

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**

_____ (назва кафедри)

Калінін Є.І.

_____ (підпис)

_____ (ПІБ)

« _____ » _____ 2024 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Оцінка експлуатаційних показників МТА при роботі на
метаноло-ріпаковій емульсії»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

К.Т.Н., доцент

_____ (науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

Сівак І.М.

_____ (ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

К.Т.Н., доцент

_____ (науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

Павленко М.Ю.

_____ (ПІБ)

Виконав

_____ (підпис)

Гречуха Максим Вікторович

_____ (ПІБ)

КИЇВ – 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

тракторів і автомобілів та

д.т.н., проф. _____ **Калінін Є.І.**
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)
« _____ » _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту
Гречухи Максима Вікторовичу

Спеціальність _____
(прізвище, ім'я, по батькові) 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Оцінка експлуатаційних показників МТА при роботі на метано-ліпаровій емульсії»
затверджена наказом ректора НУБіП України від «26» листопада 2024р. №2098 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____ 01.05.2025
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: характеристики та конструкції систем і систем подачі сумішевого палива та основні характеристик дизельного двигуна

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ

- 1 Аналіз стану питання та задачі дослідження
- 2 Обґрунтування параметрів робочого циклу та експлуатаційних показників машинно-тракторного агрегату при роботі на метано-ліпаровій емульсії
- 3 Методика експериментальних досліджень
- 4 Результати експериментальних досліджень
- 5 Експериментальна двопаливна система живлення для адаптації дизеля машинно-тракторного агрегата

Висновки

Перелік графічного матеріалу: Обґрунтування напрямку досліджень; Об'єкт дослідження; Теоретичне дослідження роботи ДВЗ на МРЕ; Результати теоретичних досліджень; Стендові та польові випробування; Результати експериментальних випробувань; Висновки.

Дата видачі завдання «10» січня 2025 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____
(підпис)

Павленко М.Ю.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Гречуха М.В.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 77 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 36 рисунками та має 9 таблиць.

Пояснювальна записка складається із вступу, 5 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема дипломного проекту: «Оцінка експлуатаційних показників МТА при роботі на метаноло-ріпаковій емульсії».

Об'єктом досліджень є трактор Білорусь-572, оснащений двигуном Д-242: однорядний, чотирициліндровий дизель без наддуву.

Мета досліджень – оцінка експлуатаційних показників машинно-тракторного агрегату під час роботи на метаноло-ріпаковій емульсії.

У дипломному проекті обґрунтовано раціональне співвідношення компонентів у сумішевому біологічному паливі, що рекомендується до застосування як моторне паливо для дизелів. Теоретично та експериментально обґрунтоване застосування в дизелі Д-242 метаноло-рапсової емульсії за індикаторними, ефективними, екологічними, паливно-економічними показниками його роботи.

Під час виконання роботи запропоновані технічні рішення щодо конструктивного доопрацювання дизеля Д-242 для роботи на метаноло-рапсовій емульсії та проведена оцінка впливу застосування метаноло-рапсової емульсії на експлуатаційні показники орного агрегату.

Ключові слова: метаноло-рапсова емульсія, дизельний двигун, машино-тракторний агрегат, орний агрегат, індикаторні показники, екологічність.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ	7
1.1 Практика вітчизняного та закордонного досвіду щодо застосування альтернативних видів палив.....	7
1.2 Практика застосування альтернативних палив на основі рослинної олії	8
1.3 Способи одержання палив на основі рослинних олій та особливості їхнього застосування.....	9
1.4 Перспектива застосування альтернативних видів палива на основі ріпакової олії	19
1.5 Способи використання палив на основі рослинних олій у двигуні внутрішнього згоряння.....	22
1.6 Мета та завдання дослідження.....	25
РОЗДІЛ 2 ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧЕГО ЦИКЛУ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗЧИКІВ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ ПРИ РОБОТІ НА МЕТАНОЛО-РАПСОВІЙ ЕМУЛЬСІЇ	27
2.1 Спосіб роботи дизеля машинно-тракторного агрегату	27
2.2 Математичне обґрунтування параметрів робочого циклу та експлуатаційних показників роботи машинно-тракторного агрегату при роботі на метаноло-рапсовій емульсії	27
2.3 Результати розрахунків параметрів робочого циклу та показників роботи дизеля машинно-тракторного агрегату при роботі на метаноло-рапсових емульсіях	33
РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	39
3.1 Загальна методика	39
3.2 Методика безмоторних досліджень	42
3.3 Методика проведення стендових випробувань апаратури паливоподачі дизеля машинно-тракторного агрегату при роботі на метаноло-рапсовій емульсії.....	44
3.4 Методика дослідження параметрів свіжого заряду.....	45
3.5 Методика індиціювання двигуна.....	46
3.6 Методика дослідження температури та токсичності відпрацьованих газів ...	47

3.7 Методика дослідження ефективних показників	49
3.8 Методика дослідження експлуатаційних показників.....	50
РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	53
4.1 Результати досліджень фізико-механічних властивостей метанола-рапсової емульсії.....	53
4.2. Результати безмоторних випробувань ПНВТ	59
4.3 Результати моторних досліджень	61
4.4 Результати експлуатаційних досліджень.....	63
РОЗДІЛ 5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ДВОХПАЛИВНА СИСТЕМА ЖИВЛЕННЯ ДЛЯ АДАПТАЦІЇ ДИЗЕЛЯ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА	66
5.1 Існуючі варіанти виконання багатопаливних систем живлення дизеля	66
5.2 Пропонована двопаливна система живлення дизеля машинно-тракторного агрегату.....	71
ВИСНОВКИ.....	74
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	76
ДОДАТКИ.....	80

ВСТУП

В умовах наростаючого дефіциту енергоносіїв та суттєвого збільшення вартості всіх їхніх видів, винятково актуальними стають заходи щодо економії енергоресурсів, впровадження новітніх технологій для паливозбереження та раціонального використання моторного палива.

Останнім часом дедалі більшого поширення набувають альтернативні біопалива на основі рослинних олій та їхніх похідних. Однак, зважаючи на відмінності фізико-хімічних та енергетичних властивостей біопалива і традиційного дизельного палива (ДП), використання перших у двигунах, які випускають серійно і які перебувають в експлуатації, вельми обмежене з конструктивних причин.

В якості альтернативного палива, для дизелів найбільше вивчені сумішеві палива, що містять в якості біологічного компонента метиловий ефір ріпакової олії, соняшникову, ріпакову, суріпичну, сафлорову, гірчичну і рижієву олії. Порівняльний аналіз властивостей різних палив показує, що одним із перспективних видів біопалива для дизеля є суміш ріпакової олії з легкими альтернативними паливами, представником якого є аліфатичний спирт метанол.

У зв'язку з цим, результати оцінки застосування метаноло-ріпакової емульсії як біологічного палива для дизелів є актуальними, науково і практично значущими для агропромислового комплексу України та інших галузей, що здійснюють експлуатацію мобільних дизельних засобів.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Практика вітчизняного та закордонного досвіду щодо застосування альтернативних видів палив

Сучасний світовий автомобільний парк налічує понад 700 млн. автомобілів і продовжує збільшуватися. При цьому дизельні двигуни набувають дедалі більшого поширення на транспорті. Закордонні виробники застосовують дизелі не тільки на вантажних автомобілях великої та середньої вантажопідйомності, автобусах і спеціальній техніці, а й розширюють використання дизелів на легкові та малотоннажні автомобілі.

За даними фірми Perkins (Велика Британія) на 53% нових французьких і 20% нових німецьких автомобілів встановлюються дизельні двигуни. За результатами досліджень фірми Peugeot (Франція) 62% покупців у Франції і 29,8% в Європі віддають перевагу автомобілю з дизелем. Загалом, нині щорічно у світі випускають близько 15 млн. автомобілів із дизельними двигунами і їхнє виробництво нарощується.

Такі темпи дизелізації зумовлені нижчою вартістю дизельного палива, а також кращою паливною економічністю дизелів і меншою токсичністю їхніх відпрацьованих газів порівняно з бензиновими двигунами. Дещо поступаються дизелі бензиновим двигунам за масо-габаритними показниками, що зумовлено підвищеним ступенем стиснення і високим максимальним тиском згоряння, що досягає 20,0 МПа і більше. Зазначені переваги дизелів порівняно з бензиновими двигунами й зумовили наведені вище темпи дизелізації автомобільного транспорту та, як наслідок, необхідність випереджального виробництва і подальшого споживання дизельного палива порівняно з іншими типами палив.

Тривалий час вітчизняний паливо-енергетичний комплекс використовував енергоносії переважно нафтового походження. Однак останніми роками намітилася тенденція до зниження ролі нафти і нафтопродуктів в економіці [1]. Це пояснюється зниженням темпів зростання видобутку нафти, спричиненим

виробленням її великих родовищ, незначним введенням в експлуатацію нових родовищ, помітним скороченням інвестицій у пошуково-розвідувальні роботи, відсутністю ефективних технологій видобутку, що забезпечують високу віддачу нафтових пластів. Тому очікуваний підйом національної економіки неминуче супроводжуватиметься дефіцитом нафти і нафтопродуктів, що створює передумови до ширшого використання інших енергетичних ресурсів [2, 3].

Серед нетрадиційних палив, застосування яких можливе в дизельних двигунах, виокремлюють нафтові палива та палива, вироблені з альтернативних джерел енергії. Альтернативні палива умовно поділяють на три групи [4, 5, 6, 7].

До першої групи можна віднести сумішеві палива, що містять нафтові палива з добавками ненафтового походження (спиртами, ефірами тощо). Сумішеві палива за експлуатаційними властивостями, як правило, близькі до традиційних нафтових палив.

Друга група охоплює синтетичні рідкі палива, що наближаються за властивостями до традиційних нафтових палив. Ці палива отримують під час переробки твердих, рідких і газоподібних корисних копалин (вугілля, горючих сланців, природного газу і газових конденсатів тощо) [8 – 15].

Третю групу складають ненафтові палива (спирти, ефіри, газоподібні палива), які суттєво відрізняються за фізико-хімічними властивостями від традиційних нафтових палив [16, 17].

1.2 Практика застосування альтернативних палив на основі рослинної олії

Найперспективнішими з альтернативних палив є палива, одержувані з газової сировини, вугілля та сланців, а також палива рослинного походження. Щорічно у світі утворюється 170...200 млрд т рослинної біомаси (у перерахунку на суху масу), що енергетично еквівалентно 70...80 млрд т нафти [18, 19]. Використовується лише невелика її частина. За сучасного рівня розвитку техніки є можливість додаткового використання біомаси (ще близько 2,5...5,0%) для

виробництва моторного палива, що еквівалентно 2...4 млрд т нафти або 3...6 млрд т вугілля щорічно [20].

Біопаливами (біологічними паливами) називаються моторні палива, які отримують з поновлюваних джерел, в основному рослинних джерел сировини [21]. Останнім часом виробництву цього виду альтернативного палива приділяється значна увага в багатьох закордонних країнах.

Етиловий спирт (гідролізний і харчовий), отриманий із рослинної сировини, також часто називають біоетанолом, і його використання, як моторного палива, було розглянуто раніше.

Крім біоетанолу, з поновлюваних джерел у промисловому масштабі виробляють біодизельне паливо.

Для вироблення біодизельного палива можуть використовуватися різні олійні культури (соя, ріпак та інші). Його отримують роздавлюванням насіння олійних культур, у результаті чого отримують рослинну олію [21, 22]. Потім рослинна олія проходить очищення і хімічну обробку і отримують біодизельне паливо, яке може використовуватися як таке або у вигляді різних композицій з традиційним нафтовим паливом.

До основних переваг біодизельного палива необхідно віднести такі: зниження викидів токсичних речовин у складі відпрацьованих газів; можливість вироблення з поновлюваних ресурсів; при використанні біодизеля не потрібна реконструкція інфраструктури (зберігання, автозаправні станції, транспортування).

До основних недоліків біодизеля можна віднести: відносно низька температура згоряння; наявність властивостей розчинника у біодизеля.

Найкращими для створення біопалива для дизельних двигунів виявилися рослинні олії. Біологічні добавки на основі рослинних олій до товарного дизельного пального можна виробляти більш ніж із 50 олійних культур (соняшникова, рапсова, соєва, бавовняна, лляна, пальмова, сафлорова, арахісова та інші) [21, 23].

Однак здебільшого біологічні добавки в дизельне паливо виробляють із ріпаку та соняшникової олії. Олії, що містяться в насінні та плодах цих культур (тригліцериди), близькі за теплою згорання до дизельного палива.

Розрізняються не тільки олії різних рослин, а й олії однієї й тієї самої рослини залежно від її походження. Рослинні олії нестабільні, мають підвищені в'язкість і коксованість. Ці недоліки частково усуваються при використанні їх у суміші з дизельним паливом або переведенням у метилові ефіри. Аналіз показує, що фізико-хімічні характеристики рослинних олій істотно відрізняються від дизельного палива: підвищені густина, в'язкість, температура спалаху. За елементарним складом рослинні олії близькі одна до одної, а від нафтового палива відрізняються наявністю кисню (9,6...11,5%). Недоліками рослинних олій, як палива, порівняно з нафтопродуктами, є менша теплота згорання (на 7...10%), вища в'язкість (у шість разів і більше), підвищена схильність до нагароутворення, низька випаровуваність та інші [25, 30].

Одним із способів усунення зазначених недоліків є хімічне перероблення рослинних олій, що дає змогу одержати продукти з властивостями, повністю відмінними від вихідної сировини – переетерифікація.

Найпростіший і найдоступніший спосіб використання ріпакової олії – розведення її дизельним паливом. Така суміш отримала назву біодизельної. Такі паливні композиції називають ще «біодит» (сумішеве паливо). Встановлено, що зі зростанням вмісту ріпакової олії в біодизельній суміші тривалість її згорання збільшується, і за вмісту олії понад 60% процес згорання не встигає закінчитися до моменту відкриття випускного клапана двигуна. Для зменшення загальної тривалості згорання в біодизельну суміш вводять активатори горіння, наприклад, органічна сполука заліза – фероцен [31].

Синтетичні моторні палива, які аналогічні до палив нафтового походження, можуть бути отримані з біомаси шляхом її газифікації водяною парою за температури 1000...1200°C та подальшого синтезу палив із синтез-газу

за підвищених температури та тиску (200°C та 1,0 МПа) у присутності каталізатора – кобальту (рис. 1.1) [22, 23].

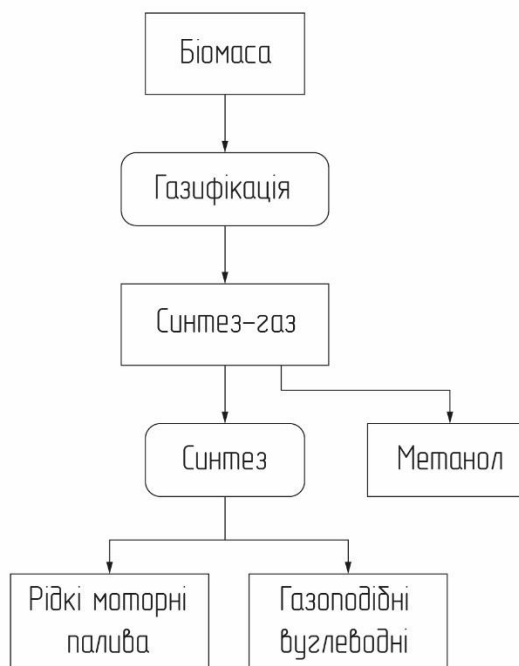


Рисунок 1.1 – Схема синтезування палив із біомаси

З 1 кг сировини синтезують 120...150 г рідких вуглеводнів, які можуть бути використані як компоненти моторних палив. У такий самий спосіб отримують газоподібні вуглеводні – олефіни, що застосовуються для потреб органічного синтезу.

Ці легкі вуглеводні можуть бути використані і як добавки до стандартних дизельних палив. Крім того, біомаса є сировиною для виробництва спиртів (етанолу, метанолу та ін.), які застосовуються як самостійні палива для дизелів або для отримання синтетичних моторних палив [4, 5].

Перспективними, в якості моторних палив, є рослинні олії. Насамперед, це рапсова, соняшникова, соєва і пальмова олії. Але можуть бути використані для цієї мети й інші олії – бавовняні, лляна, арахісова, суріпична, олія ятрофа [4, 6, 7, 8]. Оскільки основою рослинних олій є жирні кислоти, що містять вуглеводневу групу C_xH_y , з'єднану з карбоксильною групою $COOH$, то вони можуть застосовуватися як моторні палива [9, 10]. Причому, теплота згоряння рослинних

олій близька до теплоти згоряння традиційних дизельних палив [3, 4]. Їх можна використовувати для спалювання в дизелях у вихідному вигляді або після спеціальної хімічної обробки, а також у суміші з нафтовими або альтернативними паливами [2 – 5]. У Європі розширюється застосування на транспорті палив із ріпакової олії та продуктів її хімічної переробки: метилового та етилового ефірів. У країнах Західної Європи в 2022 р. на ринок надійшло близько 1 млн т палива, що є продуктом переробки рослинної (ріпакової) олії [3]. У Німеччині в 2023 р. було вироблено 100 000 т біодизельного палива (метиловий ефір ріпакової олії), а в 2004 р. його виробництво становило близько 200 000 т [4, 6]. Нині вартість рослинних олій і палив на їхній основі порівнянна з вартістю нафтових дизельних палив.

Тому застосування таких палив у низці випадків стає економічно вигідним, особливо в тих країнах, де рослинні олії є в надлишку. Слід зазначити, що ціна біодизельного палива (метилового ефіру ріпакової олії – МЕРО) помітно нижча за ціну синтетичних палив, які отримують із біомаси [4, 7]. Газоподібні палива – водень і біогаз, вироблені з рослинної сировини, також дорожчі за МЕРО. Крім того, собівартість біодизельного палива з ріпаку нижча за вартість біоетанолу, виготовленого з цукру, крохмалю, целюлози. Але при цьому ареал вирощування цукрової тростини досить обмежений. Чиста ріпакова олія на 25% дешевша за метиловий ефір ріпакової олії, тому в ряді випадків ріпакову олію застосовують як самостійне паливо. Для умов України найперспективнішим для використання як палива для дизелів є ріпакова олія.

Схему переробки насіння ріпаку та виробництва ріпакової олії й моторних палив на його основі показана на рис. 1.2. [2, 4]. Отримана за такої переробки ріпакова олія може бути використана як самостійний вид палива для дизелів, у сумішах різного складу зі стандартним дизельним паливом або перероблена на метиловий чи етиловий ефіри ріпакової олії. Останні, своєю чергою, використовуються або як самостійне біопаливо, або як сумішеве (у суміші з дизельним паливом).

Метиловий ефір ріпакової олії отримують у результаті прямої переестерифікації жирних кислот ріпакової олії з метиловим спиртом (метанолом) за температури 80...90°C у присутності каталізатора – гідроксиду натрію. Під час переестерифікації з 1040 кг ріпакової олії та 144 кг метанолу отримують 1 т метилового ефіру ріпакової олії та близько 200 кг гліцерину.

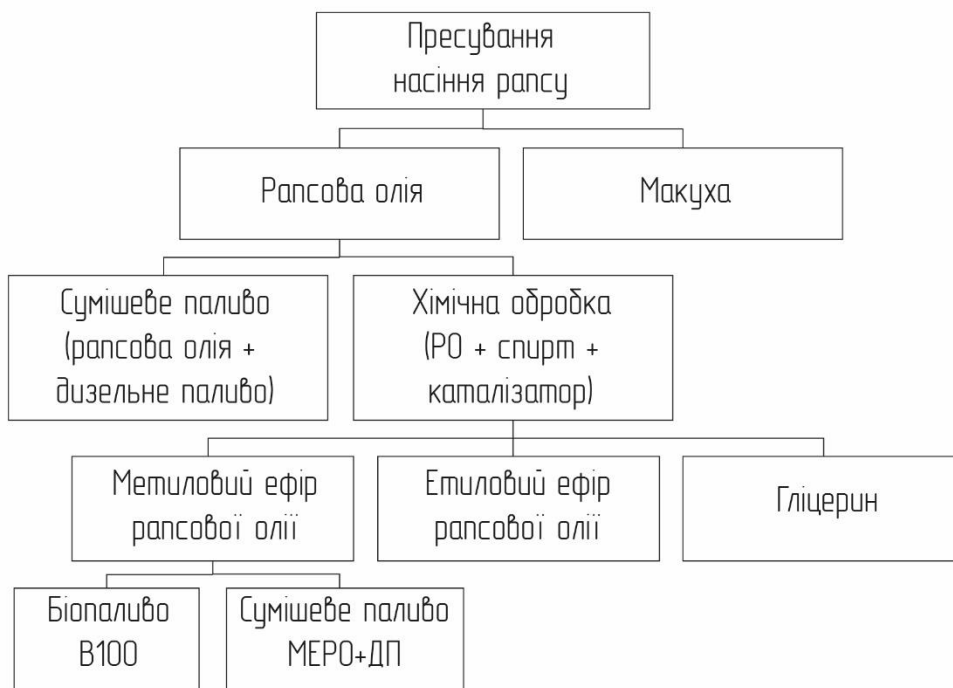


Рисунок 1.2 – Схема переробки насіння ріпаку, виробництва ріпакової олії та моторного палива на її основі

Під час переробки насіння ріпаку отримують ріпаковий шрот (макуху), що є високобілковим концентратом для годівлі сільськогосподарських тварин. Він не поступається соєвому і соняшниковому шроту і містить до 40% протеїну і 8...11% жиру.

Відомі дві форми ріпаку – ярий та озимий. У світовому сільському господарстві ріпак посідає перші позиції як одна з основних олійних культур. Вже у 90-ті роки його посіви становили 20...27 млн га або близько 9...12% загальної площі посівів олійних культур у світі. Площі посівів ріпаку поступаються лише таким найважливішим олійним культурам, як соя (29...33% площі посівів олійних культур) і бавовник (15...19%) і перевершують посівні

площі соняшнику (9...10%). У деяких країнах Західної Європи посівні площі ріпаку сягають 20% площі орних земель.

Валовий збір насіння ріпаку у світі оцінюється в 40043 млн т на рік. Головні регіони світу з виробництва ріпаку – Азія (46,8% світового виробництва), Європа (30,3%), Північна Америка (19,2%). Причому, якщо в Азії ріпак вирощують здебільшого для харчового використання, то в Північній Америці та, особливо в Європі, – для отримання біодизельного палива. При цьому, помітне зростання споживання ріпакової олії в Європі обумовлено саме збільшенням виробництва біодизельного палива.

Таким чином, найперспективнішими паливами рослинного походження для дизельних двигунів є біопалива, одержувані з ріпакової олії. При цьому ріпакова олія застосовується як самостійне паливо для дизелів, у сумішах із дизельним паливом, переробляється на метиловий, етиловий або бутиловий ефіри, які використовують як самостійні біопалива або як сумішеві (у суміші з дизельним або іншими паливами).

1.3 Способи одержання палив на основі рослинних олій та особливості їхнього застосування

Технологія переробки рослинних олій у моторне паливо має багато спільного з одержанням рослинних олій харчового призначення (рис. 1.3) [4, 9].

Рослинні олії виділяються із сировини двома основними способами – пресуванням (віджиманням) та екстрагуванням. За використання обох способів насіння олійних культур має пройти кілька підготовчих стадій, серед яких очищення, сушіння, обрушування (руйнування) шкірки насіння та відокремлення її від ядер. Після цього ядра насіння подрібнюють, отримуючи так звану м'ятку. Перед віджиманням м'ятку прогрівають у жаровнях за 100...110°C при перемішуванні та зволоженні. Просмажену м'ятку (мезгу) віджимають у шнекових пресах, причому високоолійну сировину пресують двічі: спочатку на форпресах, а потім – після вторинного прожарювання – на пресах остаточного

віджиму. Твердий залишок, отриманий після віджимання олії, є цінним білковим кормом для тваринництва.

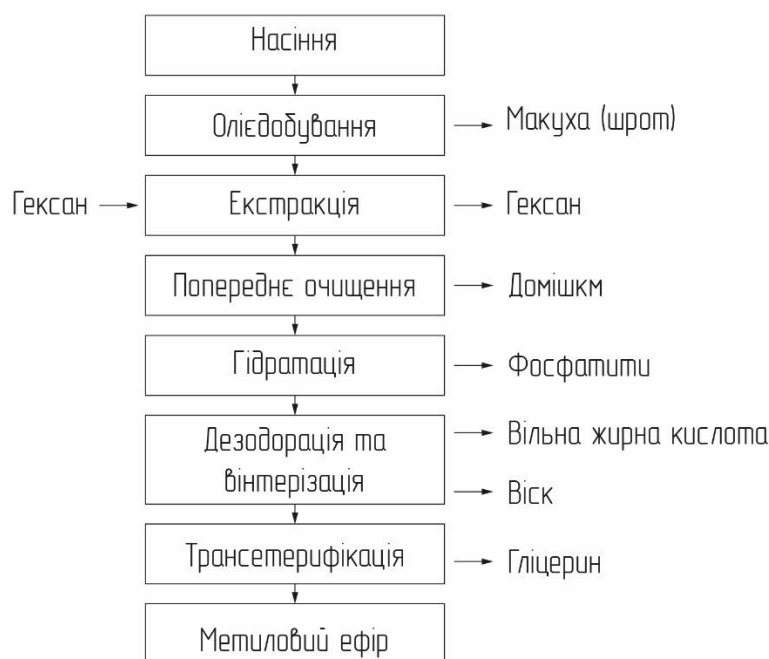


Рисунок 1.3 – Схема переробки насіння олійних культур у моторне біодизельне паливо

Рослинні олії екстрагують у спеціальних апаратах за 50...55°C розчинником (бензином, гексаном або етанолом) до можливо повного вилучення олії [10 – 12]. З отриманого розчину (міцела) відганяють розчинник, який повторно повертають у процес екстрагування, а олію охолоджують і фільтрують. Знежирений шрот після екстракції піддають тепловій обробці паром для видалення розчинника. При виділенні рослинних олій за змішаним способом виробництва спочатку здійснюють попереднє знімання олії на пресах, після чого екстрагують твердий залишок.

Рослинні олії, одержувані різними способами з будь-якої сировини, зазвичай очищають [1, 3, 4]. За ступенем очищення рослинні олії поділяють на сирі, нерафіновані та рафіновані. Сирі рослинні олії піддають тільки фільтрації. Нерафіновані олії піддають частковому очищенню, що включає відстоювання, фільтрацію, гідратацію (обробку невеликою кількістю води при температурі

70°C) і нейтралізацію. Повна схема рафінації охоплює механічну обробку, гідратацію, лужну рафінацію (вплив на нагріту до температури 80...95°C олію лугом) та адсорбційну рафінацію, в процесі якої в результаті обробки рослинної олії адсорбентами поглинаються фарбувальні речовини, а олія освітлюється і знебарвлюється. Видалення ароматичних речовин (дезодорацію) здійснюють впливом на рослинну олію водяної пари під вакуумом.

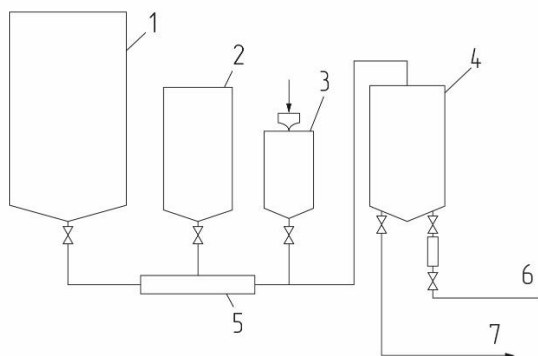
Рослинні олії, які використовують як паливо для дизелів, бажано очищати від непотрібних компонентів: високомолекулярних вуглеводнів, смолистих речовин, клеїв тощо. Цього досягають депарафінацією, знесклеюванням, гідрогенізацією [4, 5].

Із насіння ріпаку з 1 га посівів (у середньому 3 т), витягують близько 1 т олії. Потім олію піддають переетерифікації метиловим спиртом, у результаті чого отримують близько 1000 кг метилового ефіру ріпакової олії.

Основою виробництва складних спиртів рослинних олій є реакції етерифікації, що являють собою реакції взаємодії жирних кислот рослинних олій зі спиртами. Під час етерифікації жирних кислот рослинних олій можуть бути використані різні спирти: метанол, етанол, пропанол, бутанол. Можливе виробництво з рослинних олій різних складних ефірів – метилового, етилового, пропілового і бутилового. Для отримання зазначених ефірів необхідно здійснити реакцію етерифікації рослинної олії відповідним спиртом у присутності каталізатора (лугу). Оскільки метанол належить до небезпечних речовин, екологічно чистішим процесом є процес етерифікації ріпакової олії етанолом у присутності каталізатора їдкого натру. Але слід зазначити, що інгредієнти цієї реакції дорожчі порівняно з метанолом і їдким калієм. Нині для отримання складних ефірів рослинних олій у Європі найбільш широко поширений процес етерифікації ріпакової олії метиловим ефіром (рис. 1.4). Основні технологічні етапи отримання біопалива показано на рис. 1.5 [4, 9].

Стадія попередньої обробки зазвичай включає один із відомих процесів фізичної або хімічної рафінації, в результаті якої відбувається очищення олії від

домішок, фосфатитів, вільних жирних кислот для подальшого процесу трансестерифікації. Її кінцевим продуктом і є біодизельне паливо.



1 – бак з ріпаковою олією; 2 – бак з метанолом; 3 – ємність з їдким калієм;
4 – реактор; 5 – змішувач; 6 – трубопровід для відведення гліцерину; 7 – трубопровід для відведення МЕРО

Рисунок 1.4 – Схема технологічного обладнання з одним реактором для переестерифікації ріпакової олії

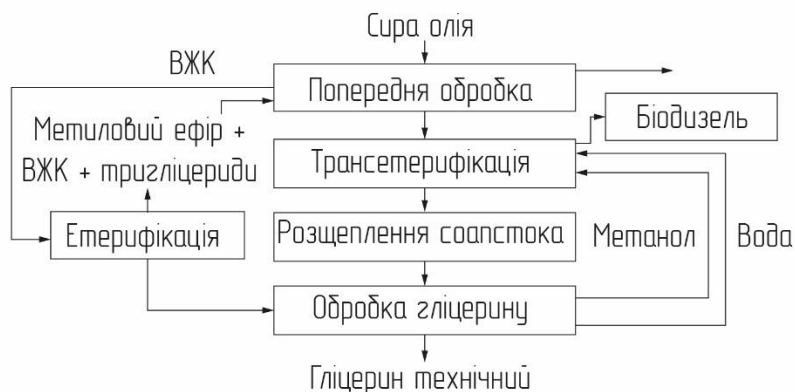


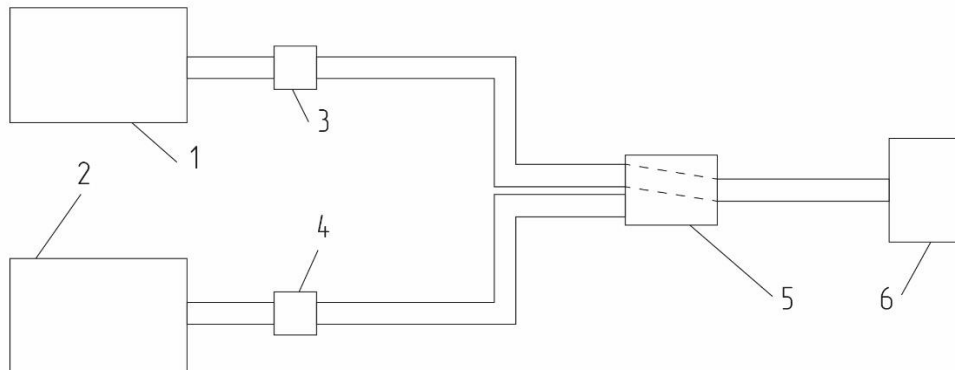
Рисунок 1.5 – Технічні етапи виробництва біодизельного палива

Метилловий ефір ріпакової олії як паливо широко застосовують у різних країнах Західної Європи [2, 4, 6, 8]. У Німеччині таке паливо випускають 12 централізованих заводів і 80 нецентралізованих.

Цей виду палива виробляють вісім німецьких фірм, його реалізують більш ніж на 800 заправних станціях. Вартість виробництва 1 л біопалива (без вартості сировини) у 2020 р. приблизно дорівнювала 0,15...0,20 німецьких марок, а вартість 1 л біопалива нині дорівнює 1 євро і більше [4].

Біодизельне паливо, що відпускається на АЗС у Німеччині, яке називається «Bio-Diesel», є сумішшю 95% дизельного палива і 5% метилового ефіру ріпакової олії.

Технологічний процес отримання сумішевого біопалива може здійснюватися двома способами: автоматичним забезпеченням змішування двох компонентів біопалива в необхідному співвідношенні або ручним способом. Перший спосіб забезпечує вимоги екології та високу продуктивність. Другий спосіб дає змогу за малих витрат отримувати сумішеві палива в обмеженій кількості. Використання автоматичних пристроїв для отримання гомогенного сумішевого палива ускладнене через складність умов функціонування насосів, дозаторів і змішувача, що позначається на результаті змішування двох компонентів палива. Одним із завдань технологічного процесу отримання сумішевого біопалива є підготовка палива з великою в'язкістю до змішування за малих витрат енергії. Для цього в процесі отримання сумішевого палива під час заправлення використовують кілька ємностей із різними паливами (рис. 1.6).



1 – резервуар для дизельного палива; 2 – резервуар для рослинної олії; 3 і 4 – насоси; 5 – змішувач; 6 – паливороздавальна колонка

Рисунок 1.6 – Отримання палива в господарствах АПК і заправка техніки

Перший бак із паливом малої в'язкості та другий бак із паливом великої в'язкості приєднані до змішувача через першу магістраль, забезпечену насосом і дозатором. Друга магістраль забезпечена своїми насосом і дозатором. Бак для змішування з'єднаний зі змішувачем і під'єднаний до роздавальної колонки,

через яку здійснюється заправка транспортних засобів. Другий бак приєднаний до другої магістралі через ємність, забезпечену нагрівальним елементом, датчиком рівня і датчиком температури. Причому другий бак з'єднаний з ємністю трубопроводом, у якому встановлено запірний орган у вигляді електромагнітного клапана. Бак для змішування оснащений датчиком рівня. Крім того, пристрій може містити блок керування, до якого приєднано датчик рівня в ємності, запірний орган і насоси.

Описані процеси отримання та безпосереднього використання ріпакової олії як палива для дизелів мають низку безперечних переваг. Рослинна олія не токсична і не вогнебезпечна. Рослинна олія є біопаливом, що має багато показників, які наближаються до аналогічних показників нафтового дизельного палива. Розрахунки показують, що значення теплоти згоряння звичайного дизельного пального та ріпакової олії, приведені до 1 л палива, є практично однаковими.

Недолік використання ріпакової олії, не підданої процесу трансетерифікації, – необхідність (у низці випадків) внесення змін у конструкцію двигуна або створення спеціалізованих двигунів, що працюють на ріпаковій олії. Двигуни, що працюють на рослинній олії, вже довгий час становлять інтерес для дослідників і проектувальників. Використання таких двигунів можливе в будь-яких країнах, де немає своїх резервів нафти, високі витрати на транспорт і виробництво дизельного палива, а також серйозні проблеми забруднення атмосфери.

1.4 Перспектива застосування альтернативних видів палива на основі ріпакової олії

Застосування дизельних палив із підвищеною густиною знижує економічність роботи двигуна та збільшує димність відпрацьованих газів. Внаслідок чого цей показник нормується ДСТУ 305-82, ДСТУ 52368-2005 і нормативними документами багатьох закордонних країн – ON C1191 (Австрія),

DINE 51606 (Німеччина), UN1 10635 (Італія), SS15 54 36 (Швеція) та інших. Знання густини та в'язкості вихідних рослинних олій також необхідне під час проєктування апарату для синтезу біопалива та прогнозування протікання окремих стадій технологічного процесу отримання біопалива. Тому були проведені дослідження фізико-хімічних властивостей вихідної ріпакової та соняшникової олій, їхніх функціональних похідних (біопалив) – МЕРО і МЕСО [10, 11, 12], композицій біопалива та дизельного палива (біодит) у співвідношеннях 25:75, 50:50, 75:25. Початкова рапсова олія за температури, що дорівнює 20°C, мала густину, що дорівнює 913 кг/м³, густина соняшникової олії дорівнює 918 кг/м³. Зі збільшенням температури до t_i густина олій зменшується. Встановлено закономірність зміни густини за підвищення температури олії [3]:

$$\rho_t = \rho_o - k_p - t, \quad (1.1)$$

де ρ_t – густина олії за температури t , °C, кг/м³; ρ_o – густина олії за температури 20°C, кг/м³; k_p – температурний коефіцієнт зміни густини, 1/°C; t – перепад температур, °C.

Отримані значення коефіцієнтів k_p у формулі (1.1) справедливі за зміни температури в межах 20...90°C. Середньоквадратичне відхилення розрахованих значень ρ_t від експериментальних не перевищувало 3,5%. Повторюваність дослідів була хорошою, розкид не перевищував чотири відсотки. Аналогічні дослідження були проведені для біопалива і біодиту [4, 5, 6, 7].

Встановлено, що відмінність величин густини соняшникової та ріпакової олій незначна. Імовірно, це пов'язано з розмірами молекул тригліцеридів (які для різних олій практично однакові), а не з їхнім жирнокислотним складом (який помітно відрізняється для ріпакової та соняшникової олій). Густина нерафінованої олії дещо більша, ніж рафінованої, що пояснюється наявністю в нерафінованих оліях супутніх речовин – ліпідів, білків, вуглеводів, фарбувальних речовин [8, 9, 10].

Густини ефірів (біопалив), отриманих з ріпакової та соняшникової олій, близькі. Молекули ефірів утричі менші за молекули тригліцеридів, але досить великі порівняно з молекулами вуглеводнів, що входять до складу нафтових палив. Тому їхні індивідуальні відмінності (різний жирнокислотний склад) позначаються незначно.

Густина паливних композицій (біодиту) найбільш близька до густини дизельного палива, що не суперечить правилу адитивності.

Якщо густина впливає на масову циклову подачу, практично не змінюючи об'ємної, то величина об'єму і стисливість палива змінюють об'ємну циклову подачу. В'язкість палива істотною мірою впливає на роботу апаратури паливоподачі, визначає внутрішнє тертя паливного потоку і тим самим – гідравлічні втрати енергії в паливній системі.

Від величини кінематичної в'язкості ν залежить, зокрема, ступінь дроселювання палива в наповнювальних і відсічних вікнах втулки плунжера під час їхнього відкриття та закриття плунжером [1, 2].

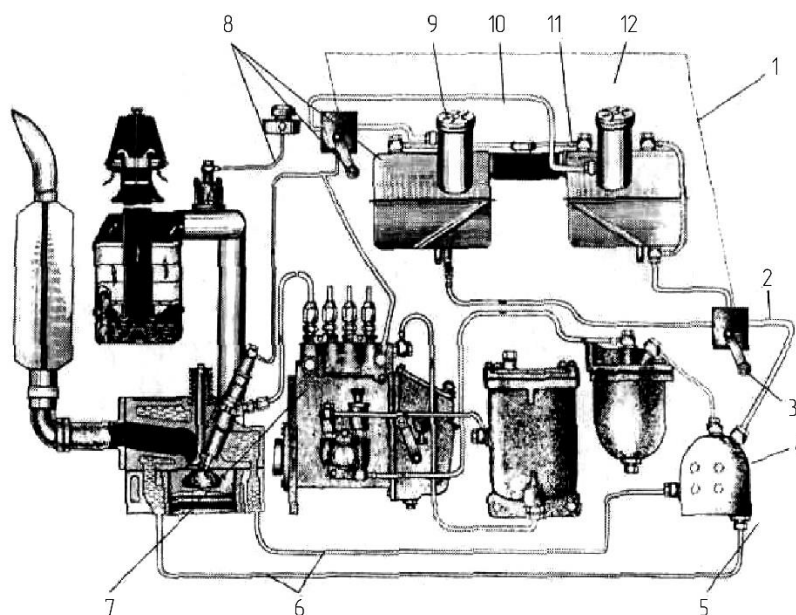
Однак, основний фактор впливу кінематичної в'язкості на циклову подачу – це витік палива через зазори прецизійних деталей апаратури паливоподачі.

За номінального режиму роботи дизельного двигуна сумарні витіки палива незначні та становлять 0,3...0,5% від циклової подачі під час роботи на товарному дизельному паливі.

Якщо густини досліджуваних рослинних олій практично однакові, то в'язкість ріпакової олії (рафінованої або нерафінованої) сильно відрізняється від в'язкості соняшникової. У деяких випадках цей показник можна вважати відмінною рисою. Склади ріпакової та соняшникової олій досить близькі між собою, відмінність тільки в кількісному вираженні. У молекули тригліцеридів ріпакової олії входять кислотні залишки з більшим вмістом вуглеводнів, і, відповідно, більшою молекулярною масою. Аналогічна картина спостерігається при отриманні метилових ефірів відповідних олій. У сумішевих палив при введенні 25% товарного дизельного палива в біопаливо різко знижується

пристрою) або один бак – для біопалива, інший – для дизельного палива (при закритому запірному пристрої).

Паливний бак для біопалива обладнується магістраллю зливу палива з головки паливного насоса (рис. 1.8). Злив проводиться в зону паливозабірника. Кінець зливної трубки має розташовуватися вище зрізу паливозабірника на 10...50 мм. Під час роботи із закритим запірним пристроєм на дизельному паливі та зливі його в бак для біопалива з метою запобігання його переповненню слід передбачити з'єднувальну магістраль у верхній частині баків.



1 – заливна горловина; 2 – триходовий кран; 3 – трубка від теплообмінника до фільтра грубого очищення; 4 – трубка від теплообмінника до триходового крана; 5 – теплообмінник; 6 – шланги від системи охолодження дизеля до теплообмінника; 7 – форсунка; 8 – дренажна система; 9 – трубка від бака з біопаливом до триходового крана; 10 – переливна магістраль; 11 – кран запірний; 12 – трубка від бака з дизельним паливом до триходового крана

Рисунок 1.8 – Схема модернізованої системи живлення дизеля (позначено позиції, які відносяться до елементів, що вводяться заново)

У паливній системі встановлюється триходовий кран перемикання живлення з дизельного палива на біопаливо. Діаметри прохідних перерізів

триходового крана не повинні бути меншими за 10 мм (для забезпечення прокачуваності біопалива). Місце встановлення крана – під правим нижнім оглядовим вікном із приводом ручки з кабіни.

Теплообмінник встановлюється між триходовим краном і фільтром грубого очищення.

Пуск і прогрівання двигуна здійснюються на дизельному паливі.

Температура охолоджувальної рідини доводиться до 60...80°C, після чого за допомогою триходового крана відбувається перемикання на живлення біопаливом [4, 5, 8].

Крім зазначених змін у конструкції передбачено можливість розроблення спеціальних двигунів із безпосереднім упорскуванням для тривалої роботи на рослинних оліях.

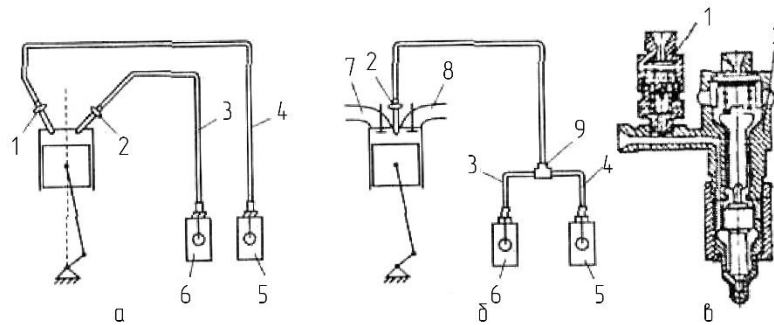
У таких двигунах необхідно передбачити систему попередження можливості потрапляння незгорілого палива в мастило, шляхи забезпечення більш високого ККД порівняно зі звичайним дизелем, щоб температура поршня була значно вищою, ніж у звичайних дизелях.

В роботі [10], для адаптації паливної системи енергетичного засобу до роботи на сумішевому паливі, запропонували встановлювати невеликий за розмірами додатковий бак для дизельного палива, необхідного для запуску та прогріву двигуна за низьких температур [8, 9]. Крім того, потрібне встановлення триходового крана для перемикання з одного виду палива на інше.

Для підвищення потужності та поліпшення пускових якостей дизеля запропоновано конструктивні рішення, представлені на рисунку 1.9.

Роздільне впорскування (рис. 1.9, а): роздільне подавання палива до циліндра здійснюється встановленням на двигун двох самостійних систем, які працюють на дві форсунки, що розташовані в камері згоряння двигуна; роздільне подавання палива у неподільну камеру згоряння дизельного двигуна шляхом ввімкнення в нагнітальну магістраль перепускного клапана, який відкривається

і подає паливо за наявності тиску в нагнітальній магістралі від паливного насоса високого тиску; роздільне подання (рис. 1.9, в) – через перепускний клапан.



а – роздільна подача на дві форсунки; б – роздільна подача на одну форсунку; в – роздільна подача через перепускний клапан;

1, 2 – форсунки; 3, 4 – паливопроводи високого тиску; 5, 6 – насоси високого тиску; 7, 8 – впускний і випускний колектори; 9 – трійник

Рисунок 1.9 – Можливі конструктивні зміни дизеля для роботи на дизельному паливі з біологічними добавками

Ці конструкторські розробки із застосуванням ріпакової олії як добавок до основного палива (50:50 і 75:25) пройшли випробування на двигунах і показали позитивні результати.

1.6 Мета та завдання дослідження

Зроблені висновки дають змогу сформулювати мету та завдання дослідження.

Мета досліджень – оцінка експлуатаційних показників машинно-тракторного агрегату під час роботи на метанолю-ріпаковій емульсії.

Завдання дослідження:

1. Оцінити вітчизняний і закордонний досвід щодо застосування альтернативних видів палива, застосування різних палив на основі рослинних олій для машинно-тракторних агрегатів із дизельними двигунами.

2. Теоретично дослідити параметри робочого циклу та експлуатаційні показники машинно-тракторного агрегату (МТА) на мінеральному ДП та на метанолю-ріпаковій емульсії.

3. Експериментально оцінити фізико-механічні властивості емульсії за різних співвідношень метанолу та ріпакової олії та характеристики деталей дизельної паливної апаратури за роботи на метано-ліпаковій емульсії, обґрунтування вибору раціонального складу метано-ліпакової емульсії за показниками теоретичних розрахунків і фізико-механічних властивостей метано-ліпакової емульсії.

4. Експериментально оцінити індикаторні, ефективні та екологічні показники МТА, оснащеним дизелем Д-242, під час роботи на метано-ліпаковій емульсії порівняно зі штатним циклом.

5. Провести експериментальні дослідження МТА, оснащеним дизелем Д-242, у складі орного агрегату за роботи на стандартному ДП і метано-ліпаковій емульсії.

6. Оцінити показники роботи МТА, оснащеним дизелем Д-242, у разі заміщення ДП метано-ліпаковою емульсією.

РОЗДІЛ 2 ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧЕГО ЦИКЛУ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗЧИКІВ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ ПРИ РОБОТІ НА МЕТАНОЛО-РАПСОВІЙ ЕМУЛЬСІЇ

2.1 Спосіб роботи дизеля машинно-тракторного агрегату

Метою теоретичних досліджень є визначення впливу використання метанолю-рапсової емульсії в якості моторного палива на параметри робочого циклу та експлуатаційні показники МТА.

Сутність пропонованого способу роботи дизеля полягає в подачі метанолю-рапсової емульсії як палива. При цьому відбувається заміна дизельного палива екологічно чистим альтернативним паливом, ресурси якого поновлювані і практично не обмежені.

2.2 Математичне обґрунтування параметрів робочого циклу та експлуатаційних показників роботи машинно-тракторного агрегату при роботі на метанолю-рапсовій емульсії

Метою даного етапу досліджень є проведення теоретичного розрахунку параметрів робочого циклу та експлуатаційних показників МТА, оснащеного двигуном Д-242, під час роботи на метанолю-рапсовій емульсії та їх порівняння з параметрами штатного циклу.

Для реалізації поставленої мети методика передбачає: тепловий розрахунок штатного циклу; тепловий розрахунок циклу під час роботи на МРЕ; розрахунок та побудова індикаторних діаграм, їх порівняльний аналіз; розрахунок та аналіз індикаторних та ефективних показників роботи дизеля.

Об'єктом досліджень є трактор Білорусь-572, оснащений двигуном Д-242: однорядний, чотирициліндровий дизель без наддуву.

Розрахунок проводиться під час роботи дизеля на номінальному режимі.

Розрахунок показників робочого циклу здійснювався згідно з методикою запропонованою І.І. Вібе [7]. Методика передбачає тепловий розрахунок дизеля, який ведеться для 1 кг палива, в якості якого застосовується дизельне паливо «Л»

і метанолю-рапсова емульсія із співвідношенням 0,7 мас. ріпакової олії та 0,3 мас. метанолю.

Особливістю розрахунку є те, що метанолю-рапсова емульсія відрізняється від дизельного палива збільшеним вмістом прихованого кисню в молекулах ріпакової олії та метанолю, а також меншою, порівняно з дизельним паливом, питомою теплотою згорання.

При розрахунках змінюється кількісний склад метанолю-рапсової емульсії як співвідношення компонентів (ріпакова олія/метанол) – від 5/5 до 9/1.

Розрахунок показників циклу проводиться при незмінній тривалості згорання φ_z та постійному показнику згорання m .

Розмір параметра згорання φ_z визначається ступенем турбулізації робочого тіла, яка, своєю чергою, залежить від частоти обертання. Оскільки розрахунок ведеться для одного швидкісного режиму, то φ_z приймаємо незмінною. Параметр m залежить від способу сумішоутворення і, отже, залишається постійним.

Коефіцієнт наповнення обчислимо за таким виразом [9]:

$$\eta_v = \left[\frac{P_A}{P_0} - \frac{1}{\xi - 1} \left(\frac{P_r}{P_0} - \frac{P_A}{P_0} \right) \right] \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}, \quad (2.1)$$

де P_0 – тиск навколишнього середовища, МПа; P_A – тиск на початку такту стискування, МПа; P_r – тиск залишкових газів, МПа; ξ – ступінь стиснення; T_0 – температура навколишнього середовища, К; ΔT – підвищення температури, К. Температура газів на початку такту стиснення розраховується за формулою [9]:

$$T_A = \frac{\varepsilon P_A T_0 T_r}{P_r T_0 + \eta_v (\varepsilon - 1) P_0}, \quad (2.2)$$

де T_r – температура залишкових газів, К.

Коефіцієнт залишкових газів [7]:

$$\gamma = \frac{1}{(\varepsilon - 1)\eta_V} \frac{P_\Gamma T_0}{P_0 T_\Gamma}. \quad (2.3)$$

Питомий об'єм робочого тіла на початку стиснення розраховуємо за такою формулою [9]:

$$V_A = \frac{848 T_A}{\mu_{II} P_A}, \quad (2.4)$$

де μ_{II} – молярна маса повітря.

Тиск P_Y та температуру T_Y робочого тіла в момент займання обчислюємо за формулами [9]:

$$P_Y = \left(\frac{V_A}{V_Y} \right)^{n_1} P_A, \quad (2.5)$$

$$T_Y = \left(\frac{V_A}{V_Y} \right)^{n_1 - 1} T_A, \quad (2.6)$$

де n_1 – показник політропи стиснення; V_Y – питомий об'єм робочого тіла на момент займання, м³/кг.

Питомий об'єм робочого тіла на момент займання розраховуємо з залежності [7]:

$$V_Y = \frac{V_A}{\xi} \left(1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \delta_Y \right), \quad (2.7)$$

де δ_Y – кінематична функція для розрахунку ходу поршня.

Теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння одного кг метаноло-рапсової емульсії визначається за таким виразом:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} (aC^{PM} + bC^M) + 8(aH^{PM} + bH^M) - (aO^{PM} + bO^M) \right), \quad (2.8)$$

де C^{PM} , H^{PM} та O^{PM} – сумарна частка вуглецю, водню та кисню в ріпаковій олії; C^M , H^M та O^M – сумарна частка вуглецю, водню та кисню в метанолі; a – масова частка ріпакової олії у складі емульсії; b – масова частка метанолу у складі емульсії.

Загальну питому використану теплоту згорання обчислимо за такою формулою:

$$q_z = \frac{\xi(aQ_H^{PM} + bQ_H^M)}{(1 + \gamma)\alpha l_0 + 1}, \quad (2.9)$$

де Q_H^{PM} – нижча теплотворна здатність ріпакової олії, кДж/кг; Q_H^M – нижча теплотворна здатність метанолу, кДж/кг; α – коефіцієнт надлишку повітря.

Тиск газів у процесі згорання визначимо для кожних 2,5° п.к.в. за формулою [9]:

$$P_2 = \frac{E_2 \Delta X_{1-2} + P_1 [k_{1-2} \psi(\alpha_1) - \psi(\alpha_2)]}{k_{1-2} \psi(\alpha_2) - \psi(\alpha_1)}, \quad (2.10)$$

де E_2 – постійна; ΔX_{1-2} – частка палива, що згоріла на ділянці; k_{1-2} – фактор теплоємності робочого тіла; $\psi(\alpha_{1,2})$ – функція положення колінчастого валу.

Постійна E_2 розраховується за формулою [7]:

$$E_2 = 0,854 \frac{\varepsilon}{V_A} q_z, \quad (2.11)$$

Частка палива, що згоріла на ділянці, обчислюється за формулою:

$$\Delta X_{1-2} = e^{-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}} - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^m}, \quad (2.12)$$

де φ , φ_z – кути п.к.в., що відраховуються від моменту займання до початку або кінця ділянки.

Температуру робочого тіла наприкінці кожної ділянки обчислимо за такою формулою [9]:

$$T_2 = \frac{T_Y}{P_Y \psi(\alpha_Y)} \frac{P_2 \psi(\alpha_2)}{\beta_{1-2}}, \quad (2.13)$$

де β_{1-2} – середній на ділянці $\varphi_1 - \varphi_2$ коефіцієнт молекулярної зміни.

Максимальне значення дійсного коефіцієнта молекулярної зміни обчислюється за такою формулою:

$$\beta_{\max} = \frac{1 + \gamma + \frac{\mu_{\Pi} \left(\frac{aH^{PM} + bH^M}{4} + \frac{aO^{PM} + bO^M}{32} \right)}{\alpha l_0}}{1 + \gamma}. \quad (2.14)$$

Справжній коефіцієнт молекулярної зміни розраховуємо за формулою [9]:

$$\beta = 1 + (\beta_{\max} - 1)X. \quad (2.15)$$

Найбільшу швидкість наростання тиску розраховуємо за формулою [7]:

$$\omega = \frac{P_i + P_{i-1}}{2,5}. \quad (2.16)$$

Тиск P_B та температуру T_B робочого тіла для умовного кінця розширення обчислимо за формулами [7]:

$$P_B = \left(\frac{V_Z}{V_A} \right)^{n_2} P_Z, \quad (2.17)$$

$$P_B = \left(\frac{V_Z}{V_A} \right)^{n_2-1} T_Z, \quad (2.18)$$

де n_2 – показник політропи розширення; P_Z – тиск робочого тіла наприкінці згоряння, МПа; T_Z – температура робочого тіла наприкінці згоряння, К; V_Z – питомий об'єм робочого тіла наприкінці згоряння, м³/кг.

Абсолютну роботу газів у політропному процесі «чистого» стиснення визначимо за формулою [7]:

$$l_{AY} = \frac{1}{n_1 - 1} (P_Y V_Y - P_A V_A). \quad (2.19)$$

Абсолютну роботу газів процесу стиснення при згорянні визначимо за формулою [9]:

$$l_{YC} = \frac{(\xi - 1)V_A}{4\xi} \left[(\sigma_Y - \sigma_{Y+1})P_Y + \sum_{i=Y}^{c-2} (\sigma_i - \sigma_{i+2})P_{i+1} + \sigma_{C-1}P_C \right]. \quad (2.20)$$

Абсолютну роботу газів у процесі розширення при згорянні знайдемо за формулою [7]:

$$l_{CZ} = \frac{(\xi - 1)V_A}{4\xi} \left[\sigma_{C+1}P_C + \sum_{i=c}^{z-2} (\sigma_{i+2} - \sigma_i)P_{i+1} + (\sigma_Z - \sigma_{Z-1})P_Z \right]. \quad (2.21)$$

Абсолютна робота газів у процесі «чистого» політропічного розширення визначається за такою формулою:

$$l_{ZB} = \frac{1}{n_2 - 1} (P_Z V_Z - P_B V_B), \quad (2.22)$$

де P_B – тиск робочого тіла наприкінці розширення, МПа; V_B – питомий об'єм робочого тіла наприкінці розширення, м³/кг.

Розмір роботи теоретичного циклу дорівнює роботі розширення, зменшеної на роботу стиснення газів [7]:

$$l_{imeop} = l_{CZ} + l_{ZB} - l_{AY} - l_{YC}. \quad (2.23)$$

Середній індикаторний тиск циклу [9]:

$$P_{imeop} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{l_{imeop}}{V_A}. \quad (2.24)$$

Індикаторний коефіцієнт корисної дії циклу [9]:

$$\eta_{imeop} = \frac{\xi l_{imeop}}{427 q_Z}. \quad (2.25)$$

Питома індикаторна витрата палива:

$$q_{imeop} = \frac{632}{\eta_{imeop} (a Q_H^{PM} + b Q_H^M)}. \quad (2.26)$$

Середня швидкість поршня, м/с [7, 8]:

$$W_{П.С.} = \frac{115n}{3 \cdot 10^4}. \quad (2.27)$$

Середній тиск механічних втрат, МПа [8]:

$$P_{M.B.} = 0,105 + 0,012 W_{П.С.}. \quad (2.28)$$

Середній ефективний тиск, МПа [9]:

$$P_e = P_i - P_{M.B.}. \quad (2.29)$$

Механічний ККД [8]:

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i}. \quad (2.30)$$

Ефективний ККД [7]:

$$\eta_e = \eta_i \eta_M. \quad (2.31)$$

Ефективна потужність, кВт [9]:

$$N_e = \frac{4,75 P_e n}{120}. \quad (2.32)$$

За результатами теплового розрахунку будуються індикаторні діаграми циклу в $P-\varphi$ і $T-\varphi$ координатах. Розрахунок та побудова індикаторних діаграм, визначення індикаторних та ефективних показників проводиться за стандартними методиками.

2.3 Результати розрахунків параметрів робочого циклу та показників роботи дизеля машинно-тракторного агрегату при роботі на метанолю-рапсових емульсіях

Розрахунок параметрів робочого циклу та показників роботи дизеля при подачі метанолу на впуску проведено на персональному комп'ютері відповідно до викладеної методики. На рис. 2.1 та рис. 2.2 представлені розрахункові індикаторні діаграми в координатах $P-\varphi$ та $T-\varphi$ роботи дизеля МТА на ДП та метанолю-рапсовій емульсії (співвідношення 30:70).

Аналіз розрахункових індикаторних діаграм дизеля показує збільшення періоду затримки займання на 2,5 п.к.в., що пояснюється меншою випаровуваністю емульсії, відзначається зниження величини максимального тиску з 8,53 МПа до 7,89 МПа, тобто на 7,5% без зміщення по куту п.к.в. Виявлено також зменшення площі індикаторної діаграми на 5,8% при роботі на емульсії, що є наслідком меншої питомої теплоти згоряння емульсії порівняно з ДП.

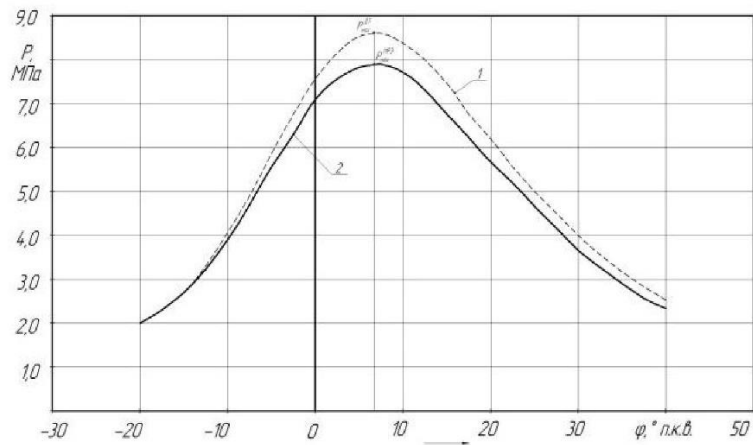


Рисунок 2.1 – Розрахункова індикаторна діаграма в координатах $P-\varphi$ роботи дизеля МТА на ДП та метанолю-рапсовій емульсії (співвідношення 30:70).

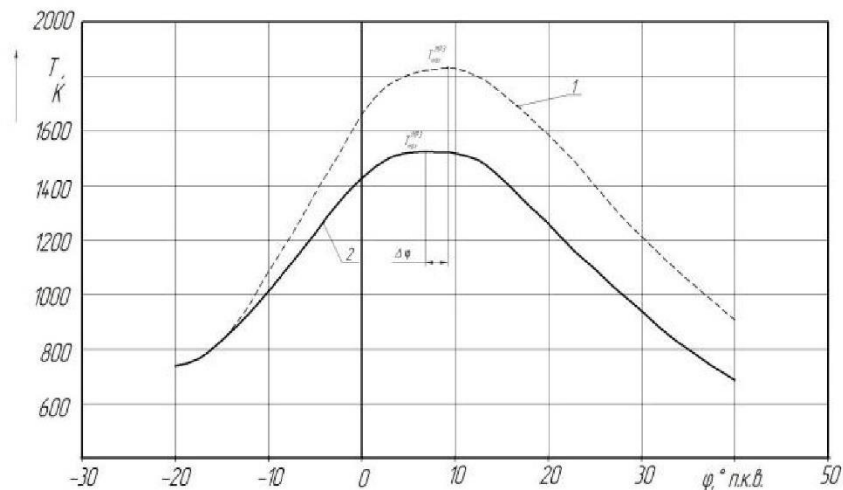


Рисунок 2.2 – Розрахункова індикаторна діаграма в координатах $T-\varphi$ роботи дизеля МТА на ДП та метанолю-рапсовій емульсії (співвідношення 30:70).

При аналізі характеру протікання індикаторних діаграм відзначається зменшення швидкості наростання тиску $0,379 \text{ МПа}/^\circ\text{п.к.в.}$ до $0,339 \text{ МПа}/^\circ\text{п.к.в.}$, що становить $11,7\%$. Це свідчить про зменшення жорсткості процесу згоряння, зниження механічних навантажень на деталі двигуна та їх зношення.

Аналізуючи діаграми зміни температури циклу, слід зазначити зниження максимальної температури циклу з 1845K до 1652K , тобто, на $10,5\%$, що сприяє зниженню теплових навантажень на деталі двигуна та збільшенню його ресурсу,

і пов'язано з меншою питомою теплотою згоряння емульсії порівняно з ДП. Також відбулося зміщення точки досягнення максимальної температури ближче до ВМТ на $2,5^\circ$ п.к.в. внаслідок швидшого протікання процесу згоряння, що пов'язано з присутністю метанолу, як каталізатора горіння.

У табл. 2.1 наведено основні розрахункові індикаторні та ефективні показники дизеля Д-242 при роботі на метанолю-рапсовій емульсії порівняно з дизельним паливом.

З аналізу даних табл. 2.1 випливає, що при роботі дизельного двигуна МТА на метанолю-рапсовій емульсії із співвідношенням компонентів 30:70, по відношенню до штатного циклу, збільшується питома індикаторна витрата палива з 206 г/(кВт·год) до 265 г/(кВт·год); середній ефективний тиск знижується з 0,660 МПа до 0,524 МПа (на 20%); ефективна потужність знижується з 47,0 кВт до 37,1 кВт (на 20,1%).

Розподіл теплоти, що виділяється при згорянні двигуна, що вводиться в циліндри, на таку, що корисно використовується, і окремі види втрат характеризуються зовнішнім тепловим балансом. Характер розподілу теплоти за складовими зовнішнього теплового балансу визначається особливостями робочого процесу, а також геометричними розмірами циліндро-поршневої групи, конструкцією деталей та системи охолодження.

Зовнішній тепловий баланс загалом та окремі складові зокрема дозволяють оцінити показники теплонапруженості деталей двигуна, розрахувати систему охолодження, визначити резерви у використанні теплоти відпрацьованих газів та шляхи підвищення економічності двигуна.

Метою даного розділу є оцінка та порівняльний аналіз перерозподілу складових теплового балансу дизеля МТА під час роботи на метанолю-рапсовій емульсії.

Таблиця 2.1 – Результати теплового розрахунку

Найменування параметру	Одиниця вимірювання	ДП	Метанолю-рапсова емульсія				
			10:90	20:80	30:70	40:60	50:50
Теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння одного кг палива	кг	14,45	13,01	13,18	13,35	13,51	13,68
Питома індикаторна витрата палива	г/(кВт·год)	206	261	262	265	276	295
Середній ефективний тиск	МПа	0,660	0,549	0,539	0,524	0,484	0,434
Ефективна потужність	кВт	47,0	39,1	38,4	37,1	34,5	30,9

Для аналізу використовується рівняння теплового балансу [10, 11]:

$$Q_0 = Q_e + Q_{газ} + Q_{ох} + Q_{зал}, \quad (2.33)$$

де Q_0 – кількість теплоти, що виділяється при згорянні палива, кДж/с; Q_e – кількість теплоти, що еквівалентна ефективній роботі, кДж/с; $Q_{ох}$ – кількість теплоти, що передана охолоджуючій рідині, кДж/с; $Q_{зал}$ – залишковий член теплового балансу, що визначає втрати, які не враховані іншими складовими теплового балансу, кДж/с.

Кількість теплоти, що виділяється при згорянні палива за 1 с, кДж/с, визначається наступним чином:

$$Q_0 = \frac{1}{3600} (G_{PM} Q_H^{PM} + G_M Q_H^M). \quad (2.34)$$

Кількість теплоти, що еквівалентна ефективній роботі, визначається за формулою [10, 11]:

$$Q_e = 1000N_e. \quad (2.35)$$

Кількість теплоти, що втрачається з відпрацьованими газами, кДж/с, знаходиться за виразом [10, 11]:

$$Q_{газ} = \frac{G}{3600} (M_2 \bar{\mu}_{C_pBG} T_{BG} - M_1 \bar{\mu}_{C_p1} T_1), \quad (2.36)$$

де G – годинна витрата палива, кг/год; M_2 – загальна кількість продуктів згоряння, кмоль; $\bar{\mu}_{C_pBG}$ – середня молярна теплоємність продуктів згоряння, кДж/(кмоль·К); T_{BG} – температура відпрацьованих газів, К; M_1 – кількість свіжого заряду, кмоль; $\bar{\mu}_{C_p1}$ – середня молярна теплоємність свіжого заряду на впуску, кДж/(кмоль·К); T_1 – температура свіжого заряду на впуску, К.

Середня молярна теплоємність продуктів згоряння дизеля $\bar{\mu}_{C_pBG}$, кДж/(кмоль·К), знаходиться за формулою [10, 11]:

$$\bar{\mu}_{C_pBG} = \left(20,2 + \frac{0,92}{\alpha} \right) + \left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) 10^{-4} T_{BG} + R_{\mu}. \quad (2.37)$$

Середня молярна теплоємність свіжого заряду на впуску, кДж/(кмоль·К) [10, 11]:

$$\bar{\mu}_{C_p1} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} T_1 + R_{\mu}.$$

Тоді кількість теплоти, що передається охолоджуючій рідині при роботі дизеля, кДж/с, визначається з виразу [10, 11]:

$$Q_{ох} = CiD^{1+2m}n^m(1/\alpha), \quad (2.38)$$

де C – коефіцієнт пропорційності (0,45...0,53); i – число циліндрів; D – діаметр циліндра, см; m – показник ступеня (0,6...0,7); n – частота обертання колінчастого валу, об/хв.

Залишковий член теплового балансу включає теплоту, що передається мастильному матеріалу; теплоту, що не виділилася в двигуні внаслідок

неповноти згоряння; теплоту, що розсіюється в навколишнє середовище зовнішніми поверхнями двигуна та його агрегатів [10, 11]. Результати розрахунку подані у табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку складових теплового балансу

Найменування параметру	Одиниці вимірювання	ДП	Метанола-рапсова емульсія
Кількість теплоти, що еквівалентна ефективній роботі, Q_B	кДж/с	46,0	39,9
	%	38,8	38,5
Кількість теплоти, що передається охолоджуючій рідині, Q_{ox}	кДж/с	26,9	21,6
	%	22,7	20,9
Кількість теплоти, що втрачається з відпрацьованими газами, $Q_{газ}$	кДж/с	40,4	35,7
	%	34,1	34,5
Залишковий член теплового балансу, $Q_{зал}$	кДж/с	5,3	6,4
	%	4,4	6,1
Кількість теплоти, що виділяється при згорянні палива, Q_0	кДж/с	118,6	103,6
	%	100	100

Аналізуючи дані табл. 2.2, слід зазначити загальне зменшення значень параметрів під час роботи на метанола-рапсової емульсії у порівнянні зі штатним циклом. Так, знизилася кількість теплоти, що виділяється при згорянні палива зі 118,6 кДж/с до 103,6 кДж/с, тобто на 13%. Це пов'язано з меншою проти дизельного палива теплотою згоряння емульсії. Зниження кількості теплоти, що віддається в систему охолодження, спричинене зменшенням максимальної температури циклу і становить 27%. Цей факт свідчить про зменшення теплонапруженості деталей двигуна, що благотворно впливає на ресурс двигуна. Зростання величини залишкового члена балансу на 23,4% викликано збільшенням неповноти згоряння емульсії у порівнянні зі штатним циклом.

РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Загальна методика

Метою проведення експериментальних досліджень є оцінка впливу подачі метано-рапсової емульсії, як палива, на параметри робочого циклу, ефективні, економічні та екологічні показники роботи дизеля Д-242, що входить до конструкції МТА.

Сутність запропонованого способу роботи дизеля МТА полягає в подачі метано-рапсової емульсії в якості палива, в результаті чого відбувається заміщення дизельного палива екологічно чистим альтернативним паливом, ресурси якого відновлюються і практично не обмежені. Порівняльні лабораторно-стендові випробування передбачають кілька етапів.

Проведення безмоторних досліджень, спрямованих на оптимізацію кількісного та якісного складу метано-рапсової емульсії з метою отримання максимально стабільної за часом емульсії. Способом досягнення поставлених цілей є підбір оптимальної кількості емульгатора, в якості якого виступає алкенилсукцинимид. Методика проведення цих лабораторних досліджень передбачає зміну кількості емульгатора у складі метано-рапсової емульсії.

Проведення стендових випробувань паливної апаратури дизеля МТА при роботі на метано-рапсовій емульсії, спрямованих на перевірку та оптимізацію регульованих характеристик паливного насоса високого тиску.

Способом досягнення поставлених цілей є випробування паливного насоса високого тиску на стенді КІ-921М, переобладнаним для роботи з метано-рапсовою емульсією. Методика проведення цих стендових досліджень передбачає перевірку циклової подачі паливного насоса високого тиску під час роботи на метано-рапсовій емульсії.

Порівняльні лабораторно-стендові випробування передбачають проведення досліджень при роботі дизеля на дизельному паливі (штатний цикл) та на метано-рапсовій емульсії на номінальному режимі та режимі часткових

навантажень. Методика проведення експериментальних досліджень передбачає зміну кількісного співвідношення компонентів метанола-рапсової емульсії.

Під час проведення експериментальних досліджень показники роботи дизеля визначаються відповідно до вимог ДСТУ 18509-88 «Дизелі тракторні та комбайнові. Методи стендових випробувань».

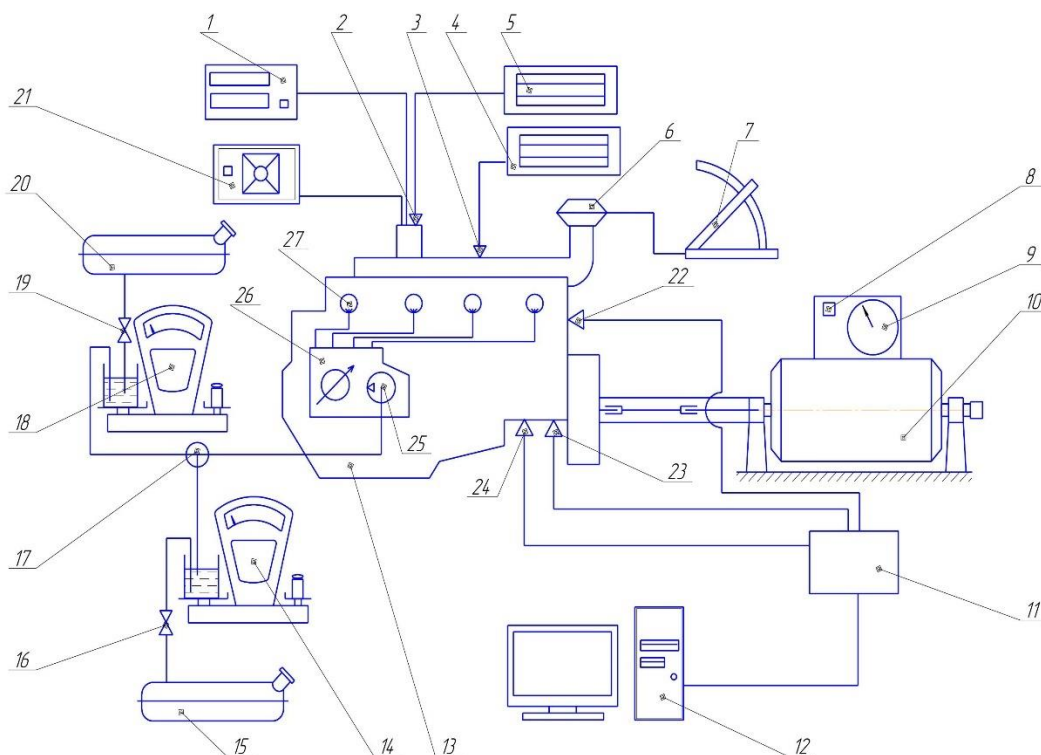
У процесі експериментальних досліджень здійснюватиметься вимірювання температури повітря на впуску; витрати палива; витрати повітря; частоти обертання колінчастого валу дизеля; крутного моменту двигуна; температури та токсичності відпрацьованих газів; здійснюється запис індикаторних діаграм; контролюється температурний режим роботи дизеля та тиск у системі мащення.

Для проведення експериментальних досліджень у лабораторії випробувань автотракторних двигунів кафедри «Трактори та автомобілі» сформовано експериментальну установку.

Експериментальна установка (рис. 3.1) включає обкаточно-гальмівний стенд КІ-5985П, дизель Д-242, комплекс контрольно-вимірювальних і реєструючих приладів, пристрій для подачі та виміру витрати метанола-рапсової емульсії.

Пристрій для подачі та виміру витрати метанола-рапсової емульсії складається з ємності для емульсії, ваг і триходового перемикача, з'єднаних трубопроводами. Визначення витрати метанола-рапсової емульсії проводиться ваговим способом.

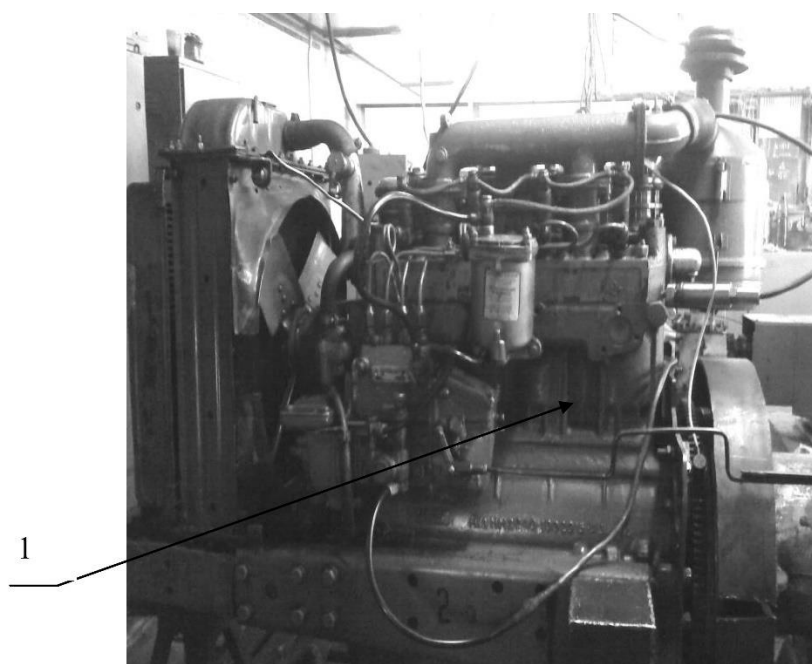
Методика проведення експериментальних досліджень дозволяє з достатньою точністю визначити вплив використання метанола-рапсової емульсії в якості палива на показники роботи дизеля Д-242 (рис. 3.2) та його робочий цикл.



1 – газоаналізатор «АВТОТЕСТ»; 2 – датчик температури відпрацьованих газів; 3 – датчик температури повітря на впуску; 4 – потенціомір КСП-4; 5 – потенціомір КСП-4; 6 – вимірювальний насадок; 7 – мікроманометр; 8 – перетворювач зчитування моменту; 9 – динамометр; 10 - обкаточно-гальмівний стенд КІ-5343М; 11 – аналого-цифровий перетворювач «SIGMA»; 12 – комп’ютер; 13 – двигун Д-242; 14 – пристрій для вимірювання витрати дизельного палива; 15 – ємність для дизельного палива; 16 – кран; 17 – триходовий кран перемикавання; 18 – пристрій для вимірювання витрати МРЕ; 19 – кран; 20 – ємність для МРЕ; 21 – димомір «ІНФРАКАР»; 22 – датчик тиску ДДГ-160/600; 23 – датчик положення колінчастого валу; 24 – датчик ВМТ; 25 – підкачувальний насос; 26 – ПНВТ; 27 – форсунка

Рисунок 3.1 – Схема експериментальної установки

Під час проведення експериментальних досліджень використовується дизельне паливо, моторна олива М-10Г2К, рекомендована для цього дизеля і взяті з однієї партії.



1 – переобладнаний дизель Д-242.

Рисунок 3.2 – Загальний вигляд експериментального двигуна

3.2 Методика безмоторних досліджень

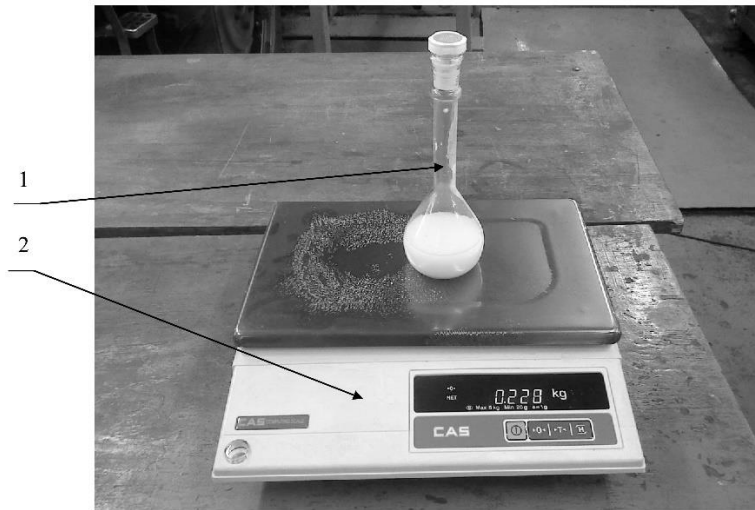
Основним завданням проведення безмоторних випробувань є дослідження можливості створення та застосування стабільних метанолю-рапсових емульсій (МРЕ) в якості палива для дизельного двигуна, а також їх фізичних властивостей.

В основу методики дослідження покладено порівняльний метод.

Цілями досліджень є: досягнення максимально стабільного складу МРЕ; розробка складу МРЕ, максимально близького за фізичними властивостями до дизельного палива (зокрема, за в'язкістю).

Компонентами МРЕ є рапсова олія та метанол технічний. В якості емульгатора використовується алкенілсукцінімід.

Компоненти для виготовлення емульсії попередньо навішуються на електронних вагах моделі AD-1 (рис. 3.3). Маса досліджуваної проби МРЕ становить 100 г. Відсоткове співвідношення інгредієнтів емульсії виявляється у масових частках від маси всієї проби.



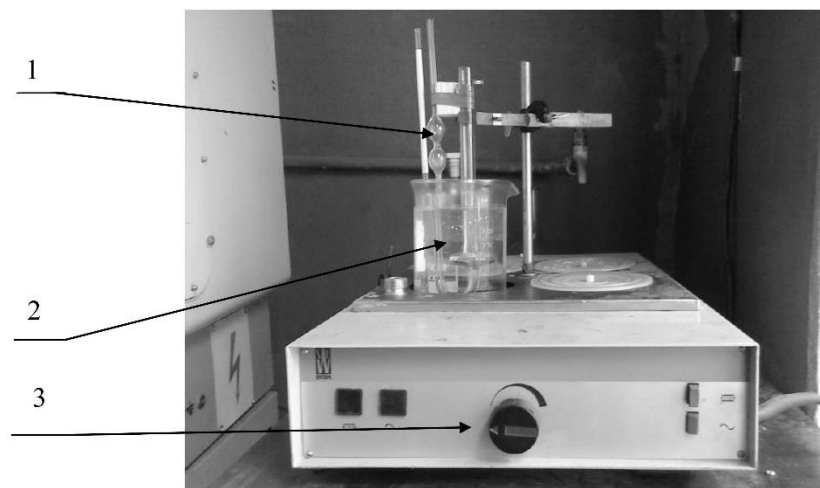
1 – пробірка з пробєю емульсії; 2 – електронні ваги AD-1

Рисунок 3.3 – Зважування компонентів емульсії

Емульсія готується за допомогою гомогенізатора щонайменше дві хвилини. Отримана проба емульсії переливається в градуйовану пробірку, після чого проводиться спостереження за її стабільністю.

За критерій стабільності приймається час до появи змін, що візуально спостерігаються (осаду або відстою) в пробі емульсії – час початку седиментації. За отриманими даними будуються ізотерми стабільності МРЕ.

Для проб, що вивчаються, визначається в'язкість емульсій при використанні віскозиметрів ВПЗ-4 (рис. 3.4).



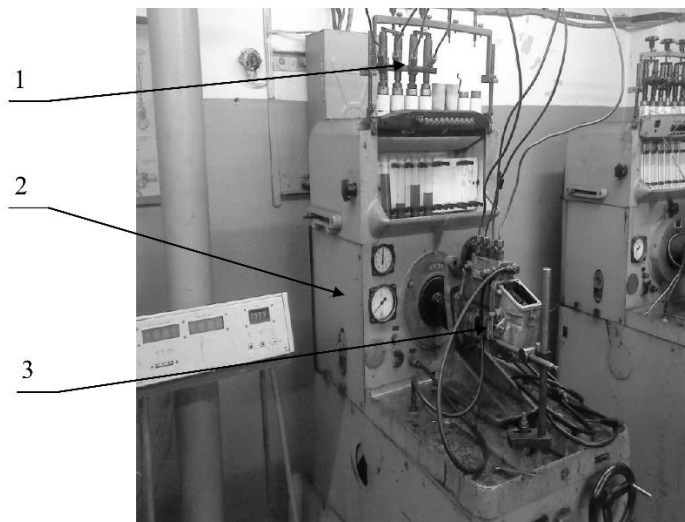
1 – віскозиметр; 2 – ємність із водою; 3 – підігрівач.

Рисунок 3.4 – Установка вимірювання в'язкості МРЕ

3.3 Методика проведення стендових випробувань апаратури паливоподачі дизеля машинно-тракторного агрегату при роботі на метанола-рапсовій емульсії

Основним завданням випробувань є перевірка та оптимізація регульовальних характеристик паливного насоса високого тиску.

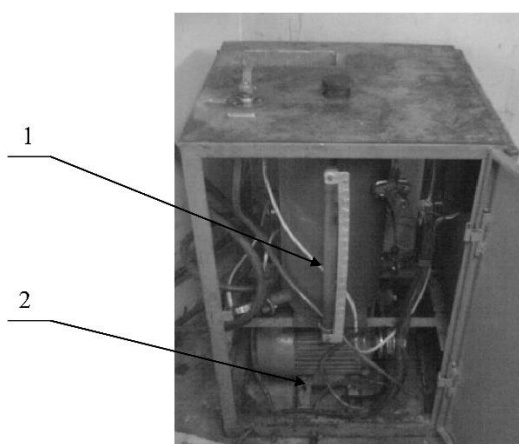
Перевірка паливного насоса високого тиску проводиться за допомогою стенду КІ-921М переобладнаного для роботи на метанола-рапсовій емульсії (рис. 3.5).



1 – форсунки; 2 – стенд КІ-921М; 3 – ПНВТ

Рисунок 3.5 – Загальний вигляд стенду КІ-921М

Приготування метанола-рапсової емульсії проводиться за допомогою гомогенізуючої установки (рис. 3.6).



1 – ємність для компонентів емульсії; 2 – привід установки.

Рисунок 3.6 – Загальний вигляд гомогенізуючої установки

3.4 Методика дослідження параметрів свіжого заряду

Метою досліджень є порівняльний аналіз параметрів свіжого заряду при роботі дизеля МТА при роботі на дизельному паливі та на метанолю-рапсовій емульсії.

Для цього проводиться вимірювання температури, тиску та вологості свіжого заряду на впуску в циліндр та витрата повітря [16, 17]. Вимірювання температури повітря докільця проводиться з допомогою ртутного термометра. Тиск докільця вимірюється барометром М 110. Витрата повітря визначається з використанням вимірювального насадка, встановленого на впускній трубці очищувача повітря (рис. 3.7) і мікроманометра МН-240.



1 – вимірювальний насадок; 2 – корпус повітряного фільтра

Рисунок 3.7 – Встановлення вимірювального насадка

Годинна витрата повітря визначається за виразом [14]:

$$G_{\Pi} = 3,6 \cdot 10^3 A' F \sqrt{\Delta h \rho_{\Pi}}, \quad (3.1)$$

де G_{Π} – годинна витрата повітря, кг/год; A' – постійна вимірювального насадка; F – площа перерізу насадка у місці вимірювання тисків, м²; ρ_{Π} – густина навколишнього повітря, кг/м³; Δh – перепад тисків, мм вод ст.

$$\Delta h = a K_M, \quad (3.2)$$

де a – число поділів шкали, на яке підіймається рівень рідини у похилій трубці мікроманометра; K_M – постійна мікроманометр;

$$K_M = \rho \sin \beta, \quad (3.3)$$

де ρ – густина рідини, що застосовується, кг/год; β – кут нахилу трубки мікроманометра.

Густина навколишнього повітря визначається з рівняння Менделєєва-Клайперона:

$$\rho_{\Pi} = \frac{p_0}{RT_0}, \quad (3.4)$$

де p_0 – атмосферний тиск, Па; R – газова стала повітря, 287 Дж/(кг·К); T_0 – температура навколишнього повітря, К.

3.5 Методика індиціювання двигуна

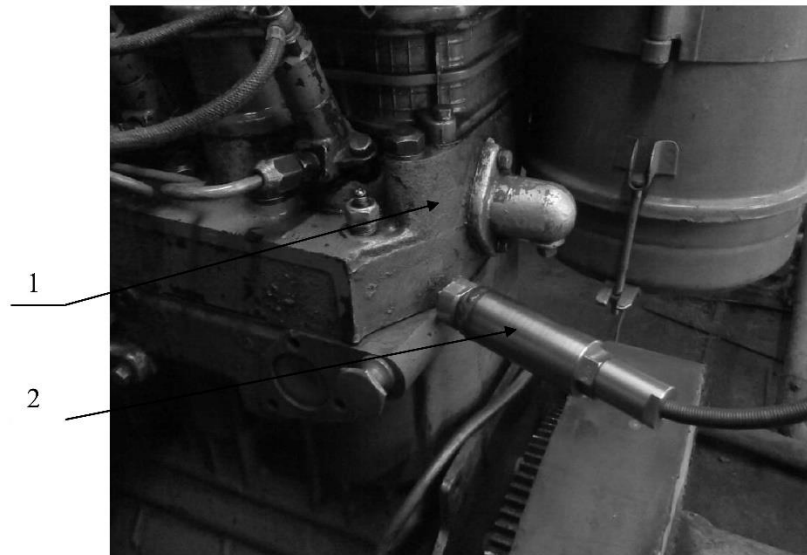
Метою даних досліджень є порівняльний аналіз показників робочого процесу дизеля МТА при роботі на дизельному паливі та на метаноло-рапсовій емульсії.

В ході експерименту проводиться запис діаграм тиску газів в циліндрі двигуна, позначки зубів маховика для визначення положення колінчастого валу і позначки положення ВМТ циліндра, що індиціюється.

Вимірювання тиску в циліндрі здійснюється з використанням тензометричного датчика ДДГ-160/600 (рис. 3.8), встановленого через перехідник головки циліндрів. Для синхронізації індикаторної діаграми з кутом повороту колінчастого валу використовується індукційний датчик, який зчитує положення маховика двигуна.

Сигнали всіх зазначених датчиків виводяться на модуль АЦП-ЦАП 16/16 Sigma USB, підключений до ПК.

Після зняття індикаторної діаграми отримані аналогові дані оцифровувалися в координатах тиск-час за допомогою аналого-цифрового перетворювача (АЦП) фірми ZET і передавалися в програму EXCEL.



1 – головка блоку циліндрів; 2 – тензометричний датчик ДДГ-160/600

Рисунок 3.8 – Встановлення датчика тиску камери згоряння



1 – індукційний датчик положення колінчастого валу; 2 – маховик

Рисунок 3.9 – Встановлення датчика положення колінчастого валу

Подальші обробки індикаторних діаграм ведуться за стандартними методиками.

3.6 Методика дослідження температури та токсичності відпрацьованих газів

Метою даних досліджень є визначення вмісту токсичних компонентів у відпрацьованих газах та порівняльний аналіз теплонапруженості деталей

двигуна при роботі дизеля на дизельному паливі та на метанолю-рапсової емульсії.

Визначення вмісту токсичних компонентів у відпрацьованих газах, проводиться мікропроцесорним газоаналізатором «АВТОТЕСТ – 02 CO – CO₂ – CH – O₂ – NO_x – λ – T».

Газоаналізатор призначений для одночасного визначення вмісту оксиду вуглецю, діоксиду вуглецю, вуглеводнів, кисню, оксидів азоту, а також частоти обертання колінчастого валу та обчислення λ – параметра у відпрацьованих газах двигунів внутрішнього згоряння. Принцип дії приладу ґрунтується на вимірі величини поглинання інфрачервоного випромінювання джерела молекулами вуглеводнів, діоксиду вуглецю та оксиду вуглецю в областях 3,4; 4,25; та 4,7 мкм відповідно. Концентрація кисню визначається електрохімічним способом. Концентрація оксидів азоту визначається на основі електрохімічного осередку 3NF/F Nitric Oxide.

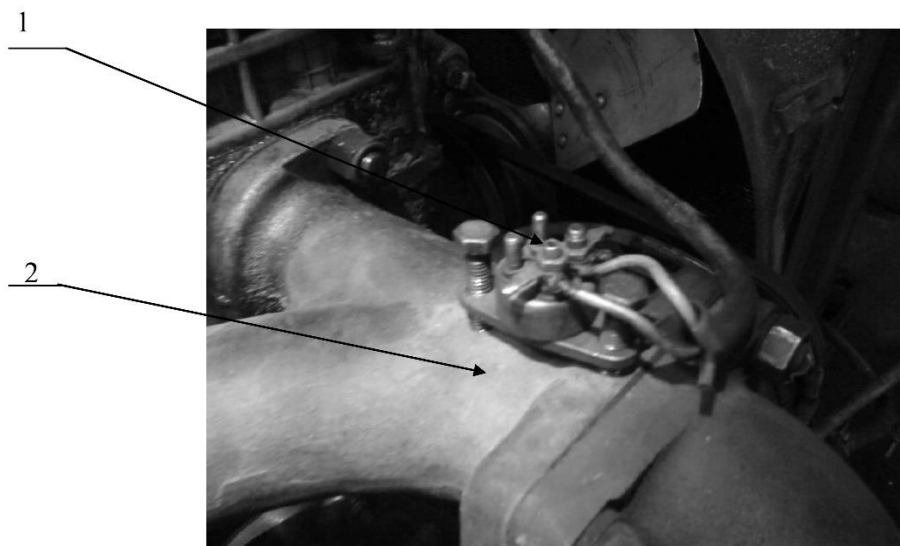
Проба відпрацьованого газу відбирається із вихлопної труби дизеля Д-242. Далі проба газу трубкою надходить у фільтр для очищення від частинок сажі. Потім трубкою доставки проба газу направляється до газоаналізатора.

Димність відпрацьованих газів замірялася за допомогою димоміру ІНФРАКАР-Д.

При проведенні випробувань вимірюється температура відпрацьованих газів у випускному колекторі, що характеризує теплонапруженість деталей двигуна. Для цього використовується термопара ТХК-0806 (межі вимірювань – 0...600°C) в комплекті з електронним термометров Ш 4501 (клас точності 0,5, межі вимірювань – 0...800°C).

Встановлення датчика температури відпрацьованих газів показано на рис. 3.10.

За результатами досліджень аналізуються залежності вмісту токсичних компонентів у газах, що відпрацювали, та їх температури газів від регульовальних параметрів подачі метанолу на впуску.



1 – термопара ТХК 0806; 2 – випускний колектор

Рисунок 3.10 – Встановлення датчика температури відпрацьованих газів

3.7 Методика дослідження ефективних показників

Метою даних досліджень є порівняльний аналіз ефективних показників при роботі дизеля МТА на дизельному паливі та на метанолю-рапсовій емульсії.

При проведенні досліджень використовується вимірювальна апаратура обкаточно-гальмівного стенду КІ-5985П, що призначена для визначення частоти обертання колінчастого валу та крутного моменту при стендових випробуваннях дизелів. У комплект апаратури входять датчик частоти обертання, електронний тахометр, ваговимірювальний механізм. Середній ефективний тиск [14]:

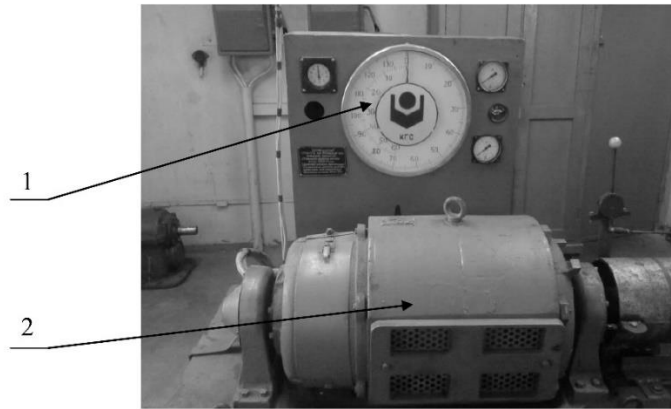
$$P_e = \frac{3,14 \cdot 10^3 \tau_{\text{дв}} M_{\kappa}}{i V_h}, \quad (3.5)$$

де $\tau_{\text{дв}}$ – тактність двигуна; M_{κ} – ефективний крутний момент, Н·м; i – число циліндрів; V_h – робочий об'єм циліндра, л.

Ефективна потужність визначається за виразом [9]:

$$N_e = \frac{M_{\kappa} n}{9550}, \quad (3.6)$$

де N_e – ефективна потужність, кВт; n – частота обертання колінчастого валу двигуна, хв⁻¹.



1 – показчик величини гальмівного моменту; 2 – електричне гальмо.

Рисунок 3.11 – Пристрій для вимірювання гальмівного моменту

Годинна витрата палива вимірюється ваговим методом [9]:

$$G_T = \frac{3,6\Delta G_T}{\tau_T}, \quad (3.7)$$

де G_T – годинна витрата палива, кг/год; ΔG_T – маса навіски палива, г; τ_T – час витрати навіски палива, с.

Питома ефективна витрата палива знаходиться за виразом [8]:

$$g_e = \frac{10^3 G_T}{N_e}, \quad (3.8)$$

де g_e – питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год).

Коефіцієнт надлишку повітря [8]:

$$\alpha = \frac{G_{II}}{14,3G_T}. \quad (3.9)$$

За результатами досліджень аналізуються залежності зміни основних ефективних показників роботи дизеля при роботі на метанолю-рапсовій емульсії від кількісного та якісного складу метанолю-рапсової емульсії та регульовальних параметрів паливної апаратури.

3.8 Методика дослідження експлуатаційних показників

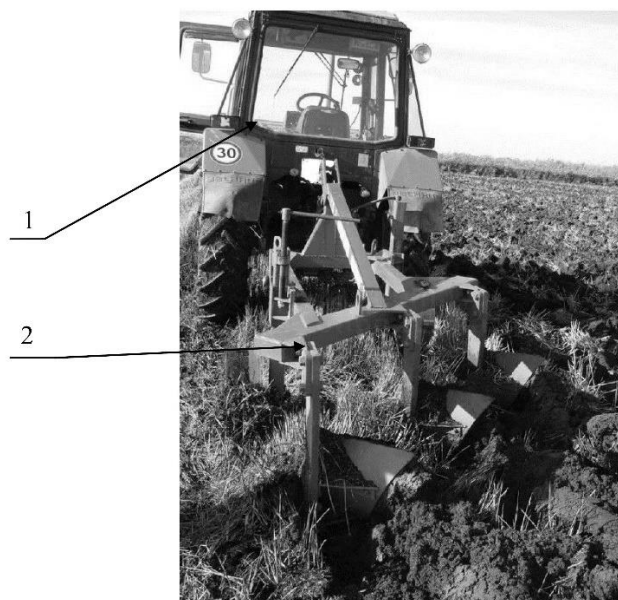
Дослідження трактора Білорусь-572 у складі машинно-тракторного агрегату здійснювалися на оранці дослідних загінок на полях в УкрНДПВТ ім.

Леоніда Погорілого згідно з ДСТУ 25836-83 «Трактори. Види та програми випробувань». Оцінка експлуатаційних показників тракторного агрегату, що працює на метанолю-рапсової емульсії, проводилася шляхом їх порівняння з показниками трактора, що працює на стандартному дизельному паливі. За оціночні показники орного агрегату було прийнято робочу швидкість трактора, погектарну витрату палива та продуктивність агрегату [12 – 15]. Для визначення погектарної витрати палива трактор агрегувався з трикорпусним плугом ПЛН-3-35 (рис. 3.12) на оранці з глибиною обробітку 20...22 см та питомим опором супіщаного ґрунту середнього механічного складу 34...39 кПа. Площа дослідних майданчиків визначалася сажнем і візуально відзначалася вішками. Об'єм витраченого палива визначався за допомогою об'ємного витратоміра, встановленого ззовні трактора.

Робоча швидкість агрегату розраховувалася за виразом [13]:

$$V_p = 3,6 \frac{\Delta L}{\Delta t}, \quad (3.10)$$

де ΔL – довжина робочого ходу, м; Δt – час витрачання навіски палива, с.



1 – трактор Білорус-572; 2 – плуг ПЛН-3-35

Рисунок 3.12 – Машинно-тракторний агрегат на оранці

Змінна продуктивність машинно-тракторного агрегату визначалася за формулою [12, 13]:

$$W_{3M} = 0,1B_P V_P T_{3M} K_{3M}, \quad (3.11)$$

де B_P – робоча ширина захвату агрегату, м; T_{3M} – час зміни, год; K_{3M} – коефіцієнт використання часу зміни:

$$K_{3M} = \frac{T_P}{T_{3M}}, \quad (3.12)$$

де T_P – час чистої роботи машинно-тракторного агрегату, год.

$$T_P = T_{3M} - T_X - T_3, \quad (3.13)$$

де T_X – час холостих ходів машинно-тракторного агрегату (переїзди, повороти); T_3 – час зупинок машинно-тракторного агрегату в загоні для технічного, технологічного обслуговування, особистих потреб тракториста тощо.

Погектарна витрата палива визначалася за формулою [12, 13]

$$g_{ГА} = \frac{G_T T_P + 0,28G_T T_X + 0,14G_T T_3}{W_{3M}}. \quad (3.14)$$

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Результати досліджень фізико-механічних властивостей метанола-рапсової емульсії

Основним завданням є дослідження можливості створення та застосування стабільних емульсій в якості палива для дизельного двигуна та їх фізичних властивостей.

Способом створення стабільної емульсії є підбір оптимальної кількості емульгатора, в якості якого виступає алкенидсукцинимид.

Методика проведення лабораторних досліджень передбачає зміну кількості емульгатора у складі емульсії.

Вплив концентрацій емульгатора на стабільність емульсії показано на рис. 4.1.

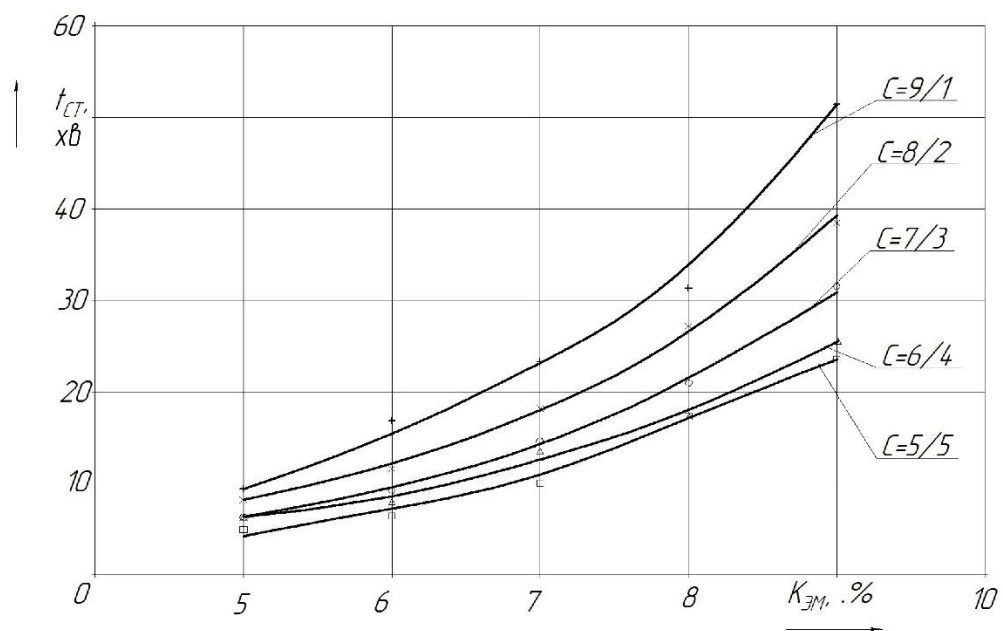


Рисунок 4.1 – Вплив концентрацій емульгатора на стабільність емульсії

За результатами експериментальних досліджень фізико-механічних властивостей МРЕ визначено в'язкість емульсії при різному вмісті метанолу та ріпакової олії. Вплив концентрацій емульгатора на в'язкість емульсії показано у табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Вплив вмісту метанолу та концентрації емульгатора на в'язкість МРЕ

Концентрація метанолу, %	Концентрація емульгатора, %	В'язкість МРЕ, сСт
10	5	11,84
	6	11,56
	7	11,26
	8	11,10
	9	11,04
20	5	8,83
	6	8,23
	7	7,97
	8	7,85
	9	7,62
30	5	6,45
	6	6,21
	7	6,18
	8	5,99
	9	5,79
40	5	-
	6	-
	7	-
	8	3,06
	9	2,98

Наведено методику та результати планування повного трифакторного експерименту щодо визначення якісного та кількісного складу метанолю-рапсової емульсії. Методика проведення передбачає визначення кількості емульгатора, вміст метанолу у складі емульсії та кратність її гомогенізації для

отримання максимального часу стабільності емульсії. В рамках планування експерименту проводиться розрахунок плану експерименту за вибраними змінними показниками, визначаються коефіцієнти рівняння математичної моделі, проводиться статистична оцінка адекватності математичної моделі, будуються діаграми ізолінії з можливістю виявлення точки екстремуму.

Розглянутий експеримент визначено як повний трифакторний експеримент [17].

В якості вхідних факторів прийняті: концентрація емульгатора – X_1 , кратність гомогенізації – X_2 , концентрація метанолу у складі емульсії – X_3 .

У розрахунку факторного плану значення рівнів вхідних факторів приймаються в кодованому вигляді, при цьому основний рівень (центр плану) кожного фактору позначається як «0», а нижній та верхній рівні: «-1» та «+1» відповідно (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Фактори та інтервали їх варіювання

№	Нижній рівень (-1)	Основний рівень (0)	Верхній рівень (+1)	Інтервал варіювання	Найменування фактору
X_1	5	7	9	2	Емульгатор, %
X_2	1	2	3	1	Кратність
X_3	10	30	50	20	Метанол, %

Для визначення відтворюваності вимірювань вихідного параметра Y , в якості якого обрано час стабільності метанолю-рапсової емульсії, проведені паралельні вимірювання. Згідно з планом експерименту розраховано десять дослідів з двох паралельних випробувань у кожному. Вихідні параметри, найменування вихідного параметра та кількість паралельних вимірів представлені у табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – План експерименту та вихідні параметри дослідів

Номер досліду (u)	Матриця планування			Натуральні значення змінних			Вихідний параметр (час стабільності, с)	
	X1	X2	X3	емульгатор	кратність	метанол	Y(u,1)	Y(u,2)
1	-1	-1	-1	5	1	10	9	7
2	+1	-1	-1	9	1	10	54	48
3	-1	+1	-1	5	3	10	12	11
4	-1	-1	+1	5	1	50	4	6
5	-1	0,19	0,19	5	2,19	33,8	11	12
6	0,19	-1	0,19	7,38	1	33,8	19	19
7	0,19	0,19	-1	7,38	2,19	10	28	22
8	-0,29	+1	+1	6,42	3	50	10	12
9	+1	-0,29	+1	9	1,71	50	25	23
10	+1	+1	-0,29	9	3	24,2	44	37

Після перевірки введених даних розраховуються коефіцієнти математичної моделі (табл. 4.4) і виводиться функція відгуку.

Таблиця 4.4 – Коефіцієнти рівняння математичної моделі

b_0	b_1	b_2	b_3	b_{11}	b_{12}	b_{13}	b_{22}	b_{23}	b_{33}
17,391	13,481	0,8	-6,068	7,082	-2,169	-5,81	0,836	1,206	-2,331

Рівняння математичної моделі:

$$Y = 17,391 + 13,481X_1 + 0,8X_2 + (-6,068)X_3 + 7,082X_{12} + 0,836X_{22} + (-2,331)X_{32} + (-2,169)X_1X_2 + (-5,81)X_1X_3 + 1,206X_2X_3 \quad (4.1)$$

Після отримання математичної моделі перевірялася значимість коефіцієнтів моделі. Перевірка коефіцієнтів на значимість здійснюється за допомогою критерію Стюдента (t -критерію), представленого в табл. 4.5 та 4.6.

Таблиця 4.5 – Табличні значення критерію Стьюдента

Показник	Значення
Дисперсія відтворюваності у паралельних дослідах	6,95
Число ступенів свободи	10
Табличне значення критерію Стьюдента	2,23

Таблиця 4.6 – Критерії Стьюдента та значимість коефіцієнтів моделі

	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{11}	b_{12}	b_{13}	b_{22}	b_{23}	b_{33}
t -критерій	7,081	12,824	0,761	5,772	3,486	1,731	4,636	0,411	0,962	1,147
Значимість	1	1	0	1	1	0	1	0	0	0

Перевірка адекватності математичної моделі проводиться за критерієм Фішера. Визначено необхідні показники з метою оцінки адекватності моделі (табл. 4.7).

Таблиця 4.7 – Критерій Фішера та показники адекватності моделі

Показник	Значення
Дисперсія адекватності математичної моделі	23,076
Число ступенів свободи при значимих коефіцієнтах	5
Табличне значення критерію Фішера	3,33
Розрахункове значення критерію Фішера	3,32

За критерієм Фішера рівняння математичної моделі є адекватним. Модель застосовна на вирішення виробничо-рецептурних завдань. В якості постійного чинника з погляду технологічного процесу приготування емульсії прийнято кратність гомогенізації $X_2 = 3$.

Перетворене рівняння математичної моделі з урахуванням постійного фактора:

$$Y = 17,391 + 13,481X_1 + 0,8 + (-6,068)X_3 + 7,082X_1X_2 + 0,836 + (-2,331)X_3^2 + (-2,169)X_1 + (-5,81)X_1X_3 + 1,206X_3 \quad (4.2)$$

На основі отриманої математичної моделі побудовано діаграму ізоліній у координатах X_1 та X_3 (рис. 4.2).

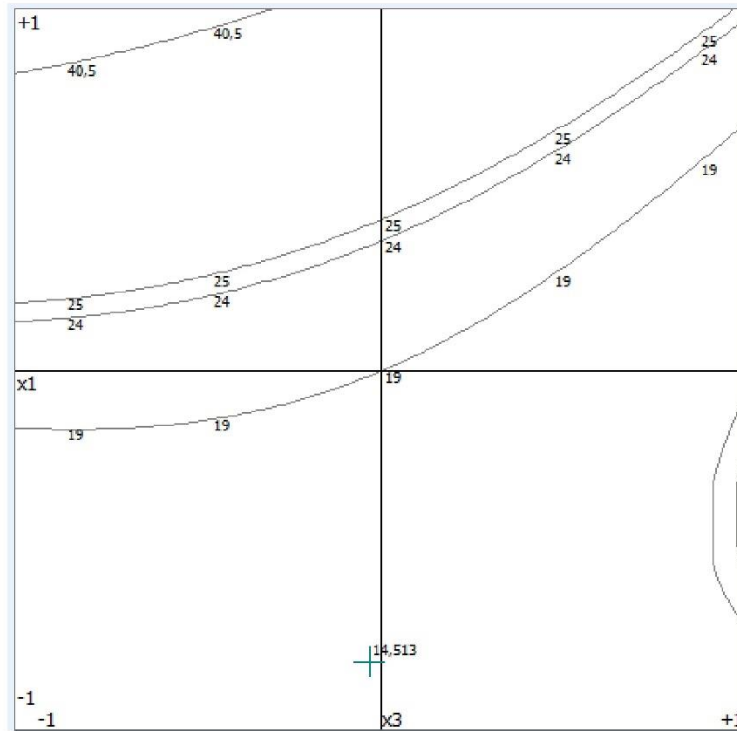


Рисунок 4.2 – Діаграма ліній рівного рівня координат X_1 та X_3

Діаграма ізоліній дозволяє отримувати координати факторного поля та значення вихідного параметра.

Обробка даних запланованого експерименту завершується визначенням екстремуму функції відгуку. Екстремум функції відгуку отриманої математичної моделі знаходиться в межах варіювання змінних факторів, значення екстремуму становить $Y_{opt} = 14,513$. Екстремуму функції відгуку відповідають значення факторів: $X_1 = 5376$ і $X_3 = 2938$ при $X_2 = const = 3$.

Виходячи з отриманих результатів, максимально наближеним до властивостей стандартного дизельного палива є склад емульсії в композиції: метанол 27% мас., емульгатор – 6 % мас. Даний склад має в'язкість 5,79 сСт, що відповідає в'язкості літнього дизельного палива (3...6 сСт) і має прийнятну

стабільність готового продукту, рівну 13 хвилин. На цій композиції проведено подальші випробування.

4.2. Результати безмоторних випробувань ПНВТ

Метою даних досліджень є проведення стендових випробувань паливної апаратури дизеля Д-242, що входить у конструкцію МТА, при роботі на МРЕ, спрямованих на оптимізацію регулювальних характеристик дизельної паливної апаратури. Відповідно до цілей досліджень проведено випробування паливного насоса високого тиску 4УТН-М на стенді КІ-921М, що переобладнаний для роботи з МРЕ. Методика проведення даних стендових досліджень передбачає перевірку та порівняння циклової подачі паливного насоса високого тиску при роботі на ДП та емульсії в умовах регуляторної та швидкісної характеристик [18]. У ході випробувань знято регуляторну та швидкісну характеристики ПНВТ при роботі на дизельному паливі та метанолю-рапсовій емульсії (рис. 4.3 та 4.4).

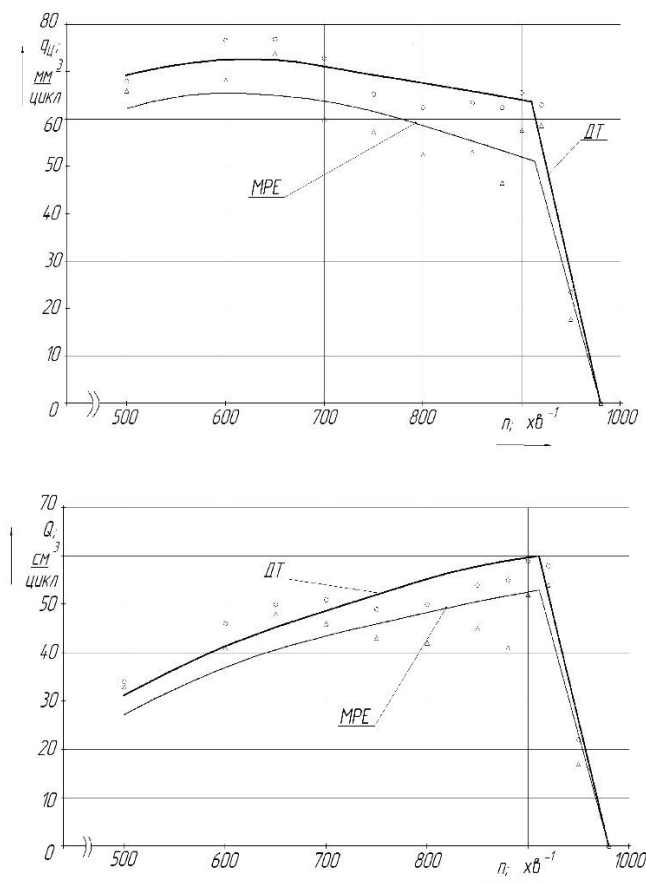


Рисунок 4.3 – Регуляторні характеристики ПНВТ 4УТН-М

При аналізі регуляторних характеристик ПНВД 4УТН-М на ДП та на МРЕ відзначається аналогічність характеру перебігу кривих та зниження величини циклової подачі на номінальній частоті обертання на 6,8%, що пов'язано з більшою в'язкістю емульсії.

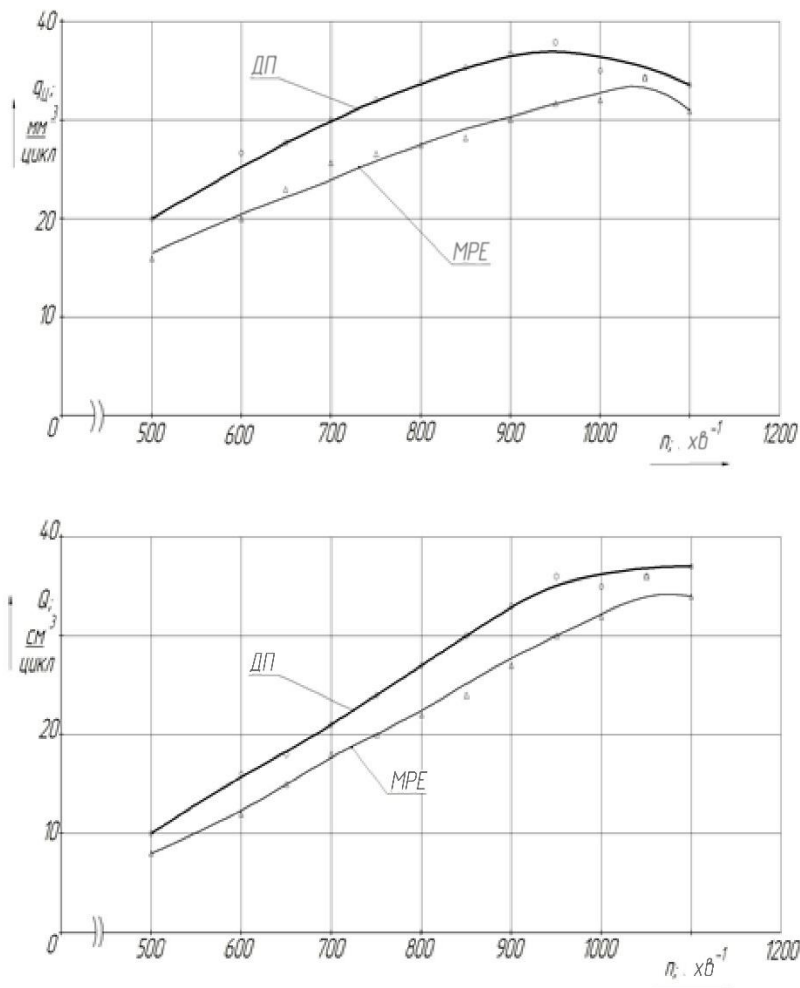


Рисунок 4.4 – Швидкісні характеристики ПНВД 4УТН-М

Встановлено аналогічність характеру залежностей та зниження величини циклової подачі з 59 $см^3/цикл$ до 55 $см^3/цикл$ (на 6,8%) на дизельному паливі та на метанолю-рапсовій емульсії на номінальній частоті обертання в умовах регуляторної характеристики. Визначено зменшення циклової подачі з 30 $см^3/цикл$ до 24,5 $см^3/цикл$ (на 18,3%) при роботі на метанолю-рапсовій емульсії порівняно з характеристикою, знятою на дизельному паливі в умовах швидкісної характеристики.

4.3 Результати моторних досліджень

Головною метою експерименту є одержання показників робочого процесу дизеля МТА при роботі на дизельному паливі та на метанолю-рапсовій емульсії.

У ході експерименту записані значення тиску газів у циліндрі під час роботи на ДП та МРЕ, на підставі яких побудовано порівняльні індикаторні діаграми (рис. 4.5).

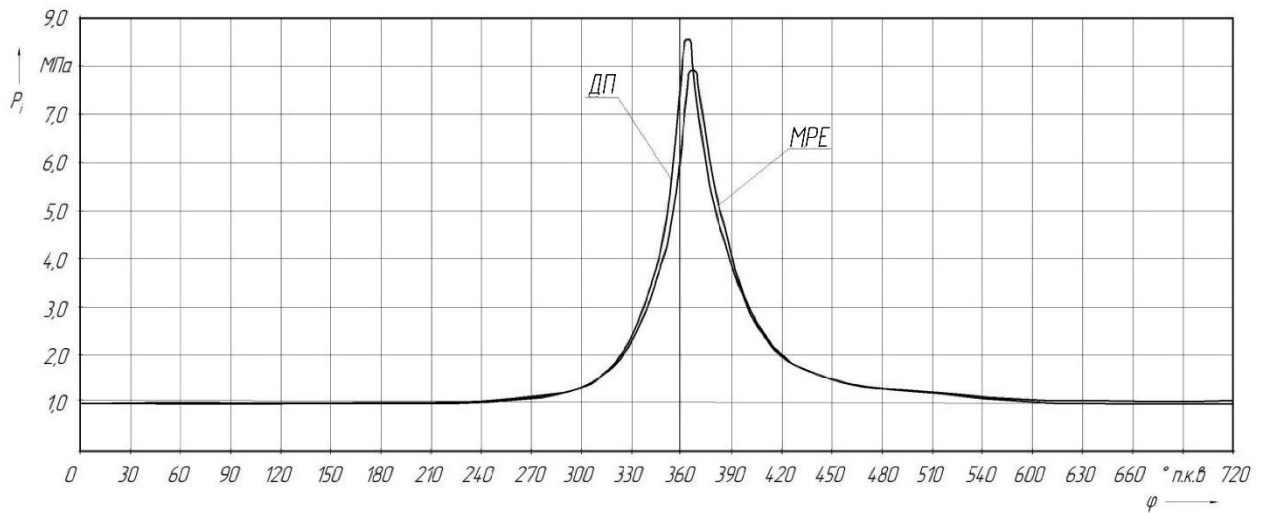


Рисунок 4.5 – Експериментальні індикаторні діаграми

Аналіз індикаторних діаграм дизеля показує зниження величини максимального тиску з 8,53 МПа до 7,89 МПа, тобто на 7,5%. Виявлено також зменшення площі індикаторної діаграми на 5,8% під час роботи на емульсії, що є наслідком меншої питомої теплоти згоряння емульсії порівняно з ДП.

Також отримано ефективні показники, за результатами яких побудовано регуляторну характеристику дизеля МТА (рис. 4.6).

Аналізуючи експериментальні дані, слід зазначити, що на номінальному режимі ефективна потужність при роботі на метанолю-рапсовій емульсії зменшилася з 48 до 43 кВт (на 11%). Питома ефективна витрата збільшилася з 260 г/кВт·год до 320 г/кВт·год (на 18%). Погіршення показників пов'язане із зменшенням годинної витрати палива з 12 кг/год до 10,5 кг/год (на 12,5%) внаслідок більшої в'язкості та меншою теплотворною здатністю метанолю-рапсової емульсії порівняно з ДП.

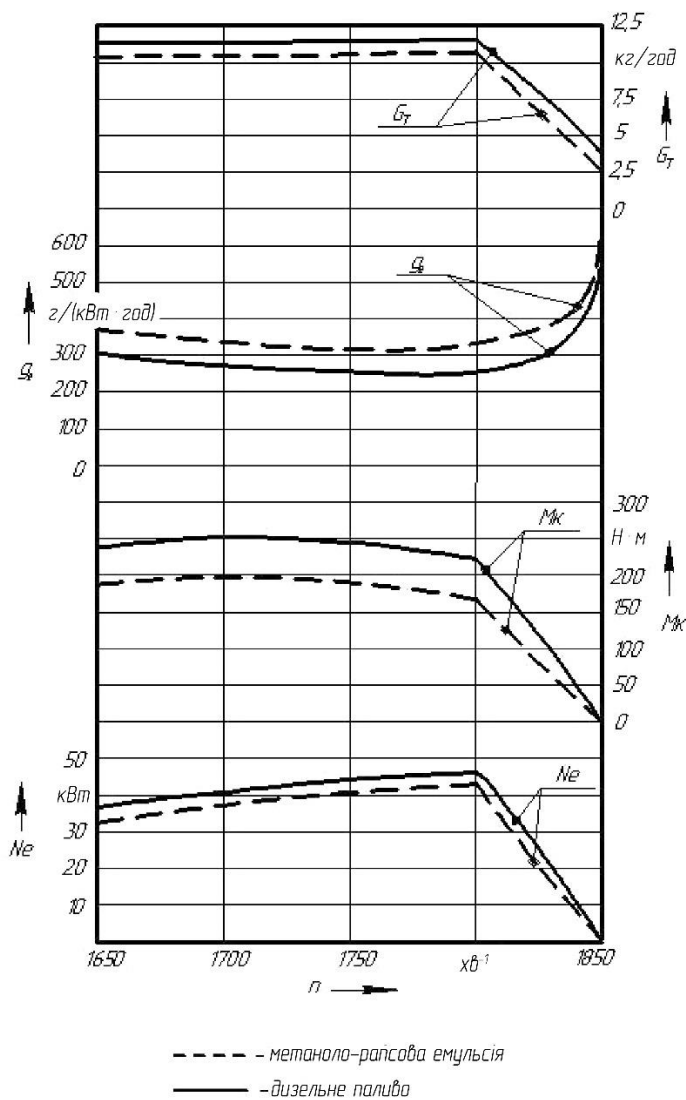


Рисунок 4.6 – Регуляторна характеристика дизеля МТА

За екологічними показниками роботи дизеля, які отримані під час експерименту, побудовано порівняльні графіки (рис. 4.7).

Аналіз результатів досліджень показав, що при використанні метанола-рапсової емульсії в якості палива екологічні показники загалом покращилися. Так, на номінальному режимі вміст CO_2 у відпрацьованих газах зменшився з 10% до 7% при збільшенні концентрації вуглеводнів CH з 0 до 4 ppm. Вміст CO при роботі на метанола-рапсовій емульсії становить 0,09%, що на 40% нижче, ніж при роботі на ДП (0,15%). Концентрація NO_x під час використання ДП становить понад 2000 ppm, а вміст NO_x під час роботи на емульсії – 1500 ppm. Найменший

показник димності (1,9 м-1) відповідає використанню ДП, а при використанні метанола-рапсової емульсії показник димності становив 2,2 м-1.

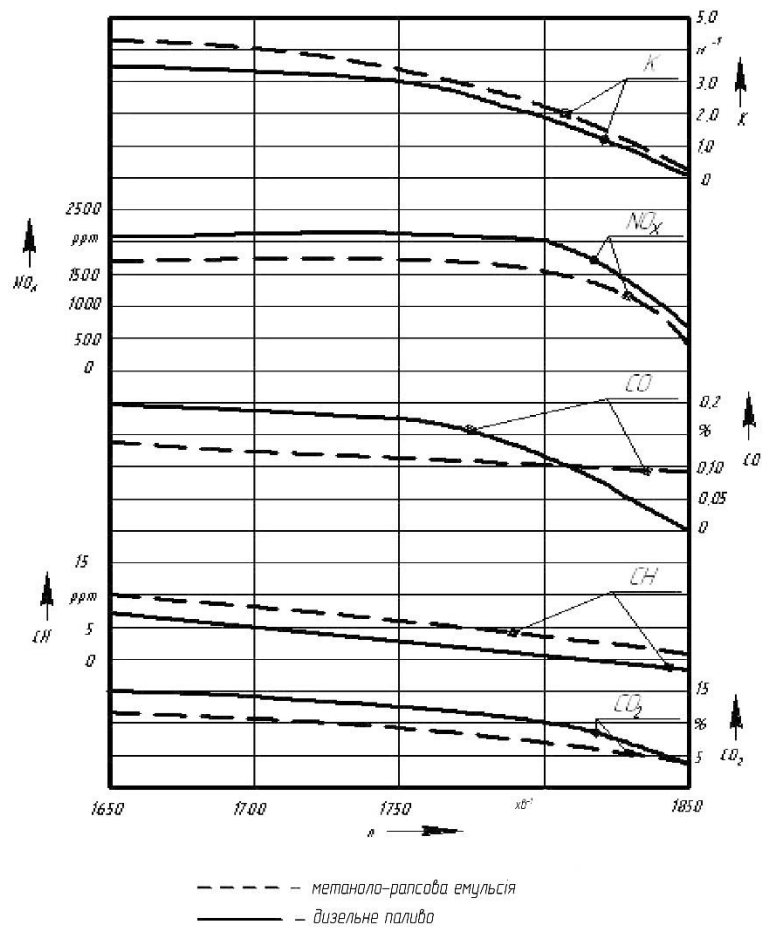


Рисунок 4.7 – Екологічні показники роботи дизеля МТА

4.4 Результати експлуатаційних досліджень

Експлуатаційні показники трактора з дизелем Д-242 при роботі у складі орного агрегату (Білорусь 572 + ПЛН-3-35) показують збільшення погектарної витрати палива (рис. 4.8) з 17,92 кг/га (на стандартному ДП) до 19,14.

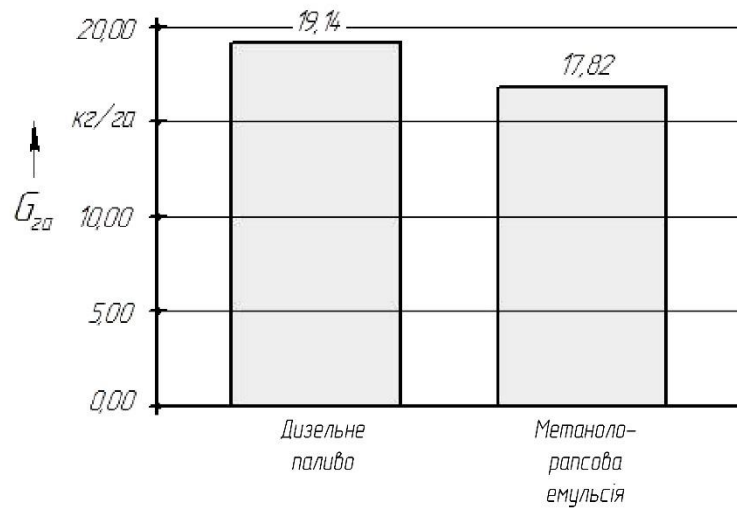


Рисунок 4.8 – Погектарна витрата палива

Продуктивність за годину чистої роботи тракторного агрегату при роботі на метаноло-рапсовій емульсії (рис. 4.9) знижується до 1,01 га/год з 1,03 га/год під час роботи на стандартному ДП. Параметри оранки: робоча швидкість руху на основних операціях – 9 км/год; ширина захвату плуга – 1,05 м; глибина оранки – 20 см, тип ґрунту – супіщаний.

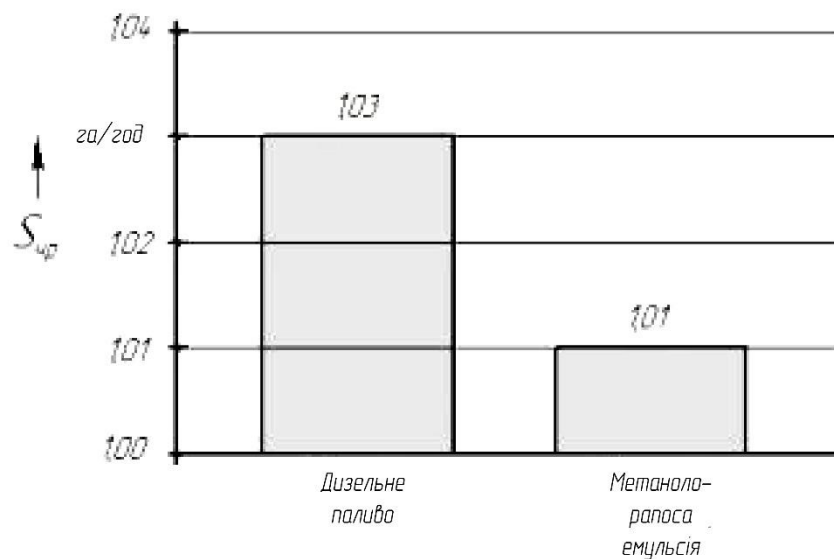


Рисунок 4.9 – Продуктивність за годину чистої роботи

Погектарні витрати на паливо (рис. 4.10) знижуються зі 116,35 грн/га під час роботи на стандартному ДП до 115,01 грн/га – на метаноло-рапсовій емульсії.

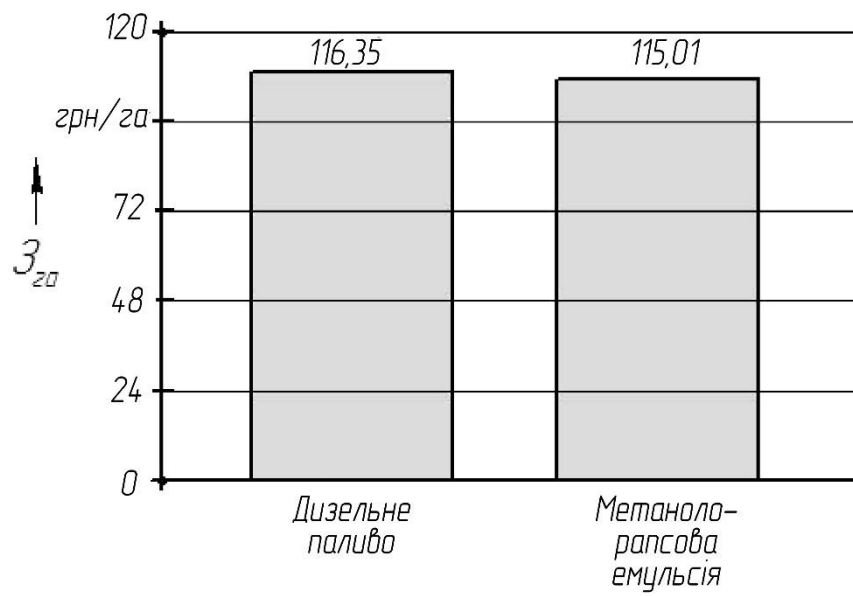


Рисунок 4.10 – Погектарні витрати на паливо

РОЗДІЛ 5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ДВОХПАЛИВНА СИСТЕМА ЖИВЛЕННЯ ДЛЯ АДАПТАЦІЇ ДИЗЕЛЯ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

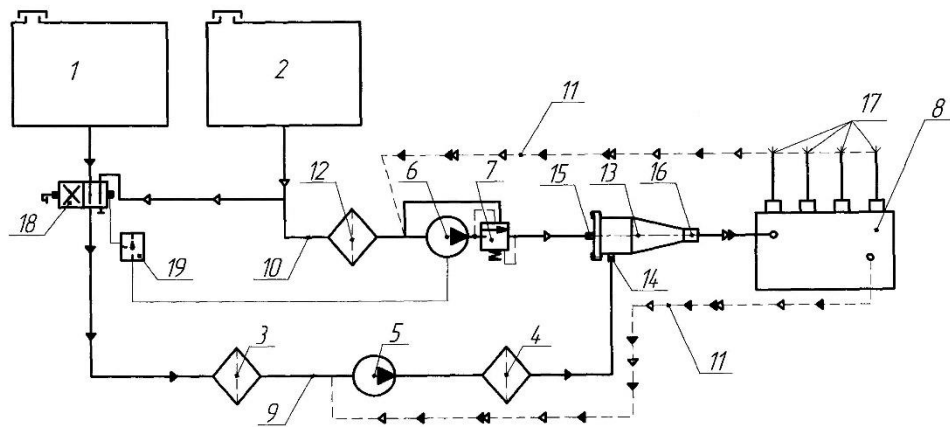
5.1 Існуючі варіанти виконання багатопаливних систем живлення дизеля

Відома трипаливна система тракторного дизеля (рис. 5.1), що містить бак мінерального палива, бак рослинного палива, лінію забору мінерального палива, що складається з паливопроводів, фільтрів тонкого і грубого очищення палива, паливопідкачувального насоса, лінію забору палива, насос високого тиску, що з'єднаний з лініями забору мінерального та рослинного палива, лінію зливу надлишкового палива з паливного насоса високого тиску та лінію зливу надлишкового палива з форсунок. В лінії забору рослинного палива між баком та електричним насосом встановлений фільтр-відстійник, а в лінії забору мінерального палива електрогідророзподільник, що має два вхідних і один вихідний канали, один з вхідних каналів електрогідророзподільника з'єднаний з лінією забору мінерального палива, при цьому на виході з ліній забору мінерального та рослинного палив перед ПНВТ встановлений змішувач, а між електрогідророзподільником та паливопідкачуючим насосом – електроперемикач [10].

При запуску та прогріві ДП з бака через електрогідророзподільник, фільтри тонкого та грубого очищення палива подається паливопідкачуючим насосом у змішувач, паливний насос високого тиску і далі форсунками впорскується в циліндри дизеля. Після прогріву дизеля на мінеральному паливі перемикачем включають електричний насос, що забезпечує подачу рослинного палива.

Мінеральне паливо при цьому подається в змішувач, як і при роботі дизеля в режимі пуску і прогріву. У змішувачі обидва види палива перемішуються та отримане мінерально-рослинне паливо надходить у циліндри дизеля. При роботі дизеля на рослинному паливі перемикачем відключають електричний насос, а

золотник електрогідророзподільника переводять у положення, при якому подача рослинного палива відкрита, а мінерального палива закрита.



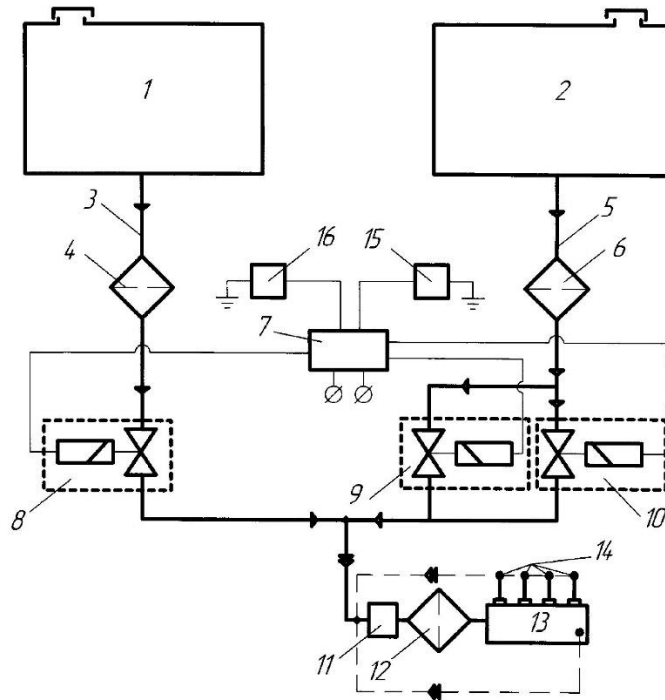
1 – бак мінерального палива; 2 – бак рослинного палива; 3 – фільтр грубого очищення палива; 4 – фільтр тонкого очищення палива; 5 – паливопідкачувальний насос; 6 – електричний насос; 7 – регулятор тиску палива; 8 – паливний насос високого тиску; 9 – лінія забору мінерального палива; 10 – лінія забору рослинного палива; 11 – лінія зливу надлишкового палива; 12 – фільтр-відстійник; 13 – змішувач; 14 – паливопровід обратки; 15 – паливопровід подачі; 16 – вихідний паливопровід; 17 – форсунка; 18 – електрогідророзподільник; 19 – електроперемикач

Рисунок 5.1 – Трипаливна система живлення дизеля

Недоліками даної системи живлення є: ручне керування електроперемикачем для переведення роботи дизеля на різні види палив та відсутність регулювання складу сумішевого палива, залежно від режимів роботи двигуна.

Найбільш близьким за технічною сутністю до заявленої є трипаливна система живлення тракторного дизеля [11], що містить бак мінерального палива, бак рослинного палива, лінії забору мінерального і рослинного палива, паливні фільтри, паливопідкачувальний насос, паливний насос високого тиску і форсунки, електромагнітні клапани, пов'язані з електронним блоком управління, забезпеченим датчиком температурного режиму охолоджувальної рідини, яка

відрізняється тим, що в лінії забору рослинного палива встановлені два паралельно з'єднані електромагнітні клапани, що мають різні прохідні перерізи та окремий зв'язок з електронним блоком управління, причому електронний блок управління додатково забезпечений датчиком температури вихлопних газів тракторного дизеля (рис. 5.2).



1 – бак мінерального палива; 2 – бак рослинного палива; 3, 5 – лінії забору мінерального та рослинного палива; 4, 6 – паливні фільтри грубої очистки; 7 – електронний блок управління; 8, 9, 10 – електромагнітні клапани; 11 – паливопідкачувальний насос; 12 – паливний фільтр тонкого очищення; 13 – паливний насос високого тиску; 14 – форсунки; 15 – датчик температурного режиму охолоджувальної рідини; 16 – датчик температури вихлопних газів тракторного дизеля

Рисунок 5.2 – Трипаливна система живлення дизеля

Пуск тракторного дизеля та його прогрів здійснюються на мінеральному паливі. При цьому електромагнітний клапан відкритий, а електромагнітні клапани закриті. Мінеральне паливо з бака, пройшовши паливний фільтр грубого очищення та електромагнітний клапан, подається паливопідкачуючим насосом

через паливний фільтр тонкого очищення в паливний насос високого тиску і через форсунки впорскується в циліндри тракторного дизеля.

Після прогріву тракторного дизеля на мінеральному паливі до температури охолоджувальної рідини, що дорівнює 40...50°C, за інформаційними сигналами датчика температурного режиму охолоджуючої рідини електронний блок управління подає сигнал на відкриття електромагнітних клапанів.

Після цього електромагнітні клапани відкриваються або закриваються в залежності від інформаційного сигналу датчика температури вихлопних газів тракторного дизеля в наступній послідовності:

- за температури вихлопних газів 80...150°C (холостий хід тракторного дизеля, 600...800 об/хв) відкриті клапани, а електромагнітний клапан закритий. В результаті цього надходить мінеральне паливо з бака по лінії забору мінерального палива через паливний фільтр грубого очищення та електромагнітний клапан, а також надходить і рослинне паливо по лінії забору рослинного палива через паливний фільтр грубого очищення та електромагнітний клапан. Дизельна суміш, що одержується, в пропорції 15% рослинного палива і 85% мінерального палива подається паливопідкачуючим насосом через паливний фільтр тонкого очищення в паливний насос високого тиску і через форсунки впорскується в циліндри тракторного дизеля;

- при температурі вихлопних газів 150...250°C (знижений режим роботи тракторного дизеля, 800...1200 об/хв) відкриті клапани, а електромагнітний клапан закритий. При цьому надходить мінеральне паливо з бака по лінії забору мінерального палива через паливний фільтр грубого очищення та електромагнітний клапан, а також надходить рослинне паливо по лінії забору рослинного палива через паливний фільтр грубого очищення та електромагнітний клапан. Дизельна суміш, що одержується, в пропорції 35% рослинного палива і 65% мінерального палива подається в циліндри тракторного дизеля аналогічно вищеописаному паливу;

- при температурі вихлопних газів 250...350°C (середній режим роботи тракторного дизеля, 1200...1700 об./хв.) відкрито всі електромагнітні клапани. При цьому надходить мінеральне паливо з бака по лінії забору мінерального палива через паливний фільтр грубого очищення та електромагнітний клапан, а також надходить рослинне паливо по лінії забору рослинного палива через паливний фільтр грубого очищення та електромагнітні клапани. Дизельна суміш, що одержується, в пропорції 50% рослинного палива і 50% мінерального палива подається в циліндри тракторного дизеля аналогічно вищеописаному паливу;

- при температурі вихлопних газів 350...450°C (підвищений режим роботи тракторного дизеля, 1700...2200 об/хв) відкриті клапани, а електромагнітний клапан закритий. При цьому рослинне паливо з бака пройшовши через паливний фільтр грубого очищення та електромагнітні клапани, подається в циліндри тракторного дизеля аналогічно мінеральному паливу при пуску та прогріві. Тракторний дизель працює на 100% рослинному паливі.

Різний процентний склад сумішевого дизельного палива (співвідношення рослинного та мінерального палива відповідно 15%:85%; 35%:65%; 50%:50%) виходить за рахунок підбору різних прохідних перерізів в електромагнітних клапанах.

Описана вище послідовність роботи електромагнітних клапанів у лініях забору мінерального та рослинного палива залежно від температурного режиму охолоджувальної рідини та температури вихлопних газів двигуна забезпечує можливість роботи тракторного дизеля на трьох видах палива з автоматичним їх перемиканням та автоматичним регулюванням складу сумішевого палива в залежності від режимів роботи двигуна, а саме:

- надійний пуск холодного двигуна на мінеральному паливі;
- подача мінімальної кількості рослинного палива (олії) на холостому ході та знижених режимах роботи двигуна;

- поступове автоматичне збільшення вмісту олії в дизельному сумішевому паливі в міру нагрівання циліндро-поршневої групи зі збільшенням навантаження на двигун;

- подача чисто олії на номінальному режимі роботи тракторного дизеля.

Недоліком даної системи є неможливість оперативного контролю відсоткового складу та приготування рослинно-спиртової емульсії, що складається з компонентів: олії та аліфатичного спирту.

5.2 Пропонована двопаливна система живлення дизеля машинно-тракторного агрегату

Пропонована двопаливна система живлення дизеля МТА з автоматичним регулюванням складу біопалива дозволить використовувати метанола-рапсову емульсію в якості моторного палива для дизелів. Ця система забезпечує заміщення ДП, не вимагає особливих витрат на внесення конструктивних змін до двигуна МТА і може бути реалізована на дизелях, що вже перебувають в експлуатації.

Двопаливна система живлення дизеля МТА (рис. 5.3) містить бак стандартного дизельного палива 1, бак рослинної олії 2, бак аліфатичного спирту 3, лінію забору дизельного палива 4, що складається з фільтра грубої очистки 5 і триходового крана 6, лінію забору рослинної олії 7, що складається з насоса 8 і дозатора 9, лінію забору аліфатичного спирту 10, що складається з насоса 11 і дозатора 12, лінію приготування МРЕ 11, очищення 15, бака МРЕ 16, датчика рівня МРЕ 17, насоса 18 і триходового крана 19 лінії впорскування палива 20, що містить підкачуючий насос 21, фільтр тонкого очищення палива 22; паливного насоса високого тиску 23 і форсунок 24, електронну систему управління приготування та застосування МРЕ 25, що складається з мікроконтролера 26, датчика температури охолоджувальної рідини двигуна 27, датчика рівня МРЕ 17, датчика складу МРЕ 14, триходових кранів 6 і 19, насосів 8, 11 та 18 та дозаторів 9 і 12.

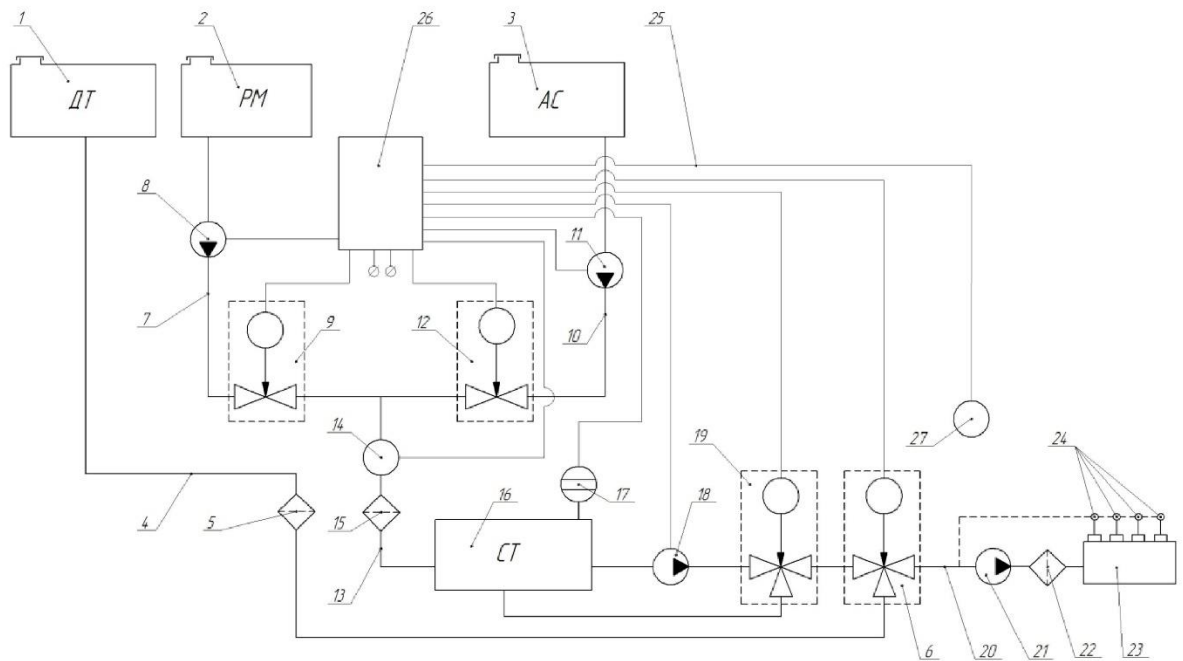


Рисунок 5.3 – Двопаливна система живлення двигуна МТА з автоматичним приготуванням МРЕ та перемиканням виду палива (найменування позицій за текстом)

Пуск двигуна та його прогрів здійснюється на дизельному паливі. При цьому триходовий кран 6 переключений у положення «Дизельне паливо».

Одночасно з пуском дизеля мікроконтролер 26 подає керуючий сигнал включення насоса 18 на включення. Триходовий кран 19 знаходиться в положенні «Циркуляція». МРЕ, що перебуває в баку 16, перекачується насосом 18 і гомогенізується. При досягненні двигуном робочої температури датчик температури охолоджуючої рідини 27 подає сигнал в мікроконтролер 26, який подає сигнал для переведення триходового крана 19 в положення «Подача» і триходового крана 6 в положення «МРЕ». Далі робота дизеля відбувається на МРЕ.

При низькому рівні МРЕ в баку 16, датчик рівня МРЕ 17 подає сигнал на мікроконтролер 26, який, у свою чергу, подає керуючий сигнал на включення насосів 8 і 11, а також дозаторів 9 і 12. Датчик складу МРЕ 14, оцінюючи вміст спиртового компонента в МРЕ, подає інформацію мікроконтроллеру 26, який базуючись на ній, регулює роботу дозаторів 9 і 12. Приготовлена МРЕ,

проходячи через фільтр 15, потрапляє в бак 16. При досягненні необхідного рівня МРЕ в баку 16 датчик рівня МРЕ 17 подає сигнал на мікроконтролер 26, який, у свою чергу, подає керуючий сигнал на вимикання насосів 8 і 1.

У разі, коли рівень МРЕ в баку 16 не підвищується, наприклад, в результаті виходу з ладу насоса 8 або 11, при виробленні рослинної олії і аліфатичного спирту в баках 2 і 3, мікроконтролер 26 подає сигнал на вимикання насоса 18 і переведення триходового крана 6 в положення «Дизельне паливо».

ВИСНОВКИ

1. При оцінці вітчизняного та закордонного досвіду щодо застосування альтернативних видів палива виявлено перспективний вид біопалива для МТА з погляду простоти приготування та використання – суміш ріпакової олії з легкими альтернативними паливами, використання якої дозволить покращити показники роботи дизелів, що знаходяться в експлуатації без істотної зміни конструкції двигуна. Для проведення досліджень пропонується використання ріпакової олії у вигляді емульсії з метанолом.

2. Теоретично визначено, що при роботі дизеля МТА на метаноло-рапсовій емульсії порівняно зі штатним циклом збільшується питома індикаторна витрата палива з 206 г/(кВт·год) до 265 г/(кВт·год) (на 28%); середній ефективний тиск знижується з 0,660 МПа до 0,524 МПа (на 20%); ефективна потужність знижується з 47,0 кВт до 37,1 кВт (на 21,1%).

3. Експериментально визначено фізико-механічні властивості метаноло-рапсової емульсії: в'язкість та час стабільності. Максимально наближеним до властивостей стандартного ДП є склад емульсії у композиції: метанол 27% мас., емульгатор – 6% мас. Встановлено аналогічність характеру залежностей та зниження величини циклової подачі паливного насоса високого тиску на 6,8% на ДП та на метаноло-рапсовій емульсії на номінальній частоті обертання в умовах регуляторної характеристики. Визначено зменшення циклової подачі на 18,3% під час роботи на метаноло-рапсовій емульсії порівняно з характеристикою, знятою на ДП в умовах швидкісної характеристики.

4. Експериментально отримано значення показників роботи дизеля МТА: ефективна потужність при роботі на метаноло-рапсовій емульсії зменшилася на 11%, питома ефективна витрата збільшилася на 18%, зменшилася годинна витрата палива на 12,5%; вміст CO₂ у відпрацьованих газах зменшився на 30% при збільшенні концентрації вуглеводнів СН з 0 до 4 ppm, вміст СО при роботі на метаноло-рапсовій емульсії знизився на 40%, концентрація NO_x при роботі на емульсії знизилася на 25%.

5. В результаті проведення експериментальних досліджень орного агрегату встановлено, що зменшилась погектарна витрата палива з 16,82 кг/га (на ДП) до 19,14 кг/га (на метаноло-рапсовій емульсії); продуктивність за годину чистої роботи тракторного агрегату при роботі на метаноло-рапсовій емульсії знизилася до 1,01 га/год з 1,03 га/год при роботі на стандартному ДП.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Wu, F.; Wang, J.; Chen, W.; Shuai, S. (2009) A study on emission performance of a diesel engine fueled with five typical methyl ester biodiesels. *Atmospheric Environment*, 43, pp. 1481–1485.
2. Knothe, G.; Sharp, C.A.; Ryan, T.W. (2006) Exhaust Emissions of Biodiesel, Petrodiesel, Neat Methyl Esters, and Alkanes in a New Technology Engine. *Energy & Fuels*, 20(1), pp. 403–408.
3. Thet Myo; Hamasaki, K.; Kinoshita, E.; Tajima, H. (2005) Diesel Combustion Characteristics of Single Compositions of Fatty Acid Methyl Esters. SAE Technical Paper 2005-32-0042, pp. 1–7.
4. Peng, D.X. (2015) Exhaust emission characteristics of various types of biofuels. *Advances in Mechanical Engineering*, 7(7), pp. 1–10.
5. Wang, Y.; Wang, Y.; Wang, Y.; Wang, Y. (2022) A Comprehensive Review of the Properties, Performance, Combustion, and Emissions of the Diesel Engine Fueled with Different Generations of Biodiesel. *Processes*, 10(6), pp. 1178.
6. Gao, W.; Chen, J.C.; Chen, N.J. (2020) A Comprehensive Review of the Application Characteristics of Biodiesel Blends in Diesel Engines. *Applied Sciences*, 10(22), pp. 8015.
7. Zhang, Y.; Wang, Y.; Wang, Y.; Wang, Y. (2018) A Review of the Developed New Model Biodiesels and Their Effects on Engine Combustion and Emissions. *Applied Sciences*, 8(11), pp. 2303.
8. Markiewicz, M.; Muślewski, Ł.; Pająk, M.; Kałaczyński, T.; Kolar, D. (2021) Analysis of the Use of Fatty Acid Methyl Esters as an Additive to Diesel Fuel for Internal Combustion Engines. *Energies*, 14(21), pp. 7057.
9. Makarevičienė, V.; Sendzikienė, E.; Janulis, P. (2005) Performance and emission evaluation of a diesel engine fueled with methyl esters of rubber seed oil. *Renewable Energy*, 30(5), pp. 743–753.

- 10.Labeckas, G.; Slavinskas, S. (2012) Oxidation stability of biofuel containing *Camelina sativa* oil methyl esters and its impact on energy and environmental indicators of diesel engine. *Energy*, 50, pp. 420–426.
- 11.Chintala, V.; Subramanian, K.A.; Kota, R.K. (2021) Experimental Investigation of the Emission and Performance Characteristics of a DI Diesel Engine Fueled with the *Vachellia nilotica* Seed Oil Methyl Ester and Diesel Blends. *ACS Omega*, 6(15), pp. 10426–10437.
- 12.Bacha, J.D.; Carroll, J.J.; Gibbs, A.H. (2019) Engine Oil Degradation Induced by Biodiesel: Effect of Methyl Oleate on the Performance of Zinc Dialkyldithiophosphate. *ACS Omega*, 4(21), pp. 18876–18884.
- 13.Marchese, A.J.; Dryer, F.L.; Chaos, M.; Ju, Y.; Zhao, Z.; Wang, H. (2017) Autoignition of Methyl Valerate at Low to Intermediate Temperatures and Elevated Pressures in a Rapid Compression Machine. *arXiv preprint arXiv:1706.01483*, pp. 1–21.
- 14.Goering, C.E.; Schwab, A.W.; Daugherty, M.J.; Pryde, E.H.; Heakin, A.J. (1984) Sunflower methyl esters for direct injected diesel engines. *Transactions of the ASAE*, 27(6), pp. 1605–1611.
- 15.Poturay, V.A.; Griбанov, A.V. (2013) Use of Fatty Acid Methyl Esters as Biocomponents for Diesel Fuels and for Preparation of Cetane Number Improvers. *American Journal of Chemical Engineering*, 1(3), pp. 36–39.
- 16.Yücesu, H.S.; Topgül, T.; Çınar, C.; Okur, M. (2010) Comparison of performance and emissions of diesel fuel, rapeseed and soybean oil methyl esters injected at different pressures. *Renewable Energy*, 35(6), pp. 1198–1204.
- 17.Schumacher, L.G.; Borgelt, S.C.; Fosseen, D.; Goetz, W.; Hires, W. (1993) The Effect of Methyl-Ester of Rapeseed Oil on Combustion and Emissions of DI Diesel Engines. *SAE Technical Paper 932801*, pp. 1–9.
- 18.Ribeiro, J.P.; Ferraz, F.C.; Costa, R.C. (2019) Lubricity of paraffinic fuels additivated with conventional and non-conventional methyl esters. *Advances in Mechanical Engineering*, 11(9), pp. 1–9.

19. Wasilewski, J.; Krzaczek, P. (2014) Emission of toxic compounds from combustion of biodiesel: A report from studies. *Przemysł Chemiczny*, 93, pp. 343–346.
20. Zając, G.; Węgrzyn, A. (2008) Analysis of work parameters changes of diesel engine powered with diesel fuel and FAEE blends. *Eksploatacja i Niezawodność*, 38, pp. 17–24.
21. Hoseini, S.S.; Najafi, G.; Ghobadian, B.; Mamat, R.; Sidik, N.A.C.; Azmi, W.H. (2017) The effect of combustion management on diesel engine emissions fueled with biodiesel-diesel blends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 73, pp. 307–331.
22. Gad, M.S.; Ismail, M.A. (2021) Effect of Waste Cooking Oil Biodiesel Blending with Gasoline and Kerosene on Diesel Engine Performance, Emissions and Combustion Characteristics. *Process Safety and Environmental Protection*, 149, pp. 1–10.
23. Markiewicz, M.; Muślewski, Ł. (2020) Survey performance and emission parameters of diesel engine powered by diesel oil and fatty acid methyl esters using fuzzy logic techniques. *Fuel*, 277, 118179.
24. Vass, S.; Zöldy, M. (2021) Effects of Boundary Conditions on A Bosch-Type Injection Rate Meter. *Transport*, 36, pp. 297–304.
25. Praveena, V.; Martin, L.J.; Matijošius, J.; Aloui, F.; Pugazhendhi, A.; Varuvel, E.G. (2024) A systematic review on biofuel production and utilization from algae and waste feedstocks—a circular economy approach. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 192, 114178.
26. Kondor, I.P.; Zöldy, M.; Mihály, D. (2021) Experimental Investigation on the Performance and Emission Characteristics of a Compression Ignition Engine Using Waste-Based Tire Pyrolysis Fuel and Diesel Fuel Blends. *Energies*, 14, 7903.
27. Tat, M.E.; Van Gerpen, J.H. (1999) The Kinematic Viscosity of Biodiesel and its Blends with Diesel Fuel. *Journal of the American Oil Chemists' Society*, 76, pp. 1511–1513.

28. Altin, R.; Cetinkaya, S.; Yucesu, H.S. (2001) The potential of using vegetable oil fuels as fuel for diesel engines. *Energy Conversion and Management*, 42(5), pp. 529–538.

29. Schumacher, L.G.; Borgelt, S.C.; Fosseen, D.; Goetz, W.; Hires, W. (1993) The Effect of Methyl-Ester of Rapeseed Oil on Combustion and Emissions of DI Diesel Engines. SAE Technical Paper 932801, pp. 1–9.

30. Knothe, G.; Matheaus, A.C.; Ryan III, T.W. (2003) Cetane numbers of branched and straight-chain fatty esters determined in an ignition quality tester. *Fuel*, 82, pp. 971–975.

31. Ladommatos, N.; Parsi, M.; Knowles, A. (1996) The effect of fuel cetane improver on diesel pollutant emissions. *Fuel*, 75(1), pp. 8–14.

ДОДАТКИ