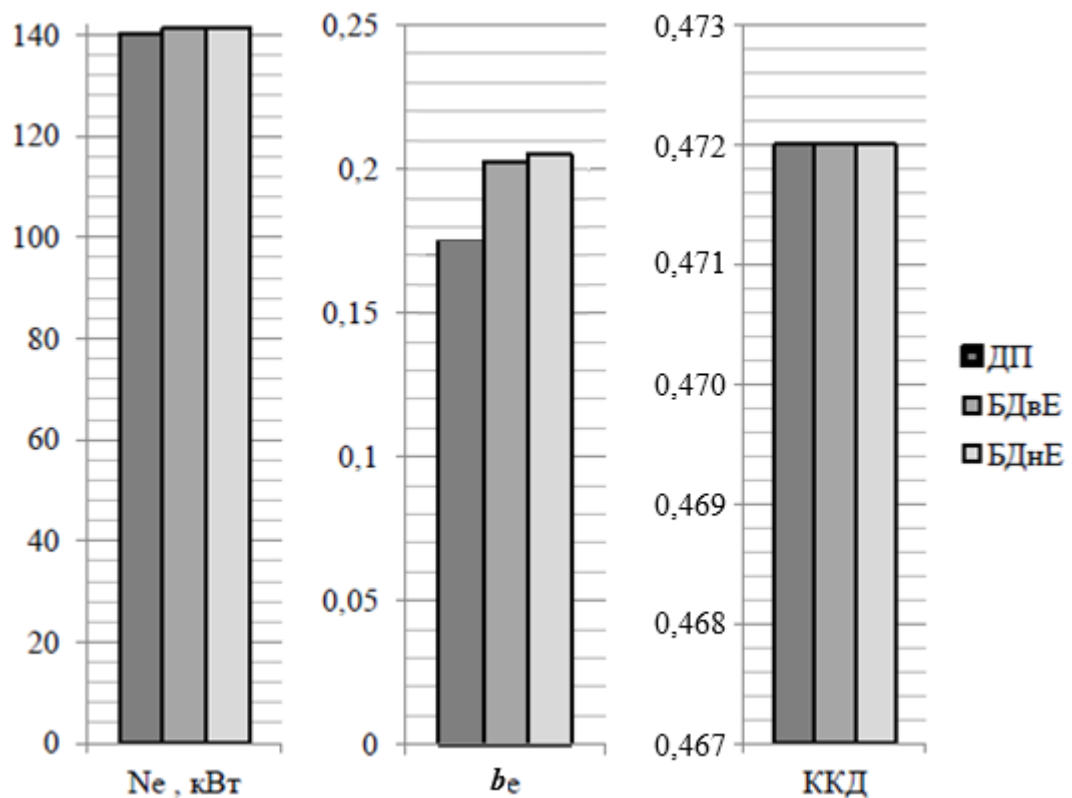


Рис. 3.3. Порівняльні діаграми ефективної потужності N_e , питомої ефективної витрати палива b_e та ефективного ККД η_e двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 на різних видах палива для номінального режиму

Порівнюючи дані табл. 3.9 та діаграми на рис. 3.3, отримано такі висновки щодо роботи двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 на номінальному режимі при використанні біопалив БДвЕ та БДнЕ (за умови збереження постійного коефіцієнта надлишку повітря α):

- середній ефективний тиск i , відповідно, ефективна потужність зростають на 0,66...0,84 %;

- питома ефективна витрата палива зростає на 13,09 % (БДвЕ) та 14,31 % (БДнЕ);

- годинна витрата палива зростає на 13,84 % (БДвЕ) та 15,24 % (БДнЕ);

- ефективний ККД незмінний $\eta_e = 0,472$.

У біодизеля БДнЕ потужність на 0,18 % вища, а витрата палива на 1,07 % більша у порівнянні з БДвЕ.

Максимальні значення температури T_z та тиску P_z в циліндрі протягом робочого циклу залишаються практично незмінними. Максимальна відмінність становить лише 0,6 К для температури та 76 кПа для тиску. Це свідчить про те, що перехід на біопалива БДвЕ та БДнЕ не призводить до підвищення теплових або динамічних навантажень на деталі КШМ та ЦПГ двигуна.

3.6 Взаємозв'язок виду палива та коефіцієнта надлишку повітря в дизель-генераторних установках

У попередньому тепловому розрахунку коефіцієнт надлишку повітря α підтримувався постійним з метою оцінки максимальних екологічних переваг біопалива. Однак у реальних умовах експлуатації перехід на біодизель МЕРО зазвичай відбувається без коригування паливної апаратури. Це означає, що циклова подача палива $\Delta m_{\text{тц}}$ залишається на рівні, налаштованому для дизельного палива, що неминуче призводить до зміни фактичного коефіцієнта надлишку повітря α .

Прийнявши, що $\Delta m_{\text{тц}}$ є незмінною величиною незалежно від виду палива, відповідно до формули

					КРМ.142.6221мз.25.02.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		50

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot l_o} = \text{const},$$

де $\Delta m_{\text{вц}}$ – цикловий масовий заряд повітря
визначимо фактичне значення α .

За базові значення для порівняльного розрахунку прийнято параметри двигуна під час роботи на дизельному паливі: $\alpha = 2,0$; $\Delta m_{\text{тц}} = 109,14 \cdot 10^{-6}$ кг/цикл; $\Delta m_{\text{вц}} = 2,995 \cdot 10^{-3}$ кг/цикл.

Тоді

$$\alpha = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\Delta m_{\text{тц}} \cdot l_o}.$$

Розраховуємо величину коефіцієнта надлишку повітря α для біодизельного палива МЕРО:

– БДнЕ

$$\alpha = \frac{2,995 \cdot 10^{-3}}{109,14 \cdot 10^{-6} \cdot 12,536} = 2,189;$$

– БДвЕ

$$\alpha = \frac{2,995 \cdot 10^{-3}}{109,14 \cdot 10^{-6} \cdot 12,694} = 2,162.$$

Отже, розрахунковим шляхом встановлено реальні значення коефіцієнта надлишку повітря α , які встановляться в двигуні Cummins 4BTA3.9-G2 при заміні дизельного палива на біодизель МЕРО (БДвЕ та БДнЕ) без внесення змін у налаштування паливної апаратури, тобто при збереженні тієї самої циклової подачі палива.

3.7 Вплив температури та тиску повітря на ефективність дизель-генератора при роботі на біодизельних паливах

Відповідно до паспортних даних, двигун Cummins 4BTA3.9-G2 допускає експлуатацію в широкому діапазоні умов: за температури навколишнього середовища від -60 °C до $+50$ °C та на висотах до 4500 м над рівнем моря. Як відомо з теорії ДВЗ [4], зміна атмосферних параметрів – температури (T_0) та

					КРМ.142.6221мз.25.02.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		51

тиску (p_0) – суттєво впливає на техніко-економічні показники будь-якого двигуна.

Враховуючи цей факт, а також заплановану заміну традиційного дизельного палива на біодизелі різного кислотного складу, постає задача оцінити сукупний вплив цих факторів (виду палива та стану атмосферного повітря) на потужність та паливну економічність дизель-генератора на номінальному режимі.

Для розрахунків прийнято характерні для території України умови:

Температура повітря (T_0): від $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Тиск повітря (p_0): від 101 кПа (рівень моря) до 89,9 кПа, що відповідає висоті приблизно 1000 м над рівнем моря (найвища точки автомобільних доріг державного значення).

Прийняті в якості вихідних даних температури T_0 і тиск p_0 заносимо до табл. 3.10 і 3.11.

Таблиця 3.10. Атмосферна температура T_0 , прийнята для розрахунку

$t_0, ^{\circ}\text{C}$	-30	-20	0	20	30	40
T_0, K	243	253	273	293	303	313

Таблиця 3.11. Атмосферний тиск p_0 , та відповідна висота над рівнем моря h , прийняті для розрахунку

$h, \text{м}$	0	500	1000
$p_0, \text{кПа}$	101	95,5	89,9

3.7.1 Результати теплового розрахунку та аналіз впливу умов експлуатації

За викладеною раніше методикою теплового розрахунку проведено серію розрахунків для двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 при роботі як на дизельному паливі ДП, так і на біодизелі БДнЕ. Оскільки у кожному випадку змінювалися вихідні параметри навколишнього середовища (температура T_0 та тиск p_0), в ході обчислень перераховувалися наступні залежні величини:

– температура наддувочного повітря на вході до ДВЗ T_k ;

- щільність заряду на вході в циліндр ρ ;
- коефіцієнт наповнення η_n ;
- втрата тиску на впуску ΔP_{ox} ;
- циклова масова подача повітря $\Delta m_{вц}$;
- циклова масова подача палива $\Delta m_{тц}$;
- тиск заряду в кінці процесу наповнення P_a ;
- температура заряду в кінці процесу наповнення T_a .

Результати розрахунків у вигляді індикаторних показників двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 наведені в табл. 3.12.

Таблиця 3.12. Індикаторні показники двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 при роботі на дизельному паливі (ДП) та біодизелі БДнЕ (номінальний режим)

Паливо	p_o , кПа	Атмосферна температура t_o , °C					
		-30	-20	0	20	30	40
Індикаторна циклова робота L_i , Дж/цикл							
ДП	101	2852,8	2738,7	2531,2	2347,6	2263,1	2183,4
	95,5	2699,1	2591,3	2395,2	2221,5	2141,7	2066,4
	89,9	2542,4	2441	2256,4	2092,9	2017,9	1947
БДнЕ	101	2875,5	2760,8	2552,2	2367,3	2282,9	2202,2
	95,5	2720,8	2612,3	2415	2240,3	2160	2084
	89,9	2562,9	2460,7	2274,9	2110,5	2035	1963,6
Середній індикаторний тиск p_i , МПа							
ДП	101	3,730	3,581	3,310	3,070	2,958	2,854
	95,5	3,529	3,389	3,132	2,905	2,801	2,702
	89,9	3,325	3,192	2,950	2,737	2,638	2,546
БДнЕ	101	3,761	3,610	3,338	3,096	2,985	2,879
	95,5	3,558	3,416	3,158	2,930	2,824	2,725
	89,9	3,351	3,218	2,974	2,760	2,660	2,568
Індикаторний ККД η_i							
ДП	101	0,5230	0,5201	0,5142	0,5080	0,5047	0,5014
	95,5	0,5233	0,5205	0,5146	0,5084	0,5051	0,5018
	89,9	0,5237	0,5208	0,5150	0,5088	0,5056	0,5023
БДнЕ	101	0,5235	0,5207	0,5149	0,5087	0,5056	0,5021
	95,5	0,5239	0,5210	0,5153	0,5091	0,5059	0,5026
	89,9	0,5242	0,5213	0,5156	0,5095	0,5063	0,5030
Індикаторна питома витрата палива b_i , кг/(кВт·год)							
ДП	101	0,1612	0,1621	0,1639	0,1660	0,1671	0,1682

	95,5	0,1611	0,1619	0,1638	0,1658	0,1669	0,1680
	89,9	0,1610	0,1618	0,1637	0,1657	0,1668	0,1679
БДнЕ	101	0,1843	0,1853	0,1874	0,1897	0,1909	0,1922
	95,5	0,1842	0,1852	0,1873	0,1896	0,1908	0,1920
	89,9	0,1841	0,1851	0,1871	0,1894	0,1906	0,1919

На основі отриманих індикаторних показників розраховано ефективні характеристики двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 для номінального режиму роботи. Результати для дизельного палива та біодизелю БДнЕ представлені в таблиці 3.13.

Таблиця 3.13. Ефективні показники двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 при роботі на дизельному паливі та біодизелі БДнЕ (номінальний режим)

Паливо	p_o , кПа	Атмосферна температура t_o , °C					
		-30	-20	0	20	30	40
Ефективна потужність N_e , кВт							
ДП	101	170,26	163,45	151,07	140,11	135,06	130,30
	95,5	161,09	154,65	142,95	132,58	127,82	123,31
	89,9	151,73	145,69	134,66	124,90	120,42	116,19
БДнЕ	101	171,62	164,77	152,32	141,28	136,24	131,42
	95,5	162,39	155,91	144,13	133,71	128,90	124,37
	89,9	152,96	146,85	135,77	125,95	121,45	117,19
Ефективний ККД η_e							
ДП	101	0,4860	0,4834	0,4779	0,4720	0,4690	0,4659
	95,5	0,4862	0,4837	0,4782	0,4725	0,4694	0,4663
	89,9	0,4866	0,4840	0,4786	0,4728	0,4698	0,4667
БДнЕ	101	0,4865	0,4838	0,4785	0,4727	0,4698	0,4666
	95,5	0,4867	0,4842	0,4788	0,4731	0,4701	0,4670
	89,9	0,4871	0,4846	0,4792	0,4734	0,4704	0,4675
Ефективна питома витрата палива b_e , кг/(кВт·год)							
ДП	101	0,1733	0,1743	0,1763	0,1785	0,1797	0,1808
	95,5	0,1733	0,1742	0,1762	0,1783	0,1795	0,1807
	89,9	0,1732	0,1741	0,1761	0,1782	0,1793	0,1805
БДнЕ	101	0,1983	0,1993	0,2015	0,2040	0,2053	0,2067
	95,5	0,1981	0,1992	0,2014	0,2039	0,2051	0,2065
	89,9	0,1980	0,1990	0,2013	0,2037	0,2050	0,2064

Для наочної візуалізації залежностей складені порівняльні діаграми ефективної потужності N_e , питомої ефективної витрати палива b_e та ефективного ККД η_e при різних станах атмосферного повітря та тиску (рис. 3.4...3.6).

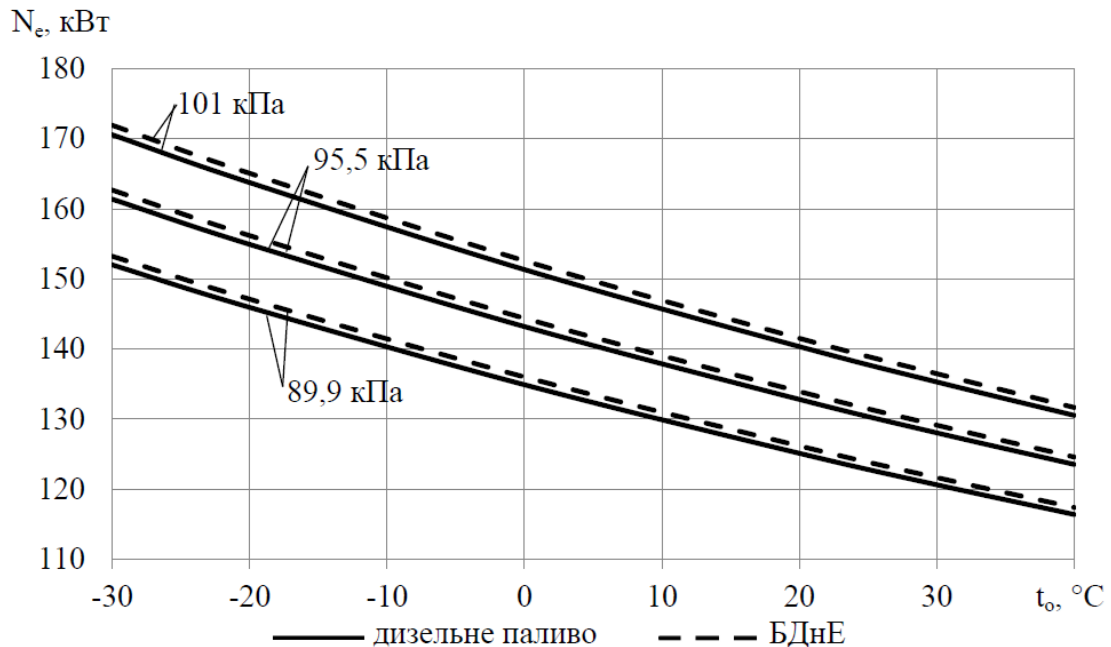


Рис. 3.4. Діаграми ефективної потужності N_e двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 на різних видах палива при різних t_o , p_o (номінальний режим)

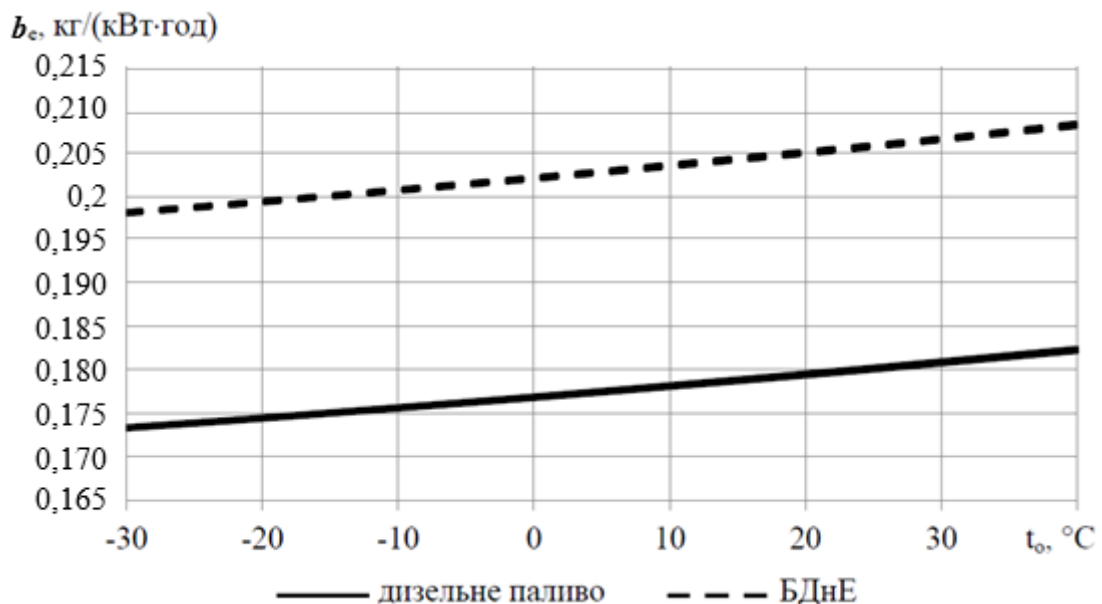


Рис. 3.5. Діаграми питомої ефективної витрати палива b_e двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 на різних видах палива при різних t_o , p_o (номінальний режим)

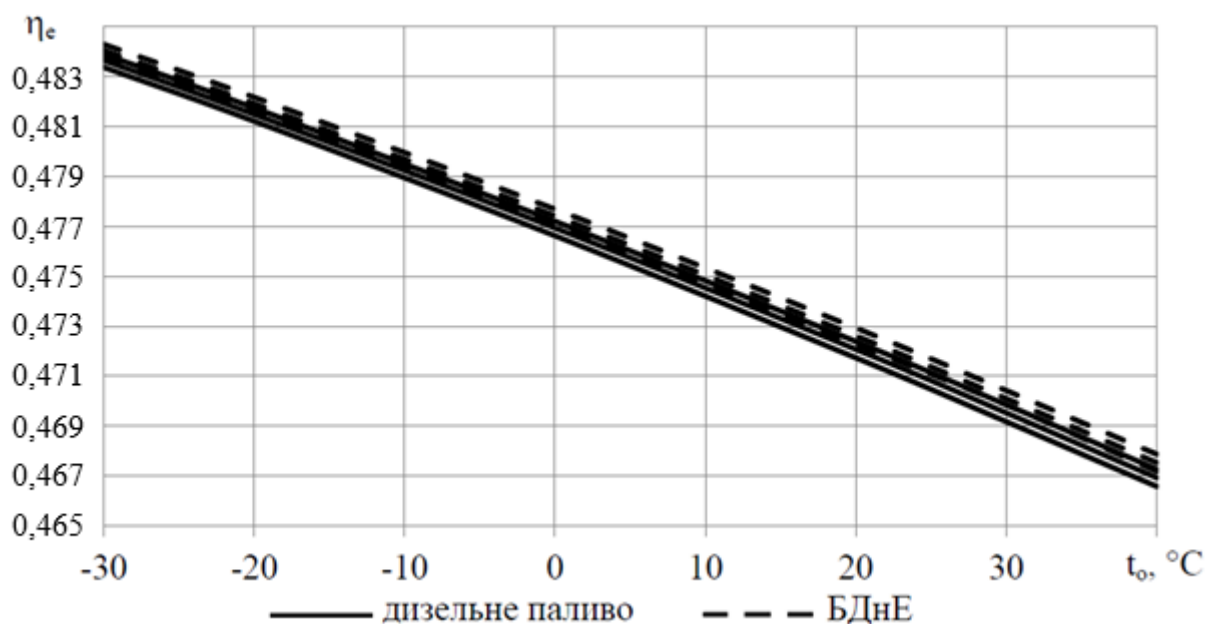


Рис. 3.6. Діаграми ефективного ККД η_e двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 на різних видах палива при різних t_o, p_o (номінальний режим)

Аналіз побудованих графіків (рис. 3.4–3.6) дозволяє сформулювати наступні ключові висновки щодо впливу температури та тиску атмосферного повітря на роботу дизель-генератора Cummins 4BTA3.9-G2:

- Ефективна потужність двигуна суттєво залежить від температури навколишнього повітря. Зниження температури на кожні $10\text{ }^\circ\text{C}$ призводить до зростання потужності в середньому на $4,5\%$ (або на $6,04\dots 6,85\text{ кВт}$). Це пояснюється збільшенням густини холодного повітря, що забезпечує більшу масову циклову подачу повітря $\Delta m_{\text{вц}}$ в циліндри двигуна.

- З тієї ж причини зменшення тиску атмосферного повітря (при збільшенні висоти над рівнем моря) призводить до падіння потужності. Підвищення висоти на кожні 500 м викликає зменшення на $N_e = 7,05\dots 9,43\text{ кВт}$ – в середньому на $5,7\%$.

- При зменшенні температури на кожні $10\text{ }^\circ\text{C}$ питома ефективна витрата палива зменшується на $b_e = 0,9\dots 2,5\text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$ – в середньому на $1,1\%$.

- Зміна тиску атмосферного повітря не має значущого впливу на величину питомої ефективної витрати палива b_e .

5. Закономірно, що при менших температурах із розглянутого діапазону більша потужність та менша витрата палива двигуна комплексно представлено більшими значеннями ефективного ККД. При зменшенні температури на кожні 10 °С ефективний ККД зростає в середньому на $\eta_e = 0,58 \%$.

6. Підвищення висоти на кожні 500 м викликає незначне зменшення ефективного ККД η_e в середньому на 0,036 %.

Для практичної оцінки експлуатаційних витрат на номінальному режимі розраховано годинну витрату палива $G_{\text{п}}$ двигуна Cummins 4BTA3.9-G2. Розраховані значення для дизельного палива та біодизелю БДнЕ при різних умовах навколишнього середовища наведені в табл 3.14.

Таблиця 3.14. Годинна витрата палива двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 при роботі на дизельному паливі та біодизелі БДнЕ

Паливо	p_o , кПа	Атмосферна температура t_o , °C					
		-30	-20	0	20	30	40
Годинна витрата палива $G_{п}$, кг/год							
ДП	101	29,52	28,49	26,64	25,01	24,27	23,57
	95,5	27,91	26,94	25,19	23,65	22,94	22,29
	89,9	26,28	25,36	23,71	22,26	21,60	20,98
БДнЕ	101	34,03	32,84	30,71	28,82	27,97	27,17
	95,5	32,18	31,06	29,03	27,26	26,45	25,69
	89,9	30,29	29,23	27,33	25,66	24,90	24,18

Зниження температури навколишнього повітря призводить до зростання його густини. Як наслідок, збільшується маса повітря $\Delta m_{\text{вц}}$ та відповідно маса палива $\Delta m_{\text{тц}}$, що надходять у циліндри за цикл. Це викликає два супротивних ефекти: питома витрата палива (b_e) в середньому знижується на 1,1 % на кожні 10 °С (див. рис. 3.5), а ефективна потужність (N_e) в середньому збільшується на 5,7% на кожні 10 °С. Оскільки годинна витрата палива ($G_{\text{п}}$) є добутком цих двох величин ($G_{\text{п}} = b_e \cdot N_e$), то переважає вплив зростання потужності. Тому, як видно з табл. 3.14, загальна годинна витрата палива при зниженні температури на кожні 10 °С в середньому збільшується на 3,3 %.

3.7.2 Математичне моделювання залежності N_e , b_e , $G_{\text{п}}$ дизель-генератора від параметрів навколишнього середовища

В результаті проведених розрахунків отримано масиви значень ключових показників двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 – ефективної потужності (N_e), питомої витрати палива (b_e) та годинної витрати палива ($G_{\text{п}}$) для різних комбінацій температури та тиску навколишнього середовища (рис. 3.4–3.6).

Для подальшого аналітичного опису отриманих залежностей та спрощення роботи з даними виконано математичну апроксимацію цих результатів. Як найбільш адекватна модель обрана квадратична апроксимація, яка дозволяє отримати рівняння, що описують поведінку кожного параметра у функції від змінних стану атмосферного повітря.

Складаємо таблицю початкових даних (табл. 3.15) для ефективної потужності двигуна Cummins 4BTA3.9-G2, що працює на біодизелі БДнЕ, при $p_o = 101$ кПа. Для переходу від фізичного до математичного вигляду присвоюємо: $t_o = x_i$, $N_e = y_i$.

Таблиця 3.15. Таблиця початкових даних

i	$t_o = x_i$	$N_e = y_i$
1	-30	171,62
2	-20	164,77
3	0	152,32
4	20	141,28
5	30	136,24
6	40	131,42

Складаємо таблицю допоміжних величин (табл. 3.16).

Таблиця 3.16. Таблиця допоміжних величин для знаходження квадратичної функції

i	x_i	y_i	x_i^2	x_i^3	x_i^4	$x_i y_i$	$x_i^2 y_i$
1	-30	171,62	900	-27000	810000	-5148,6	154458
2	-20	164,77	400	-8000	160000	-3295,4	65908
3	0	152,32	0	0	0	0	0
4	20	141,28	400	8000	160000	2825,6	56512
5	30	136,24	900	27000	810000	4087,2	122616

6	40	131,42	1600	64000	2560000	5256,8	210272
Σ	40	897,65	4200	64000	4500000	3725,6	609766

Знаходимо коефіцієнти a , b , c рівняння квадратичної регресії $\hat{y} = ax^2 + bx + c$ з системи рівнянь:

$$\begin{cases} a\Sigma x_i^2 + b\Sigma x_i + nc = \Sigma y_i \\ a\Sigma x_i^3 + b\Sigma x_i^2 + c\Sigma x_i = \Sigma x_i y_i \\ a\Sigma x_i^4 + b\Sigma x_i^3 + c\Sigma x_i^2 = \Sigma x_i^2 y_i \end{cases}$$

Після підстановки отримуємо:

$$\begin{cases} 4200a + 40b + 6c = 897,65 \\ 64000a + 4200b + 40c = 3725,6 \\ 4500000a + 64000b + 4200c = 609766 \end{cases}$$

Вирішуємо цю систему лінійних рівнянь методом Крамера:

$$\Delta = \begin{vmatrix} 4200 & 40 & 6 \\ 64000 & 4200 & 40 \\ 4500000 & 64000 & 4200 \end{vmatrix} = -29040000000,$$

$$\Delta a = \begin{vmatrix} 897,65 & 40 & 6 \\ 3725,6 & 4200 & 40 \\ 609766 & 64000 & 4200 \end{vmatrix} = 49186000 \Rightarrow a = \frac{\Delta a}{\Delta} = \frac{-49186000}{-29040000000} = 0,0017.$$

$$\Delta b = \begin{vmatrix} 4200 & 897,65 & 6 \\ 64000 & 3725,6 & 40 \\ 4500000 & 609766 & 4200 \end{vmatrix} = 1715556000 \Rightarrow b = \frac{\Delta b}{\Delta} = \frac{17155560000}{-29040000000} = -0,5908.$$

$$\Delta c = \begin{vmatrix} 4200 & 40 & 897,65 \\ 64000 & 4200 & 3725,6 \\ 4500000 & 64000 & 609766 \end{vmatrix} = -4432213400000 \Rightarrow c = \frac{\Delta c}{\Delta} = \frac{-4432213400000}{-29040000000} = 152,6244$$

Тоді шукане рівняння квадратичної регресії отримає вигляд

$$\hat{y} = 0,0017 \cdot x^2 - 0,5908 \cdot x + 152,6244$$

Виконуємо побудову графіка рівняння регресії – рис. 3.7.

					КРМ.142.6221мз.25.02.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		59

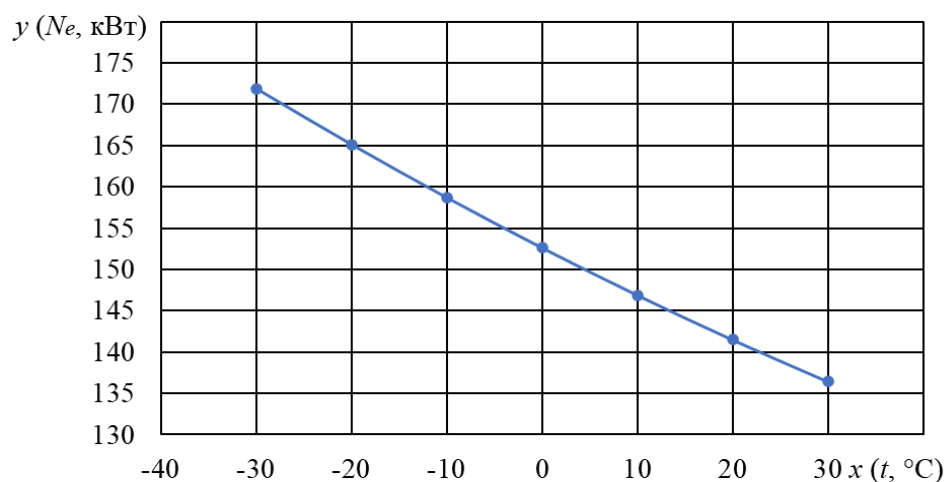


Рис. 3.7. Графік рівняння регресії $\hat{y} = 0,0017 \cdot x^2 - 0,5908 \cdot x + 152,6244$

Для оцінки значимості параметрів регресії і кореляції:

– знаходимо середнє значення y :

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum y_i = \frac{897,65}{6} = 149,6083$$

– складаємо таблицю допоміжних величин (табл. 3.17), де $\varepsilon_i = y_i - \hat{y}_i$;

$$\Delta \varepsilon_i = \varepsilon_i - \varepsilon_{i-1}; \quad A_i = \left| \frac{y_i - \hat{y}_i}{y_i} \right|.$$

Таблиця 3.17. Таблиця допоміжних величин

i	x_i	y_i	$\hat{y}_i$	$y_i - \bar{y}_i$	$(y_i - \bar{y}_i)^2$	ε_i	ε_i^2	A_i	$\Delta \varepsilon_i$	$(\Delta \varepsilon_i)^2$
1	-30	171,62	171,8784	22,0117	484,5149	-0,2584	0,0668	0,0015	—	—
2	-20	164,77	165,1204	15,1617	229,8771	-0,3504	0,1228	0,0021	0,0920	0,0085
3	0	152,32	152,6244	2,7117	7,353317	-0,3044	0,0927	0,0020	-0,0460	0,0021
4	20	141,28	141,4884	-8,3283	69,36058	-0,2084	0,0434	0,0015	-0,0960	0,0092
5	30	136,24	136,4304	-13,3683	178,7114	-0,1904	0,0363	0,0014	-0,0180	0,0003
6	40	131,42	131,7124	-18,1883	330,8143	-0,2924	0,0855	0,0022	0,1020	0,0104
Σ	90	897,65	899,2544	0,0002	1300,6317	-1,6044	0,4474	0,0107	0,0340	0,0305

Знаходимо індекс кореляції, який показує, наскільки тісно спостережені значення відповідають моделі

$$R = \sqrt{1 - \frac{\sum (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum (y_i - \bar{y})^2}} = \sqrt{1 - \frac{2,5741}{1300,6317}} = 0,999988.$$

$R \approx 1$ означає майже ідеальну відповідність.

Знаходимо індекс детермінації, який показує, яку частку загальної мінливості залежної змінної пояснює модель.

$$R^2 = 0,999988^2 = 0,999976.$$

Це означає, що 99,998 % варіації потужності пояснюється квадратичною моделлю залежно від температури. Це вказує на дуже високу якість апроксимації даних моделлю.

Знаходимо середню похибку апроксимації

$$\bar{A} = \frac{1}{n} \sum \left| \frac{y_i - \hat{y}_i}{y_i} \right| \cdot 100 \% = \frac{1,0729}{6} \cdot 100 \% = 0,1788 \ \%.$$

Середня похибка апроксимації $A \approx 0,18 \%$ означає, що в середньому модель відхиляється від реальних даних лише на 0,18 %, що є дуже високою точністю (менше 1 %). Це підтверджує адекватність квадратичної моделі.

Визначаємо F-критерій Фішера:

– критичний (табличний)

$$F_{\text{табл}} = F(\alpha; k_1; k_2),$$

$$F_{\text{табл}} = F(0,05; 2; 3) = 9,5522,$$

де $k_1 = m = 2$ – число параметрів при змінних у рівнянні регресії, крім вільного члена; $k_2 = n - m - 1 = 6 - 2 - 1 = 3$; $\alpha = 0,05$ – рівень значущості;

m – число параметрів при перемінних рівняння регресії;

– фактичний

$$F_{\text{факт}} = \frac{R^2}{1 - R^2} \cdot \frac{k_2}{k_1} = \frac{1}{1 - 0,999995} \cdot \frac{3}{2} = 300000,0.$$

Оскільки $F_{\text{факт}} > F_{\text{табл}}$, можна відкинути нульову гіпотезу про незначущість регресії. Це означає, що отримана квадратична модель є статистично значущою та адекватно описує залежність між температурою та потужністю двигуна.

Таким же чином для двигуна Cummins 4BTA3.9-G2, що працює на біопаливі БДнЕ, знаходимо квадратичні рівняння, що описують залежність ви-

					КРМ.142.6221мз.25.02.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		61

трати палива від навколишньої температури. Підставивши фізичний зміст величин $t_o = x_i$, $N_e = y_i$, отримуємо:

– при $p_o = 101$ кПа:

$$N_e = 0,0017 \cdot t_o^2 - 0,5908 \cdot t_o + 152,6244,$$

$$g_e = 3 \cdot 10^{-7} \cdot t_o^2 + 0,0001 \cdot t_o + 0,2423,$$

$$G_T = 0,0004 \cdot t_o^2 - 0,1215 \cdot t_o + 36,983;$$

– при $p_o = 95,5$ кПа (500 м над рівнем моря):

$$N_e = 0,0016 \cdot t_o^2 - 0,5588 \cdot t_o + 144,420,$$

$$g_e = 3 \cdot 10^{-7} \cdot t_o^2 + 0,0001 \cdot t_o + 0,2421,$$

$$G_T = 0,0004 \cdot t_o^2 - 0,1159 \cdot t_o + 34,969;$$

– при $p_o = 89,9$ кПа (1000 м над рівнем моря):

$$N_e = 0,0015 \cdot t_o^2 - 0,5259 \cdot t_o + 146,040,$$

$$g_e = 3 \cdot 10^{-7} \cdot t_o^2 + 0,0001 \cdot t_o + 0,2420,$$

$$G_T = 0,0003 \cdot t_o^2 - 0,1082 \cdot t_o + 32,9170.$$

Отримані квадратичні моделі дають змогу прогнозувати зміни потужності та витрати палива 4-тактних дизельних двигунів залежно від температури та тиску повітря, характерних для різних регіонів України.

3.8 Висновок до розділу

У третьому розділі було проведено комплексне дослідження впливу складу біодизельних палив на ефективність роботи дизель-генераторної установки. Отримані результати дозволяють сформулювати такі основні положення:

Властивості біодизельного палива МЕРО істотно залежать від його жирнокислотного складу, зокрема від вмісту ерукової кислоти. Встановлено, що біодизель з низьким вмістом ерукової кислоти (БДнЕ) має нижчу теплоту згорання ($\approx 37,13$ МДж/кг) порівняно з традиційним дизельним паливом

					КРМ.142.6221мз.25.02.03.ПЗ	Лист
						62
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

($\approx 42,5$ МДж/кг), що обумовлює підвищені витрати палива. Біодизель з високим вмістом ерукової кислоти (БДВЕ) демонструє дещо вищу енергетичну щільність ($\approx 37,53$ МДж/кг), але також потребує додаткової повітряної маси для повного згоряння.

Тепловий розрахунок двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 показав, що при використанні біодизелю БДнЕ та БДвЕ зі збереженням коефіцієнта надлишку повітря $\alpha = 2,0$:

- ефективна потужність зростає на 0,66...0,84 %;
- питома витрата палива збільшується на 13,1...14,3 %;
- годинна витрата палива зростає на 13,8...15,2 %;
- ефективний ККД залишається незмінним ($\eta_e \approx 0,472$).

Вплив атмосферних умов на ефективність дизель-генератора є суттєвим:

Зниження температури навколишнього повітря на кожні 10 °С призводить до зростання потужності в середньому на 4,5 % і зменшення питомої витрати палива на 1,1 %.

Підвищення висоти над рівнем моря на кожні 500 м знижує потужність в середньому на 5,7 %, проте практично не впливає на питому витрату палива.

Ефективний ККД покращується при зниженні температури та зменшується при підвищенні висоти.

Математичне моделювання залежності ефективних показників від температури та тиску повітря дозволило отримати квадратичні рівняння регресії з високою точністю (індекс детермінації $R^2 \approx 0,99998$, середня похибка апроксимації $A \approx 0,18$ %). Моделі є статистично значущими ($F_{\text{факт}} \gg F_{\text{табл}}$) і можуть застосовуватись для прогнозування змін потужності та витрати палива в умовах, характерних для різних регіонів України.

Найбільш доцільним є використання біодизелю МЕРО у вигляді добавок до традиційного дизельного палива (наприклад, сумішей В5, В7, В20),

					КРМ.142.6221мз.25.02.03.ПЗ	Лист
						63
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

що дозволяє поєднати екологічні переваги з мінімізацією ризиків для паливної апаратури.

Для успішного переходу на біодизель необхідно враховувати сезонні фактори (температура застигання) та можливо проводити технічні модифікації системи живлення (заміна гумотехнічних матеріалів, підігрів палива).

Оптимізація коефіцієнта надлишку повітря та циклової подачі палива дозволить підвищити ефективність та екологічні показники дизель-генератора при роботі на біопаливі.

Таким чином, результати досліджень підтверджують технічну можливість та економічну доцільність використання біодизелю на основі ріпакової олії в дизель-генераторних установках, зокрема в умовах України, за умови врахування специфіки його складу та кліматичних факторів експлуатації.

					КРМ.142.6221мз.25.02.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		64

РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА НА ДВИГУНІ CUMMINS 4BTA3.9-G2

4.1 Обґрунтування доцільності заміни традиційного дизельного палива на біодизель

Перехід на відновлювані джерела енергії, зокрема біодизель, є не лише відповіддю на сучасні екологічні виклики, але й стратегічним кроком у напрямку енергетичної незалежності та сталого розвитку. Для України, з її потужним агросектором, використання біодизелю на основі місцевої сировини (ріпакової олії) має особливе значення.

У цьому розділі проведено комплексну економічну оцінку ефективності роботи дизель-генераторної установки на базі двигуна Cummins 4BTA3.9-G2 при переході з традиційного дизельного палива (ДП) на біодизель з низьким вмістом ерукової кислоти (БДнЕ). Аналіз ґрунтується на порівнянні експлуатаційних витрат, враховує технічні результати моделювання робочого циклу (Розділ 2) та вплив властивостей палива (Розділ 3), а також потенційні переваги від використання відновлюваного палива.

Основним критерієм оцінки є річний економічний ефект [15], що враховує як прямі витрати на паливо, так і непрямі фактори: можливі зміни витрат на обслуговування, державну підтримку та вартість капіталовкладень для модернізації.

4.2 Вихідні техніко-економічні дані для порівняльного аналізу

На підставі результатів теплового розрахунку та прийнятих економічних умов сформовано узагальнену табл. 4.1 основних показників для двох варіантів експлуатації.

					КРМ.142.6221мз.25.02.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		65

Таблиця 4.1. Основні техніко-економічні показники двигунів для порівняння

Найменування показників		Позначення	Двигун на ДП	Двигун на БДнЕ
Потужність, кВт		N_e	140,11	141,28
Частота обертання, хв ⁻¹		n	1500	1500
Діаметр циліндра, м		D	0,102	0,102
Хід поршня, м		S	0,120	0,120
Вага, т		G	0,4	0,4
Габарити, м:	довжина	L	1200	1200
	ширина	B	800	800
	висота	H	1000	1000
Питомі витрати палива, кг/(кВт·год.)		g_n	0,1785	0,2040
Питомі витрати масла, кг/(кВт·год.)		g_m	0,0005	0,0005
Механічний ККД		η_m	0,93	0,93
Число контрольних ремонтів		η	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах		ε_{min}	1,1	1,1
Коефіцієнт використання потужності		K_n	1	0,96
Коефіцієнт частини вартості роботи		b	0,05	0,05
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту		$K_{кр}$	0,3	0,3
Час роботи за рік, год.		t	7500	7500
Ресурс двигуна до першого перебирання, год.		$t_{пер}$	30000	25000
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год.		$t_{кр}$	80000	70000
Ціна установки, грн.		Π	600000	632000
Ціна палива, грн./т		Π_n	60000	63000
Ціна масла, грн./т		Π_m	120000	120000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності		E	0,15	0,15

4.3 Розрахунок річних експлуатаційних витрат

Річні витрати на паливо

$$Z_n = g_n \cdot N \cdot \Pi_n \cdot 10^{-3}$$

для ДП: $Z_{n1} = 140,11 \cdot 7500 \cdot 0,1785 \cdot 60 = 1125000$ грн/рік.

для БДнЕ: $Z_{n1} = 141,28 \cdot 7500 \cdot 0,2040 \cdot 63 = 1360000$ грн/рік.

Річні витрати на мастильні матеріали:

$$Z_m = g_m \cdot N \cdot \Pi_m \cdot 10^{-3}$$

Для обох варіантів: $Z_{m1} = 140 \cdot 7500 \cdot 0,0005 \cdot 120 = 63000$ грн/рік,

Річні витрати на поточний ремонт

$$З_{\text{пр}} = \frac{b \cdot t \cdot \Pi}{t_{\text{пер}}}.$$

для ДП: $З_{\text{пр1}} = 0,05 \cdot 600000 \cdot \frac{7500}{80000} = 2813 \text{ грн/рік},$

для БДнЕ: $З_{\text{пр1}} = 0,05 \cdot 600000 \cdot \frac{7500}{75000} = 3000 \text{ грн/рік}.$

Річні амортизаційні відрахування на капітальний ремонт

$$З_{\text{кр}} = \frac{K_{\text{кр}} \cdot t \cdot \Pi}{t_{\text{кр}} \cdot \varepsilon_{\text{min}}}.$$

для ДП: $З_{\text{кр1}} = 0,03 \cdot 600000 \cdot \frac{7500}{80000} = 16875 \text{ грн/рік},$

для БДнЕ: $З_{\text{кр2}} = 0,03 \cdot 600000 \cdot \frac{7500}{75000} = 18000 \text{ грн/рік}$

Сумарні річні експлуатаційні витрати, грн.

$$U = З_{\text{п}} + З_{\text{м}} + З_{\text{кр}} + З_{\text{пр}}.$$

для ДП: $U_1 = 1125000 + 63000 + 2813 + 16875 = 1207688 \text{ грн.},$

для БДнЕ: $U_2 = 1360000 + 63000 + 3000 + 18000 = 1444000 \text{ грн}.$

Таблиця 4.2. Зведені річні витрати за варіантами

Стаття витрат	ДП, грн/рік	БДнЕ, грн/рік
Паливо	1125000	1360000
Масило	63000	63000
Поточний ремонт	2813	3000
Капітальний ремонт	16875	18000
РАЗОМ	1207688	1444000

Без урахування зовнішніх факторів, перехід на біодизель призводить до збільшення річних витрат на 236312 грн/рік.

4.4 Розрахунок економічного ефекту з урахуванням державної підтримки

Економічна доцільність біопалива реалізується через механізми державної підтримки.

1. Податкова пільга. Припустимо, що використання біопалива дає право на знижку з податку на прибуток у розмірі 10 % від вартості спожитого біодизелю.

$$\Pi_{\pi} = 0,1 \cdot S_{\pi(\text{БД})} = 0,1 \cdot 1360000 = 136000 \text{ грн/рік}$$

2. «Зелений» тариф або надбавка. Припустимо, що вироблена на біопаливі електроенергія продається із надбавкою 15 % до базового тарифу (2 грн/кВт·год).

Додатковий річний дохід:

$$\Delta D = N_e \cdot t \cdot \Pi_{\text{тар}} \cdot 0,15 = 141,28 \cdot 7500 \cdot 2,0 \cdot 0,15 = 317880 \text{ грн/рік.}$$

Скоригований річний економічний ефект ΔS визначається як різниця приведених річних витрат за варіантами з урахуванням доходів та пільг.

$$\Delta S = (S_{\text{ДП}} - S_{\text{БД}}) + \Pi_{\pi} + \Delta D$$

$$\Delta S = (1207688 - 1444000) + 136000 + 317880 = 217568 \text{ грн/рік.}$$

Завдяки механізмам державної підтримки, річний економічний ефект від використання біодизелю стає позитивним і складає близько 217,6 тис. грн.

4.5 Визначення терміну окупності додаткових капіталовкладень

Одноразові витрати на ΔK для переходу на біодизель (заміна гумових ущільнень, можливий підігрів паливної магістралі) оцінені в 50 000 грн. Термін окупності розраховується за формулою:

$$T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S},$$

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію системи двоступеневого наддуву, грн.;

ΔS – річна економія при експлуатації двигуна, грн.:

$$T_{\text{окуп}} = \frac{50000}{217568} = 0,23 \text{ роки або } 2,7 \text{ місяця.}$$

Такий короткий термін окупності підтверджує високу економічну доцільність інвестицій у перехід на біодизель за умови дії передбачених преференцій.

4.6 Висновок до розділу

У цьому розділі проведено комплексну економічну оцінку застосування біодизельного палива (БДнЕ) на дизель-генераторній установці з двигуном Cummins 4BTA3.9-G2 порівняно з традиційним дизельним паливом.

Без урахування підтримки: Через нижчу теплоту згоряння та орієнтовно вищу ринкову ціну біодизелю, прямі експлуатаційні витрати зростають приблизно на 236 тис. грн/рік, що робить перехід збитковим.

З урахуванням державної політики стимулювання ВДЕ: Запровадження таких механізмів, як податкові пільги (10 % від вартості палива) та надбавка до «зеленого» тарифу на електроенергію (15 %), кардинально змінює ситуацію. Сумарний річний економічний ефект стає позитивним і сягає понад 217 тис. грн.

Термін окупності необхідних капіталовкладень на модернізацію (близько 50 тис. грн) становить менше 3 місяців, що свідчить про високу інвестиційну привабливість проекту.

Позаекономічні переваги, такі як зменшення викидів парникових газів та сприяння енергетичній незалежності країни за рахунок використання місцевої сировини, є важливими стратегічними факторами, що посилюють доцільність переходу.

Таким чином, економічна доцільність використання біодизелю на дизель-генераторних установках в Україні безпосередньо залежить від стабільності та розміру державної підтримки відновлюваної енергетики. За умови її наявності, перехід є не тільки технічно реалізованим (що підтверджено моделюванням у розділах 2 та 3), але й економічно вигідним з дуже коротким терміном окупності.

					КРМ.142.6221мз.25.02.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		69

РОЗДІЛ 5. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЕКОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНОЇ УСТАНОВКИ НА БІОДИЗЕЛЬНОМУ ПАЛИВІ

5.1 Вступ

Інтеграція біодизельного палива як альтернативи традиційному дизельному паливу в системи автономного електропостачання є складовою сучасного курсу на декарбонізацію енергетики та збільшення частки відновлюваних джерел. Проте технологічна заміна одного виду палива іншим неминуче тягне за собою низку нових викликів у сферах охорони праці та екологічної безпеки. Ці виклики обумовлені фундаментальними відмінностями у фізико-хімічних властивостях біодизелю, що безпосередньо впливають на умови праці обслуговуючого персоналу, характер взаємодії обладнання з паливом, а також на структуру та кількісний склад викидів у навколишнє середовище.

Дизель-генераторна установка на базі двигуна Cummins 4BTA3.9-G2, як було показано в попередніх розділах, технічно здатна працювати на біодизелі різного жирнокислотного складу (БДнЕ та БДвЕ) з незначною корекцією режимів. Однак експлуатація така супроводжується змінами у тепловому навантаженні, динаміці процесу згоряння та, як наслідок, у викидах. Це формулює нагальну потребу у розробці цілісного підходу до організації безпечних умов праці та мінімізації екологічного сліду.

Метою даного розділу є систематизація потенційних небезпечних і шкідливих факторів, що виникають або модифікуються при переході ДГУ на біодизельне паливо, та розробка на цій основі комплексних організаційно-технічних заходів. Ці заходи спрямовані на забезпечення здоров'я персоналу, запобігання аваріям та пожежам, а також на дотримання вимог екологічного законодавства України та міжнародних стандартів у сфері промислової безпеки та захисту навколишнього середовища. Розглянуті пропозиції базуються на аналізі властивостей палива, результатах теплового моделювання, вимогах

					КРМ.142.6221мз.25.02.05.ПЗ	Лист
						70
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ДСТУ, ДСАНіП та директивах ЄС, що регулюють поводження з альтернативними паливами.

5.2 Аналіз специфіки небезпечних та шкідливих факторів при роботі ДГУ на біодизелі

Експлуатація дизель-генераторної установки, незалежно від виду палива, завжди пов'язана з наявністю комплексу ризиків. Перехід на біодизель не усуває традиційні небезпеки, але вносить у їх прояв певні особливості та додає нові, специфічні фактори, зумовлені хімічною природою естерів. Ретельний аналіз цих змін є першим кроком до створення ефективної системи управління безпекою.

Фізичні небезпечні фактори, такі як рухомі частини кривошипно-шатунного механізму, деталі газорозподілу, ременеві передачі та вентилятори, залишаються незмінними. Ризик механічного травмування при контакті з ними не залежить від типу палива, що підкреслює необхідність безумовного дотримання класичних заходів захисту – наявності захисних кожухів, огорож та блокувань. Аналогічно, незмінними залишаються основні ризики, пов'язані з електроустановкою: небезпека ураження електричним струмом від генератора та систем керування. Однак паливна система, як ключовий інтерфейс між паливом і двигуном, зазнає істотного впливу. Біодизель, маючи іншу щільність та кінематичну в'язкість, може вимагати коригування тиску впорскування та характеристик форсунок для підтримки оптимального розпилення. Некоректне налаштування або відмова обладнання, не адаптованого під нове паливо, може призвести до нестабільної роботи, гідравлічних ударів у паливній магістралі високого тиску та, як наслідок, до витoku палива під тиском, що створює додаткову небезпеку.

Найсуттєвіші зміни відбуваються у сфері хімічних небезпечних та шкідливих факторів. Паливні пари біодизелю, переважно метилового естеру, мають вищу температуру спалаху порівняно з дизельним паливом, що теоретично знижує ризик миттєвого займання при кімнатній температурі. Проте це

					КРМ.142.6221мз.25.02.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		71

не робить пари абсолютно безпечними. При тривалому перебуванні в закритому приміщенні з підвищеною концентрацією парів органічних сполук (естерів, залишкових спиртів) можливий подразнюючий вплив на слизові оболонки очей та верхніх дихальних шляхів, а також прояви наркотичної дії при високих дозах. Найбільш вагомою відмінністю є зміна складу відпрацьованих газів. Як випливає з аналізу літературних даних та теплових розрахунків, представлених у розділі 3, робота на біодизелі супроводжується суттєвим зниженням викидів оксидів сірки (через практичну відсутність сірки у паливі) та сажі (твердих частинок) завдяки кращому змішуванню та наявності вбудованого кисню. Це є вагомим екологічним перевагою. Одночасно спостерігається комплексний вплив на утворення оксидів азоту: з одного боку, підвищена температура циклу може сприяти їхньому утворенню, з іншого – зміни у тривалості та фазі згоряння можуть мати зворотний ефект. Для конкретної ДГУ необхідний експериментальний моніторинг. Також зафіксовано тенденцію до деякого зростання викидів оксиду вуглецю (CO) та незгорілих вуглеводнів (НС) на певних режимах, що може бути пов'язано з меншою ефективністю їхнього дожигання в каталітичному нейтралізаторі, розрахованому на інший паливний баланс.

Окремої уваги заслуговує вплив біодизелю на матеріали. Його висока м'яка здатність та розчинні властивості щодо деяких полімерів і звичайних гум на основі натурального каучуку або нитрилу є критичним фактором. Це може призвести до розпухання, розм'якшення та руйнування прокладок, сальників, трубопроводів та інших елементів паливної системи, що не розраховані на контакт із сполуками цього класу. Наслідком стають витіки палива, що створюють безпосередню загрозу пожежі та забруднення, а також контакт персоналу з паливом, яке при тривалому впливі може викликати подразнення шкіри, її сухість та дерматити.

Психофізіологічні фактори, такі як шум і вібрація, залишаються характерними для всіх ДВЗ. Деякі дослідження відзначають потенційне зниження рівня шуму при роботі на біодизелі завдяки більш плавному наростанню тис-

					КРМ.142.6221мз.25.02.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		72

ку в циліндрі, однак цей ефект не є гарантованим і залежить від багатьох параметрів. Мікроклімат у машинному відділенні (підвищена температура, можлива підвищена вологість) також залишається незмінним фактором дискомфорту та потенційної шкоди для здоров'я.

5.3 Організаційно-технічні заходи з охорони праці та промислової безпеки

Запровадження біодизельного палива вимагає не лише усвідомлення нових ризиків, але й адаптації всієї системи охорони праці під специфіку його використання. Цей комплекс заходів повинен охопити всі аспекти – від технічного оснащення робочого місця до процедурних інструкцій.

Забезпечення електробезпеки та захисту від рухомих частин залишається фундаментальною вимогою, незалежною від виду палива. Усі обертові та рухомі вузли двигуна та генератора, такі як клинові ремені, шківи, вентилятори охолодження та відкриті ділянки вала, повинні бути надійно закриті штатними захисними кожухами, решітками або огорожами. Доступ для обслуговування повинен здійснюватися лише після повної зупинки агрегату та зняття цих огорожень. Роботи з електрообладнанням ДГУ, включаючи підключення, обслуговування панелей керування PowerCommand та ремонт генератора, можуть виконуватися виключно кваліфікованим електротехнічним персоналом, який має відповідну групу з електробезпеки та дотримується правил ПУЕ. Система захисного заземлення всіх металевих частин установки повинна бути виконана відповідно до нормативів та перевірятися в установлені терміни.

Запобігання пожежам та вибухам набуває специфічного забарвлення. Хоча температура спалаху біодизелю вища, ризик пожежі при витоках та утворенні парів залишається значним. Критично важливим є правильне зберігання палива. Резервуари для біодизелю (особливо для довготривалого зберігання) повинні бути виготовлені з матеріалів, стійких до окиснення та корозії, таких як алюміній, нержавіюча сталь або спеціальні полімери. Бажано

					КРМ.142.6221мз.25.02.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		73

уникати сталевих баків без покриття через ризик корозії від вологи, що може міститися в паливі. Приміщення для зберігання та експлуатації ДГУ обов'язково обладнуються примусовою приточно-витяжною вентиляцією, розрахованою на видалення паливних пар та продуктів згоряння. Система автоматичного пожежогасіння (часто на основі газових (хладонових) або аерозольних складових) є обов'язковим вимогою для закритих приміщень. Первинні засоби пожежогасіння (вогнегасники вуглекислотні ОУ та порошкові ОП) повинні бути в наявності в безпосередній близькості від установки. На території в радіусі не менше 10 метрів від паливних комунікацій, заправних точок та самої ДГУ встановлюється сувора заборона на куріння та проведення будь-яких робіт з використанням відкритого вогню або утворення іскор.

Заходи з промислової санітарії та гігієни праці направлені на мінімізацію шкідливого впливу на здоров'я працівників. Для захисту від шуму, рівень якого може сягати 95-105 дБА, рекомендовано встановлювати ДГУ всередині звукоізованих капотів або в спеціальних приміщеннях з облицюванням звукопоглинальними матеріалами. Обслуговуючий персонал зобов'язаний використовувати індивідуальні засоби захисту органів слуху: протишумні навушники (антифоні) або беруші. Ефективна вентиляція є ключем до запобігання накопиченню шкідливих речовин. Видалення відпрацьованих газів повинно здійснюватися через ізований вихлопний тракт з викидом назовні, а загальнообмінна вентиляція приміщення повинна забезпечувати кратність повітрообміну, достатню для підтримки концентрацій усіх шкідливих речовин нижче гранично допустимих (ГДК). Освітленість робочої зони навколо ДГУ має бути не нижче 150 лк для зручності проведення оглядів, обслуговування та зняття показань приладів.

Комплектація працівників індивідуальними засобами захисту (ІЗЗ) має враховувати специфіку біодизелю. Для захисту рук обов'язкові щільні рукавиці з матеріалу, стійкого до дії естерів та масел, наприклад, з фторопласту (Viton) або спеціального полімеру. Для захисту органів дихання при роботах у зонах з можливим задимленням або під час очищення деталей паливної

					КРМ.142.6221мз.25.02.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		74

апаратури слід використовувати протипилові респіратори. Захисні окуляри або прозорі щитки запобігають потраплянню бризок палива та мастила в очі. Спецодяг з щільного, важкозаймистого бавовняного полотна забезпечує захист тіла. Безпосередньо на робочому місці повинні бути облаштовані пункти для миття рук із засобами, ефективними для видалення органічних забруднень.

5.4 Захист навколишнього середовища та екологічна безпека

Використання біодизелю, будучи мотивованим екологічними цілями, вимагає ретельного контролю за всіма потенційними шляхами його впливу на довкілля, щоб уникнути ефекту «перенесення» забруднення з одного середовища в інше.

Запобігання забрудненню атмосферного повітря потребує активного моніторингу. Для об'єктивної оцінки ефекту від заміни палива необхідно регулярно проводити інструментальні вимірювання основних компонентів викидів: оксидів азоту (NO_x), оксиду вуглецю (CO), негорілих вуглеводнів (HC) та сажі (твердих частинок). Це дозволить не лише оцінити реальну ефективність з точки зору екології, а й при необхідності скоригувати режими роботи двигуна. Для подальшого зниження викидів NO_x, які можуть залишатися проблемою, можна розглянути технологічні рішення, такі як оптимізація системи рециркуляції відпрацьованих газів (EGR) чи встановлення системи селективного каталітичного відновлення (SCR) для стаціонарних установок, що працюють у тривалому постійному режимі. Правильне розміщення вихлопної труби – на достатній висоті та на відстані від вікон житлових і громадських будівель – забезпечує ефективне розсіювання викидів.

Найбільш серйозним екологічним ризиком, характерним для будь-якого рідкого палива, є забруднення ґрунтів та водних ресурсів у разі аварійних розливів або постійних витоків. Біологорозкладність біодизелю не є виправданням для його потрапляння в навколишнє середовище, оскільки великі обсяги можуть призвести до кисневого голодування у водоймах та відмиван-

					КРМ.142.6221мз.25.02.05.ПЗ	Лист
						75
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ня забруднень у ґрунтові води. Для запобігання таким ситуаціям необхідно впровадити інженерні бар'єри. Резервуари для зберігання біодизелю, особливо підземні, повинні мати конструкцію з подвійними стінками, де простір між ними обладнаний системою сигналізації про витік. Паливні насоси, фільтри тонкого очищення, з'єднувальні патрубки та сам двигун повинні розміщуватися над герметичними аварійними піддонами (лотками), об'єм яких розраховується з урахуванням об'єму палива у найбільшій одиниці обладнання плюс запас. Обов'язковим є наявність на об'єкті затвердженого Плану локалізації та ліквідації аварійних розливів (ПЛАР), який детально описує дії персоналу при витіках різного масштабу. Комплект для ліквідації розливів, що включає бонові загородження (для збору палива з поверхні води), сорбентивні матеріали (покривки, подушки, гранули), совки та ємності для збору забруднених матеріалів, повинен зберігатися у легкодоступному місці.

Система управління відходами є невід'ємною частиною екологічної політики. Всі відходи, забруднені біодизелем – це просочена обтиральна ганчірка, відпрацьовані паливні та масляні фільтри, використані сорбенти – класифікуються як небезпечні. Їх слід збирати в спеціальні герметичні контейнери з відповідним маркуванням та тимчасово зберігати на майданчику, захищеному від опадів. Остаточне знешкодження або утилізація таких відходів проводиться виключно ліцензованими підприємствами. Льяльні води з машинного відділення, які можуть містити суміш масла, палива та води, ніколи не повинні скидатися безпосередньо в систему каналізації або на рельєф. Попереднє очищення через нафтовловлювачі або коалесцентні сепаратори є обов'язковим етапом.

5.5 Навчання, інструктажі та розробка оперативної документації

Ефективність будь-якої, навіть найдосконалішої, системи технічних заходів залежить від людського фактору. Тому створення системи навчання та інструктажів, орієнтованої саме на специфіку роботи з біодизелем, є критично важливою.

					КРМ.142.6221мз.25.02.05.ПЗ	Лист
						76
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Вступний інструктаж з охорони праці для всіх нових працівників повинен містити загальний блок про специфіку об'єкта та небезпеки, пов'язані з ДГУ. Первинний інструктаж на робочому місці для персоналу, що безпосередньо обслуговує установку, має бути значно поглибленим. Він повинен детально розглядати фізико-хімічні властивості біодизелю, наголошувати на його відмінностях від звичайного дизпалива, особливо щодо впливу на матеріали. Працівники повинні чітко знати ознаки можливих витоків (поява запаху, плями під обладнанням), правила безпечного поводження з паливом при заправці, відборі проб, заміні фільтрів. Особлива увага приділяється порядку дій при аварійному розливі: негайне припинення витoku (якщо це безпечно), ізоляція зони за допомогою сорбентів, повідомлення керівництва, недопуск палива до каналізаційних колекторів та водойм.

Періодичні навчання, що проводяться щорічно, слугують для освіження знань, розбору реальних інцидентів, що сталися на аналогічних об'єктах, ознайомлення з оновленими інструкціями та нормативними актами. Позапланові інструктажі проводяться в обов'язковому порядку при зміні технологічного процесу (наприклад, при переході з однієї марки біодизелю на іншу або при зміні його концентрації у суміші), після будь-яких аварійних ситуацій чи нещасних випадків, а також за вимогою органів нагляду.

На основі проведеного аналізу ризиків розробляються та затверджуються чіткі оперативні інструкції, які розміщуються на видному місці безпосередньо біля ДГУ. До їх складу обов'язково входять: інструкція з безпечно-го пуску та зупинки установки; інструкція з щоденного обслуговування та огляду; інструкція з дій у разі виявлення несправностей (витік палива, димність, перегрів); покрокова інструкція з дій при аварійному розливі палива; перелік необхідних ІЗЗ для кожної операції. Наявність такої наочної документації значно знижує ймовірність помилок та паніки в критичній ситуації.

					КРМ.142.6221мз.25.02.05.ПЗ	Лист
						77
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

5.6 Висновок до розділу

Перехід дизель-генераторної установки на біодизельне паливо є техніко-технологічним заходом, який потребує паралельної та глибокої модернізації систем управління охороною праці та екологічною безпекою. Проведений аналіз демонструє, що, незважаючи на суттєві екологічні переваги у сфері зниження викидів оксидів сірки та твердих частинок, впровадження біодизелю генерує новий спектр ризиків. До них належать агресивна дія на традиційні матеріали паливної системи, потенційні зміни у складі відпрацьованих газів (зростання NO_x, CO, HC на окремих режимах), необхідність особливих умов зберігання через схильність до окислення та біологічного розкладання, а також специфічні ризики для здоров'я персоналу при тривалому контакті.

Відповіддю на ці виклики має стати комплексний, системний підхід, що поєднує три взаємопов'язані компоненти: технічні заходи, організаційні процедури та постійне навчання персоналу. Технічна складова включає адаптацію паливної апаратури з використанням стійких матеріалів (фторопласт, поліамід), обладнання приміщень надійними системами вентиляції та пожежогасіння, встановлення інженерних бар'єрів проти розливів (подвійні стінки резервуарів, аварійні піддони). Організаційна складова полягає в розробці чітких регламентуючих документів: інструкцій з безпеки, Плану локалізації аварійних розливів, системи періодичного моніторингу стану обладнання та викидів. Ключовою ланкою є персонал, тому цільове навчання, яке акцентує увагу на специфіці біодизелю, правилах поводження з ним та алгоритмах дій в аварійних ситуаціях, є обов'язковою умовою успіху.

Таким чином, безпечна та екологічно відповідальна експлуатація дизель-генераторної установки на біодизельному паливі можлива лише за умови синергії технічних рішень, чітких управлінських процедур та високого рівня професійної культури працівників. Це дозволить не тільки реалізувати енергетичний потенціал відновлюваного палива, але й мінімізувати його негативний вплив на здоров'я людей та стан навколишнього середовища, забезпечивши справжню сталість енергетичних рішень.

					КРМ.142.6221мз.25.02.05.ПЗ	Лист
						78
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ДО РОБОТИ

У ході виконання кваліфікаційної роботи було проведено комплексне дослідження впливу складу біодизельного палива на основі ріпакової олії на ефективність роботи дизель-генераторної установки з двигуном Cummins 4BTA3.9-G2. Отримані результати дозволяють сформулювати наступні висновки.

Моделювання робочого циклу двигуна підтвердило принципову можливість експлуатації ДГУ на біодизелі без суттєвих конструктивних змін. Однак властивості палива, зокрема нижча теплота згоряння (на 11...12% менша порівняно з дизельним паливом), обумовлюють необхідність збільшення циклової подачі палива для підтримки номінальної потужності. Виділено два типи біодизелю МЕРО: з низьким (БДнЕ) та високим (БДвЕ) вмістом ерукової кислоти, які дещо відрізняються за енергетичною щільністю та вимогами до повітря для згоряння.

При роботі на біодизелі зі збереженням коефіцієнта надлишку повітря $\alpha=2,0$ ефективна потужність зростає незначно (на 0,66...0,84 %), збільшується питома витрата палива на 13,1...14,3 %, а годинна витрата – на 13,8...15,2 % через нижчу теплотворну здатність палива, ефективний ККД залишається практично незмінним.

Зміни температури та тиску навколишнього середовища суттєво впливають на показники ДГУ: зниження температури на 10 °С підвищує потужність в середньому на 4,5 % та зменшує питому витрату палива на 1,1 %, підвищення висоти на 500 м знижує потужність на 5, 7%, але майже не впливає на питому витрату палива.

Отримані квадратичні моделі регресії дозволяють точно прогнозувати зміни потужності та витрати палива в різних кліматичних умовах України.

Без державної підтримки перехід на біодизель призводить до збільшення річних експлуатаційних витрат приблизно на 236 тис. грн. Однак за умови введення механізмів стимулювання (податкова пільга 10 %, «зелений» тариф з надбавкою 15 %) річний економічний ефект стає позитивним і становить близько 217,6 тис. грн. Термін окупності додаткових капіталовкладень (близько 50 тис.

					КРМ.142.6221мз.25.02.00.ПЗ	Лист
						79
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

грн) складає менше 3 місяців, що робить проект високоінвестиційно привабливим.

Використання біодизелю суттєво знижує викиди оксидів сірки та сажі, але може призводити до змін у складі оксидів азоту (NO_x), вуглецю (CO) та вуглеводнів (НС). Для безпечної експлуатації необхідно: замінити гумотехнічні матеріали паливної системи на стійкі до естерів (фторопласт, поліамід), обладнати приміщення ефективною вентиляцією, системами пожежогасіння та аварійними піддонами, впровадити регулярний моніторинг викидів та навчання персоналу з специфіки роботи з біодизелем.

Найбільш доцільним є використання біодизелю у вигляді добавок до традиційного палива (B5, B7, B20), що дозволяє поєднати екологічні переваги з мінімізацією ризиків для обладнання. Стабільна державна підтримка, оптимізація режимів роботи ДГУ та врахування кліматичних умов є ключовими факторами успішного впровадження біопалива в енергетичний сектор України.

Таким чином, проведені дослідження підтвердило технічну можливість, економічну доцільність та екологічну перевагу використання біодизелю на основі ріпакової олії в дизель-генераторних установках. Реалізація отриманих результатів сприятиме збільшенню частки відновлюваних джерел енергії, підвищенню енергетичної незалежності та зменшенню навантаження на навколишнє середовище.

					КРМ.142.6221мз.25.02.00.ПЗ	Лист
						80
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Огляд дизельних двигунів Cummins – Інтернет ресурс. Режим доступу: <https://krupaik.com.ua/articles/obzor-dizelnykh-dvigatelejj-cummins?srsltid=afmbooqn5y7sbkhsniul1qvpycluumgf3jypy0roak2tbygh6rpqpntc>
2. Cummins 4BTA3.9-G2 – Operation and Maintenance Manual. Cummins Inc.
3. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
4. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
5. Woodyard D. F. Pounder’s marine diesel engines and gas turbines - 8th edn. / Elsevier Ltd., 2004. – 914 p.
6. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
7. Kirkpatrick A. T. Internal combustion engines: Applied thermosciences (4th ed.). Wiley, 2020. – 656 p.
8. Ткачук В. В. Дослідження експлуатаційних властивостей дизельного палива з додаванням біодобавок / В. В. Ткачук // Товарознавчий вісник. – 2020. – Вип. 13. – С. 244-255.
9. Долінський А. А. Продукування енергоносіїв з відновлювальної рослинної сировини / А. А. Долінський, Л. Н. Грабов, В. І. Мерщій, А. І. Шматок // Енергетика та електрифікація. – 2008. – №9. – С. 44-50.
10. ДСТУ 7688:2015. Паливо дизельне Євро. Технічні умови (ISO 6107-1:1996, IDT). [На заміну ДСТУ 4840:2007; чинний від 2015-05-28]. Вид. офіц. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2015. – 16 с.
11. Біодизель [Електронний ресурс] / Сайт «Вікіпедія». – 2025. – Режим доступу: <https://uk.wikipedia.org/wiki/Біодизель>

					КРМ.142.6221мз.25.02.00.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		81

12. McCormick R. L. Biodiesel Handling and Use Guide. Third Edition [Електронний ресурс] / R. L. McCormick, K. S. Tyson. – DOE/GO-102006-2358. – September 2006. – U.S. Department of Energy. – 62 p.

13. Бугрик О. В. Розширення паливної бази дизелів транспортних засобів використанням дизельного біопалива з утилізованих відходів продовольчих жирів : автореф. дис. на здобуття наук. ступення к-та техн. наук: спеціальність 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту / О. В. Бугрик, НТУ. – Київ, 2021 – 20 с.

14. Банніков Н. Г. Характеристики згоряння метилових ефірів жирних кислот у дизельному двигуні / Н. Г. Банніков // Проблеми машинобудування. – 2012. – Т. 15. – 5–6. – С. 70-76.

15. Кузнєцов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.

16. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом “Інженерна механіка” / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ “ХП”, 2004. – 466 с.

17. Березуцький В. В. Основи охорони праці. – Х.: Факт, 2005. – 480 с.

18. Жидецький В. Ц. Основи охорони праці : Підручник / В. Ц. Жидецький. – Львів: Афіша, 2002. – 320 с.

19. Державний реєстр нормативних актів про охорону праці (Реєстр ДНАОП). Друга редакція / К.: Держнагляд охорони праці України. Основа, 1998. – 240 с.

					КРМ.142.6221мз.25.02.00.ПЗ	Лист
						82
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		