

Анотований звіт

**ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ
«Забезпечення ефективності роботи двигунів внутрішнього згорання
працюючих на різних видах біопалива шляхом розробки
змішувача з електронним керуванням чутливим до
навантажувально-швидкісних режимів»
(проміжний 1 етап)**

Виконавці:

**Калетник Г.М.
Мазур В.А.
Гулько І.В.
Браніцький Ю.Ю.
Галушак О.О.
Бурлака С.А.**

СПИСОК АВТОРІВ**Керівник НДР**

к. с. – н. г. наук,
доцент

В.А. Мазур

Відповідальні виконавці:

д.е.н., професор

Г.М. Калетнік

к.т.н., доцент

І.В. Гунько

Директор Уладово-
Люлинецької дослідно-
селекційної станції

Ю.Ю. Браніцький

к.т.н., старший викладач

О.О. Галушак

асистент

С.А. Бурлака

ЗМІСТ

| | | |
|-----------------------------------|---|-----|
| ВСТУП | | 4 |
| РОЗДІЛ 1 | АНАЛІЗ ВЛАСТИВОСТЕЙ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ, ЗОКРЕМА БІОДИЗЕЛЬНОГО ЯК ПАЛИВА ДЛЯ ДВЗ | 5 |
| 1.1 | Аналіз альтернативних видів палива для ДВЗ сільськогосподарської техніки та транспортних засобів | 5 |
| 1.2 | Оцінка впливу властивостей біодизельного палива на характеристики робочих процесів ДВЗ | 20 |
| 1.3 | Аналіз існуючих конструкцій систем живлення дизельних двигунів для використання альтернативних палив | 25 |
| РОЗДІЛ 2 | МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ДВЗ ПРИ ВИКОРИСТАННІ БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА | 37 |
| 2.1 | Математичне моделювання процесів впорскування і розпилювання палива в дизелях | 37 |
| 2.2 | Удосконалена математична модель «Двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив» | 57 |
| 2.2.1 | Завдання дослідження | 57 |
| 2.2.2 | Вибір структури досліджуваної моделі «Двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив» | 59 |
| 2.2.3 | Удосконалена математична модель системи «Двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив» | 65 |
| 2.3 | Вибір та опис обладнання для проведення експериментальних досліджень, його характеристики | 85 |
| 2.3.1 | Гальмовий обкатувальний стенд КИ - 5542 ГОСНИТИ | 85 |
| 2.3.2 | Стенд для регулювання паливної апаратури КИ - 921М | 89 |
| 2.3.3 | Діагностичний стенд «Дельфін -1М» | 92 |
| 2.3.4 | Димомір МЕТА-01МП 0.1 ЛТК | 94 |
| 2.4 | Методи та планування експериментальних досліджень | 95 |
| ВИСНОВКИ | | 102 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ | | 104 |

ВСТУП

Ситуація з енергоносіями власного видобутку, яка склалась в Україні, призводить до енергетичної залежності її економіки від імпорту нафти та гостро ставить проблему пошуку альтернативних палив. Та й екологічна шкода від викидів енергетичних установок, що працюють на бензині та дизельному паливі, стає дедалі відчутнішою. Крім того, світовий запас нафти з кожним десятиліттям скорочується.

Така ситуація спричиняє стрімке зростання цін на нафтопродукти та з кожним роком підвищує собівартість сільськогосподарської продукції. В результаті сільськогосподарські підприємства стають повністю залежними від виробників рідкого нафтового палива.

Однак, виробники сільськогосподарської продукції можуть стати незалежними від нафтотрейдерів, вирощуючи сировину для палива на своїх землях, засіявши всього 10% орної землі ріпаком, оскільки саме ріпакова олія після її переетерифікації є найбільш оптимальним заміником нафтового дизпалива.

Таке паливо можна використовувати у якості джерела енергії при експлуатації сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів і отримало назву біодизельного палива, що є сумішшю метилових чи етилових ефірів рослинних чи тваринних жирів.

Позитивними якостями такого палива вважаються наступні: відновлюваність сировини; позитивний енергетичний баланс; закритий кругообіг CO_2 ; дуже низька моторна емісія; відсутність вмісту сірки; відкриття нових ринків для сільськогосподарського виробництва. Застосування такого палива відповідає європейським стандартам та нормам, зокрема нормі Правил ЄЕК ООН № 96 європейського стандарту EN 14214: 2003 та відповідного українського стандарту ДСТУ 6081: 2009.

Однак при роботі тракторних дизелів на альтернативних паливах, зокрема метилових ефірах жирних кислот, спостерігається незначна зміна експлуатаційних параметрів двигуна.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ВЛАСТИВОСТЕЙ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ, ЗОКРЕМА БІОДИЗЕЛЬНОГО ЯК ПАЛИВА ДЛЯ ДВЗ

1.1. Аналіз альтернативних видів палива для ДВЗ сільськогосподарської техніки та транспортних засобів

Десятий рік поспіль у світі загострюються проблеми, пов'язані із суттєвим подорожчанням нафти, вартість якої з початку 1999 зросла вже понад 10 разів, 22 травня 2008 досягнувши рекордного рівня – 135 доларів США за 1 барель, що дає всі підстави вважати це проявом глобального вичерпання запасів нафти в умовах стрімко зростаючого попиту на нафтопродукти в усьому світі, особливо в Китаї та Індії. Після світової фінансової кризи ціни на нафту зменшились і 23 грудня 2008 року становила 30,28 доларів США за 1 барель, потім чого знов стали зростати. Після подій 2014 року ціни на нафту знов обвалились та до кінця року вже знов почали зростати і станом на листопад 2018 року ціна досягла 84 долара США за 1 барель. Динаміку зміни ціни на нафту за 25 років наведено на рисунку 1.1 [1].

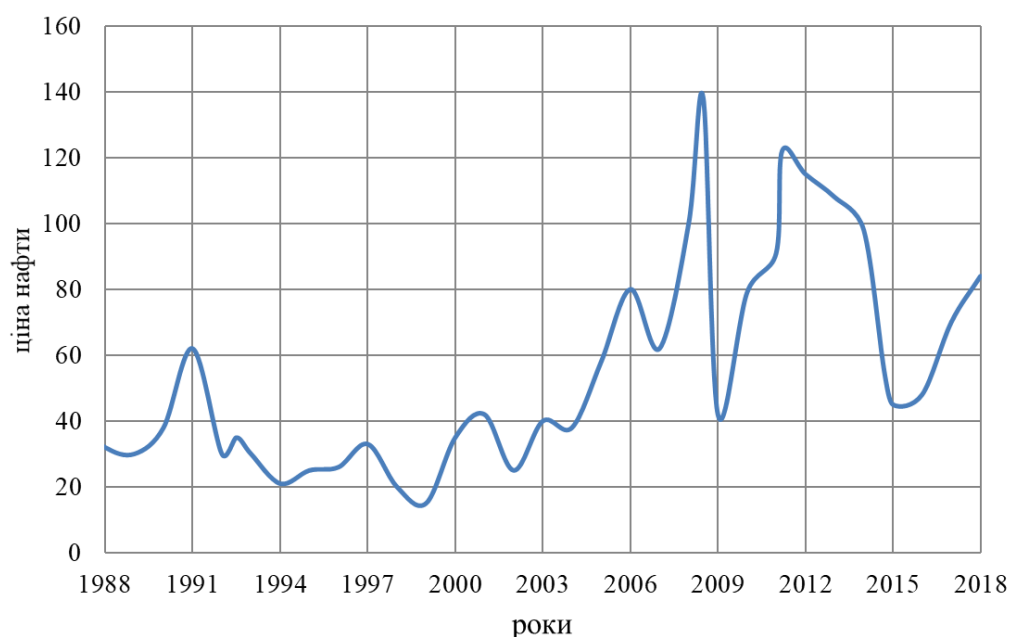


Рисунок 1.1 - Ціни на нафту на світовому ринку

У зв'язку з критичним подорожчанням нафти проблема забезпечення сільськогосподарської техніки енергоресурсами визнана в США, у країнах ЄС та більшості інших країн світу проблемою національної безпеки, для вирішення якої втілюють надзвичайні заходи з розширення використання альтернативних видів палива та підвищення енергоефективності.

На сьогоднішній день в світі все сильніші позиції завоюють альтернативні палива, замінюючи традиційні нафтові палива. До найпоширеніших палив можна віднести такі як: стиснений та скраплений газ, водень, біодизельне паливо, етанол, біогаз та інші. Альтернативне паливо має відповідати багатьом вимогам:

- Не погіршувати роботу двигуна;
- Мати низьку вартість;
- Не нести шкоди навколишньому середовищу.

Стиснений та скраплений газ [2].

Використання стиснутого природного і скрапленого нафтового газу як моторного пального дає змогу знизити токсичність відпрацьованих газів за основними контрольованими параметрами: оксиду вуглецю в 3–4 рази, оксидів азоту в 1,2–2 рази і вуглеводнів в 1,2–1,4 раза. У відпрацьованих газах газобалонного автомобіля немає шкідливих сполук свинцю. Димність відпрацьованих газів газодизельного двигуна в режимі вільного прискорення при роботі на газодизельній суміші в 2–4 рази нижча, ніж при роботі на дизельному пальному. Однак застосування газового пального потребує гарантування безпечної експлуатації газобалонних автомобілів.

Досвід експлуатації газобалонних автомобілів показав, що при застосуванні газового пального на автомобільному транспорті є такі недоліки:

- зниження вантажопідйомності автомобіля внаслідок великої маси балонів високого тиску;
- зменшення (на 15–20 %) номінальної потужності бензинових двигунів (при тому самому ступені тиску), що погіршує тягово-динамічні та експлуатаційні показники автомобілів;

- незадовільні пускові якості двигуна при знижених температурах навколишнього повітря (нижче $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$) і потреба застосування в цих випадках передпускового підігрівання;

- відносно висока вартість газової апаратури, що підвищує на 20 - 25 % вартість рухомого складу;

- значне збільшення (до 20 % і більше) капітальних вкладень у виробничо-технічну базу АТП;

- збільшення на 5 - 8 % трудомісткості технічного обслуговування і ремонту газової апаратури.

Питомі затрати на пальне при використанні стиснутого природного і скрапленого нафтового газу порівняно з бензиновими модифікаціями менші на 45-55 і 35-45 % відповідно внаслідок нижчої вартості газового пального.

Використання стисненого та скрапленого газу є найпоширенішим серед всіх альтернативних палив і вже тривалий час широко використовується в автомобільному транспорті. Найчастіше використовується газ в двопаливних двигунах.

Альтернативою для стисненого природного газу є біогаз, який виготовляється шляхом бродіння органічних речовин тваринного і рослинного походження. Біогаз складається з метану і вуглекислого газу. Проте його використання обмежене географічним розташуванням та сировинною базою. Є досить економічно і екологічно вигідним видом палива.

Біоетанол.

Промислове виробництво етанолу почалося в 1916 році. В першій половині ХХ століття біоетанол вироблявся з кукурудзи або патоки шляхом ферментації за допомогою бактерій *Clostridium acetobutylicum*.

Використання етилового спирту як енергоносія не є новиною. Свій перший автомобіль Генрі Форд сконструював на базі двигуна, що працював саме на такому спирті, а в умовах дефіциту пального під час Другої світової війни в Німеччині спирт додавали до бензину. Проте тільки наприкінці ХХ століття з'явилися повномасштабні програми використання біоетанолу як

пального для двигунів. В складі пального біоетанол дозволяє збільшити октанове число і покращити експлуатаційні характеристики сумішевого бензину. Відомо, що використання такого бензину з вмістом до 15% етанолу не потребує зміни конструкції сучасних двигунів внутрішнього згорання і допоміжних приладів до них. Апробована концентрація етанолу в бензині коливається від 10% (США) та 8% (Канада) до 5-6% (Франція, Польща). Завдяки використанню сумішевого бензину зменшується концентрація шкідливих компонентів у вихлопних газах (чадного газу, закису азоту, оксиду азоту та інших летких токсичних викидів). Так, вміст оксиду вуглецю зменшується на 25%, вуглеводнів і оксидів азоту на 5%, що надзвичайно важливо для великих міст, де головним джерелом забруднення є автомобільний транспорт [3]. Спалювання етанолу, отриманого з біомаси, не робить "внеску" до парникового ефекту, оскільки виділений CO_2 при роботі двигуна поглинається при вирощуванні сировини для виробництва біоетанолу.

Нині весь паливний етанол отримується методом зброджування цукрів (цукрова тростина) або сировини з вмістом крохмалю (в основному кукурудза). У Канаді, Бразилії та США діють державні програми з виробництва паливного етанолу. Світовими лідерами у цій галузі є Бразилія та США. Так, у 1999 році Бразилія виготовила 6,5 млрд. літрів паливного етанолу, що забезпечило 13% її загальних потреб в енергоресурсах і 19% – у рідкому паливі, тобто на нафті були заощаджені значні кошти. Завдяки сучасним технологіям з використанням цукрової тростини виробництво етанолу в цій країні є рентабельним: від 1990 року його обсяги щорічно зростали на 4%, а собівартість зменшувалася на 3%. Раніше тут виробляли переважно безводний етанол як пальне для автомобілів зі спеціальними двигунами. Але останнім часом у Бразилії використовуються паливні суміші з вмістом етанолу: 26% – у бензині і 3% – у дизельному паливі. Такі суміші не потребують змін у конструкції ДВЗ чи дизельних двигунів [4]. Щороку, залежно від ринку цукру, уряд країни визначає, який відсоток біоетанолу буде додаватися до моторних бензинів. Паливний етанол оподатковується тільки прибутковим податком без акцизного збору.

США – другий великий виробник етанолу – палива, яке дає змогу щорічно заощаджувати близько 1,5 млрд. доларів на придбанні нафтопродуктів, забезпечувати стабільну роботу сільського господарства. Ціни на світовому ринку етанолу представлені в табл. 1.1. Світова потенційна потреба в етанолі складає 2 млрд. т в рік (L. Fulton. Driving ahead, Renewable energy world. 2004, v. 7, n. 4), сучасне світове виробництво – 32 млн. т в рік, з них 4 млн. м³ – харчовий етанол, 8 млн. м³ – етанол для хімічної промисловості, 20 млн. м³ – паливний етанол. 7% етанолу виробляють хімічним синтезом, 93% – бродінням; 60% одержують з цукру, 40% – із зерна.

Таблиця 1.1 – Ціни на світовому ринку біоетанолу

| Країна | Ціна (грн./м ³) |
|---|-----------------------------|
| Бразилія | 1660 |
| Бразилія (безводний спирт) | 2280 |
| США (безводний спирт) | 2595 |
| Європа (безводний спирт з цукрового буряка) | 3600-4600 |
| Імпорт спирту до Європи | 1970 |

З однієї тонни кукурудзи здобувається до 410 літрів етанолу. Залежно від використовуваного устаткування в процесі вироблення етанолу може бути отриманий ряд інших продуктів, які часто приносять заводам дохід. Навіть сьогодні у країні діють податкові знижки на паливний етанол, щоб зробити його дешевшим за бензин. Річна ж потужність спиртових заводів США з виробництва етанолу складає близько 7,5 млрд. літрів. За підрахунками коаліції губернаторів, які підтримують цю галузь, в неї з 1978 року інвестовано понад 4 млрд. доларів США. У двадцяти штатах розміщено 56 підприємств з виробництва етанолу, і ще 30-35 заводів будуються. Очікується, що у США буде виготовлятися близько 36 млрд. літрів у 2020-му році [5].

Країни ЄС виробляють 2 млрд.л. етанолу в рік, але як паливо використовується менше 10%. Проте 7 листопада 2001 року дві комісії ЄС

прийняли Директиви про обов'язковість вмісту біопалива у традиційному пальному для транспорту для країн ЄС.

Біоетанол є одним із найперспективніших альтернативних палив, яке у великій кількості можна виробляти та використовувати в Україні. Наявних виробничих потужностей державних спиртових заводів достатньо для виготовлення 60 тис. тонн біоетанолу на рік, а до кінця 2009 року їх потужність може бути збільшена до 110 тис. тонн.

Україна має великий потенціал біомаси, придатний до енергетичного використання, зокрема відходи сільського господарства (солома, качани кукурудзи, лузга соняшника), тверді побутові відходи, що переважно складаються з лігноцелюлози. Сировиною для паливного етанолу може бути також меляса (її обсяги становлять близько 2 млн. т/рік), зернові культури, картопля, фрукти, спеціальні технічні культури.

Україна є крупним виробником харчового спирту. Річна сумарна потужність спиртових заводів становить близько 700 млн. літрів спирту, в тому числі 340 млн. - з заводів з переробки меляси. На жаль, велика кількість таких підприємств працює з неповним завантаженням або взагалі простоює. В перспективі їх потужності можна спрямувати на виробництво паливного етанолу з лігноцелюлози, але цей процес має бути рентабельним

В нашій країні вже виконано значний обсяг робіт з розробки й впровадження технології виробництва аналогу паливного етанолу - ВКД до бензину, яку одержують біоконверсією вуглеводневмісної відновлюваної сировини. Технологія отримання ВКД розроблена Українським інститутом спирту і біотехнологій виробничих продуктів (УкрНДІспиртбіопрод, Київ) і державним концерном "Укрспирт", впроваджена на семи спиртових заводах України: Барському, Довжоцькому, Луганському, Дублянському, Гайсинському, Маловисківському та Узинському оцтоводріжджовому заводі з сумарною добовою потужністю понад 120 т. [6].

Виконані в Україні у 1998-1999 роках експлуатаційні, стендові та дорожні випробовування підконтрольної групи автомобілів на сумішевих бензинах дають підстави до таких висновків [6]:

- експлуатаційні властивості автомобілів, що працюють на сумішевих бензинах з доданням 6% ВКД практично не погіршуються порівняно з тими, що працюють на товарних бензинах А-92 та А-76;
- підвищується октанове число сумішевих бензинів;
- не зафіксовано негативного впливу тривалої роботи автомобілів на технічний стан і стабільність регулювання паливної апаратури;
- зменшується концентрація шкідливих речовин у відпрацьованих газах: оксидів азоту на 4,5-16%, ароматичних вуглеводнів - на 9-15%.

Біоетанол як альтернативне паливо, безумовно, має багато переваг порівняно з традиційним паливом [7]. Зокрема, головною екологічною перевагою використання біоетанолу у складі сумішевих бензинів є можливість виключення застосування високотоксичних металовмісних антидетонаційних присадок та МТБЕ. Але при використанні біоетанолу виникає низка специфічних питань. Одне з них – це необхідність адаптації транспортних засобів для нормальної роботи на паливних сумішах з високим вмістом біоетанолу. Річ у тім, що біоетанол за своїми фізико-хімічними властивостями суттєво відрізняється від бензину (має нижчу теплоту згоряння, але більшу детонаційну стійкість та корозійність), і при концентрації більше 5...10% може негативно вплинути на роботу двигуна. Тому для повноцінної та надійної роботи на бензо-спиртових паливах із значним вмістом біоетанолу звичайні бензинові автомобілі потребують адаптації, зокрема, внесення змін до конструкції систем живлення, керування двигуном, нейтралізації відпрацьованих газів, застосування стійких до спиртів матеріалів. У світі широко застосовують паливо Е85 з вмістом біоетанолу до 85% для спеціально призначених для такого палива автомобілів – Flexible Fuel Vehicles (FFV), які можуть ефективно працювати на суміші бензину і біоетанолу з його вмістом 5...85%. На сьогодні FFV серійно виробляють, зокрема, в США, Бразилії, Швеції, Німеччині та Франції.

ДП «ДержавтотрансНДІпроект» у 2007 році проводило моторні випробування дослідних зразків декількох бензоспиртових палив українського виробництва з вмістом біоетанолу понад 50% на серійних бензинових двигунах,

не адаптованих для роботи на спиртових паливах. У результаті було зафіксовано, зокрема, зменшення потужності двигунів і зростання на окремих режимах викидів високотоксичних оксидів азоту з відпрацьованими газами [7].

Після цього було проімітовано адаптацію двигуна – збільшено подачу палива з урахуванням нижчої теплоти згоряння біоетанолу, що дозволило отримати на бензо-спиртовому паливі більшу потужність двигуна і зменшення викидів всіх нормованих забруднюючих речовин, ніж було отримано на товарному бензині. Ще одне питання, яке виникає при застосуванні біоетанолу у складі палива, це питання гарантійного обслуговування автомобіля. Очевидно, що виробники не можуть дати гарантію на технічну справність автомобіля, який не пристосований до експлуатації на бензо-спиртовій суміші. Про це попереджають споживачів-власників бензинових автомобілів записами у керівництвах з експлуатації автомобілів [8].

Сучасне нормативне регулювання, зокрема діючі ДСТУ 4063-2001 і ДСТУ 4839 2007, обмежують вміст біоетанолу в автомобільному бензині п'ятьма відсотками.

Отже, з певною мірою вірогідності можливо стверджувати, що в Україні, теоретично, для вирощування енергетичних культур з метою отримання рідкого біопалива є можливість виділяти в межах 10 млн.га ріллі, водночас не знижуючи рівень продовольчої безпеки країни.

Серед негативних тенденцій, супутніх інтенсивному виробництву цього покоління біопалива, відмічені:

- повсюдне зростання цін на продукти харчування;
- просування трансгенних культур як сировини для біопалива;
- конкуренція за землі сільськогосподарського призначення;
- виснаження ґрунту енергетичними культурами.

Синтетичний бензин.

Виготовляється з природного газу та вугілля. Перший варіант найбільш продуктивний, тому що з 1 м³ виходить близько 180 г синтетичного бензину. Наприклад у Новій Зеландії даний вид палива виробляється у промислових

масштабах і щорічно виготовляється 580 тис. т. моторного палива. Проте такі палива економічно не вигідні і в 2 рази дорожчі від нафтових.

Диметилловий ефір.

Виготовляється з лігноцелюлозної біомаси як синтетичне паливо другого покління. Є перспективним в дизельних і бензинових двигунах, а також в газових турбінах завдяки високому цитановому числу близько 55. Теплота згорання дим етилового ефіру 24,8 Мдж/кг. Дане паливо є надзвичайно екологічним проте потребує переобладнання двигуна.

Рослинна олія.

Виготовляється з різних олієвмісних культур, може використовуватися в якості палива в чистому вигляді. Для роботи на потоковому паливі двигун потребує суттєвої модернізації системи живлення. Застосовується на дизельних двигунах.

Біодизельне паливо.

Біодизельне паливо – є альтернативним і екологічним чистим видом палива, його отримують з рослинних олій і використовують для заміни звичайного дизельного палива. Сировиною для виробництва біодизельного палива можуть бути різні рослинні олії: рапсова, соєва, арахісова, пальмова, відпрацьовані соняшникова та оливкова, а також тваринні жири.

Біодизельне паливо має такі переваги по відношенню до викопних палив:

- нетоксичний, біодизельне паливо практично не містить сірки і канцерогенного бензолу;
- розкладається в природних умовах і при цьому біологічно нешкідливий;
- забезпечує значне зниження шкідливих викидів в атмосферу при спалюванні в двигунах внутрішнього згорання і в технологічних агрегатах;
- збільшує цетанове число палива і його змащувальні властивості, що істотно збільшує ресурс двигуна;
- має високу температуру займання (більше 100 °C), що робить його використання безпечнішим;
- його виготовляють з відновлюваної сировини.

Також необхідно відзначити недоліки біодизельного палива, хоча більшості з них можна позбавитись шляхом нескладних налагоджувальних робіт двигуна:

- температура випаровування значно вище ніж у звичайного дизельного палива, це може призвести до неповного згорання палива;
- в'язкість біодизельного палива більша, це створить додаткове навантаження на систему подачі палива та погіршить розпилювання палива;
- розкладання палива при довгостроковому зберіганні;
- менша енергетична цінність, це приведе до більшої витрати палива.

На рисунку 1.2 наведено динаміку виробництва біодизельного палива за останні роки, з якого видно, що незважаючи на заборону ряду держав на використання дизельних двигунів, особливо в центрах великих міст, виробництво біодизельного палива не зменшується, а навпаки, зростає.

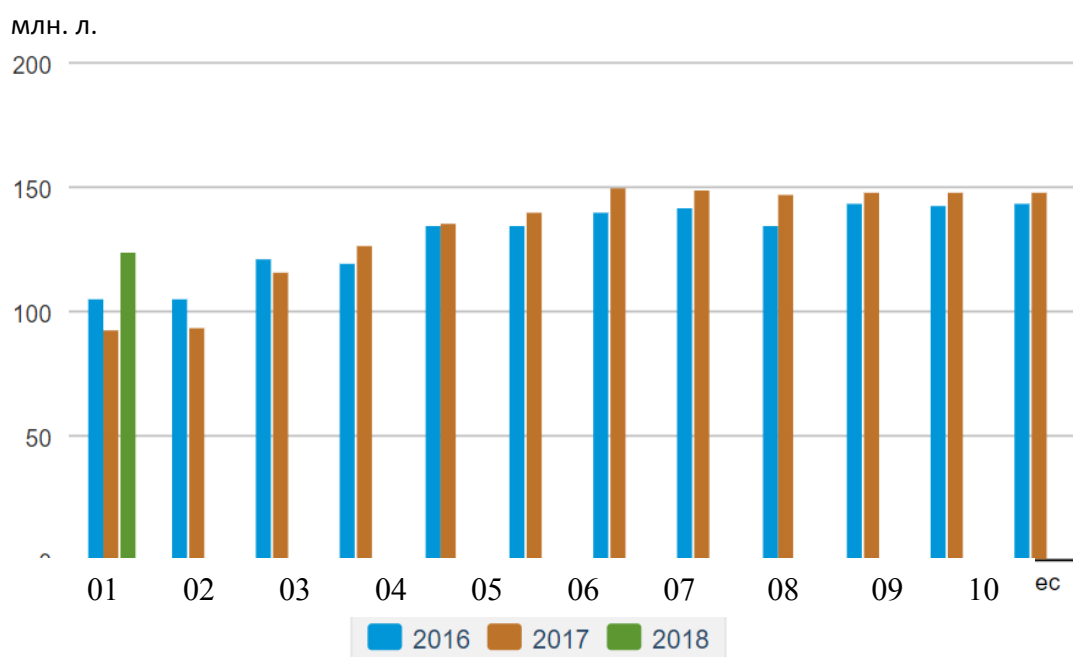


Рисунок 1.2 – Динаміка виробництва біодизельного палива

В США біодизель продається в більшості штатах де виробляється олія. Станом на 2005 рік біодизель є дещо дорожчий ніж нафтове дизпаливо, тому його виробляють у відносно невеликих кількостях (в порівнянні з продуктами з

нафти та етанолом). З 2003 року в США існують певні податкові пільги на використання біодизелю. Соевий біодизель є головним джерелом біодизелю в країні, хоча вони є неефективними рослинами для його виробництва. Аляска виробляє біодизель з риб'ячого жиру з місцевої рибообробної промисловості в співпраці з Університетом Фербенксу (Аляска).

В березні 2002 року в штаті Міннесота було прийнято законопроект про вміст в дизельному паливі принаймні 2% біодизелю. Вимога набула чинності 30 червня 2005 року. В березні 2006 року штат Вашингтон став другим штатом, в якому прийняли 2% добавку біодизелю, з початком дії 1 грудня 2008 року. На рисунку 1.3 наведена динаміка зміни сировини, яка використовується для виробництва біодизелю.

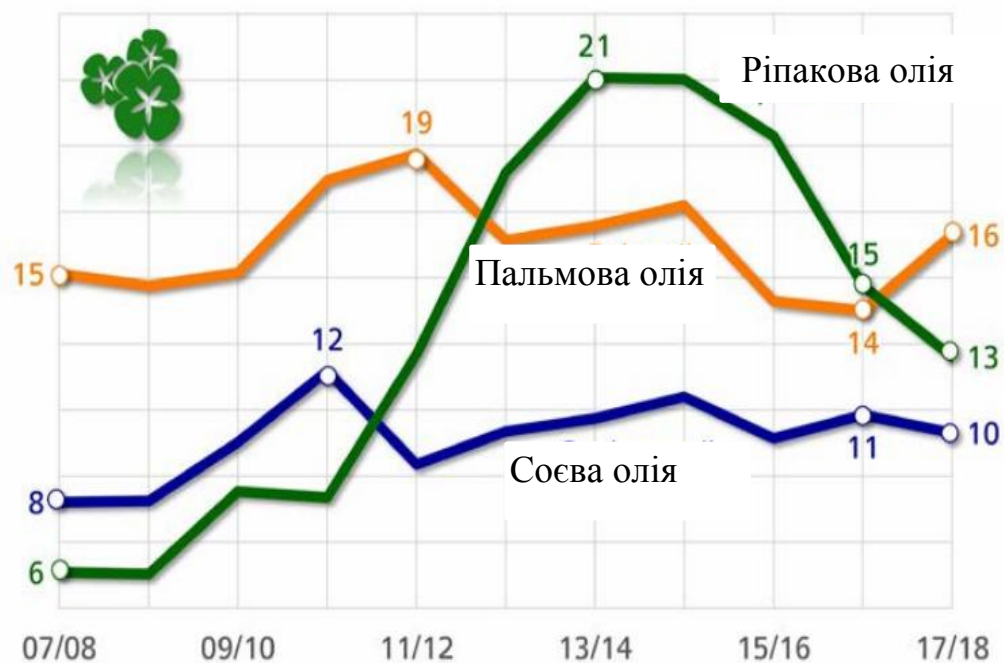


Рисунок 1.3 – Використання сировини для виробництва біодизелю в США з 2007 по 2018 роки

В ЄС розроблена узгоджена загальноєвропейська політика в області виробництва біопалива, достатньо чітко відлагоджена система регулювання в області біопалива. Так, наприклад, визначені квоти для виробництва біопалива: для Франції – 317,5 тис. тонн в рік, для Італії – 300,0 тис. тонн в рік. Для

Німеччини і Австрії обмеження не передбачені. Взагалі в кожній країні ЄС вироблені власні національні правові механізми стимулювання виробництва біопалива. На 2008 рік в ЄС було 240 заводів по виробництву біопалив загальною потужністю 18,2 млрд. літрів. На рисунку 1.4 географічно наведена концентрація основних виробництв біодизельного палива в світі. Нажаль виробництво біодизелю в Україна настільки незначне, що на карті на карті це навіть не зазначено, проте позитивні кроки для активнішого впровадження біодизельного палива також відбуваються – було затверджено наказом Держспоживстандарту від 20.01.2009 р. №27 стандарт щодо виробництва біодизелю – ДСТУ 6081:2009 “Паливо моторне. Ефіри метилові жирних кислот олій і жирів для дизельних двигунів. Технічні вимоги”.

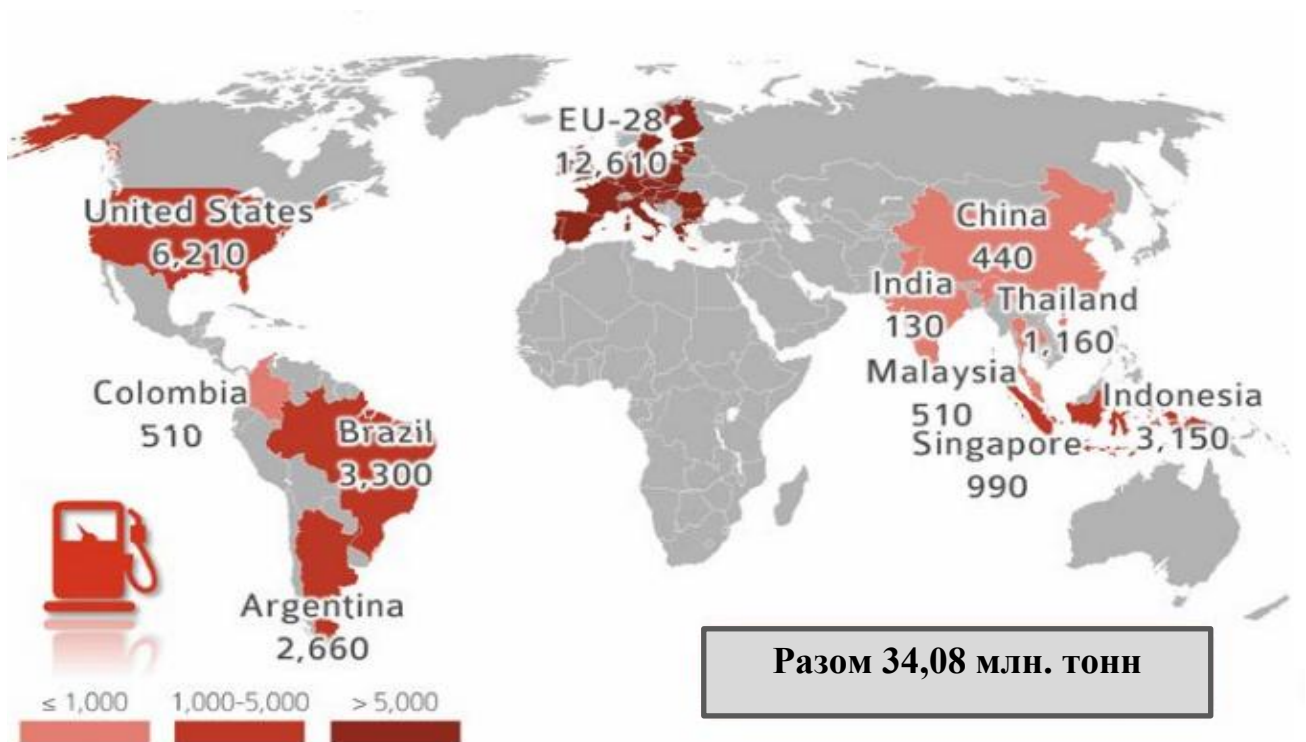


Рисунок 1.4 - Виробництво біодизельного палива в світі

Відпрацьовані паливо-мастильні матеріали.

Широкого застосування на великих підприємствах набули установки з переробки відпрацьованих масел на дизельне паливо. Недоліком такого палива є значні енергозатрати та значна шкода довкіллю.

Емульговане дизпаливо.

Паливо до якого додають до 20% води та близько 1% емульгатора. При гідродинамічній обробці і отримують емульговане дизпаливо. В якості поверхнево-активних речовин використовують синтетичні полімери та солі жирних кислот вищого порядку. Розробки даного палива проводяться в Китаї та Німеччині.

Біобутанол.

Виготовляється шляхом біоконверсії енергетичних культур. Кінцевим продуктом є бутиловий спирт (бутанол). Дає великий викид енергії при спалюванні, не має корозійного впливу на складові двигуна не потребує значних витрат на модернізацію.

Диметилфуран.

Біопаливо другого покоління. Виготовляється з неїстівних решток рослинної маси (стебла деревина) та швидкоростучих рослин. Є екологічно чистим.

Метилтетрагідрофуран.

Біопаливо яке використовується в якості заміни дизельного. Виготовляється з рослинної маси. Використовується як пальне чи в якості добавки.

Водень.

Практично всі відомі зараз види палива, за винятком, зрозуміло, водню, забруднюють навколишнє середовище (не враховуючи забруднення при виробленні водню). Водень - один з найбільш поширених елементів і на Землі. У земній корі з кожних 100 атомів 17 – атоми водню. Він становить приблизно 0,88% від маси земної кулі (включаючи атмосферу, літосферу і гідросферу). Водень входить до складу нафти (10,9 - 13,8%), деревини (6%), вугілля (буре вугілля – 5,5%), природного газу (25,13%).

У розпорядженні сучасних технологів є сотні технічних методів отримання водневого палива, вуглеводневих газів, рідких вуглеводнів, води. Вибір того чи іншого методу диктується економічними міркуваннями,

наявністю відповідних сировинних і енергетичних ресурсів. Наприклад, в країнах, де є дешева надлишкова електроенергія, що виробляється на гідроелектростанціях, можна отримувати водень електролізом води (Норвегія); де багато твердого палива, можна отримувати водень газифікацією твердого палива (Китай); де дешева нафта, можна отримувати водень із рідких вуглеводнів (Близький Схід). Однак найбільше водню отримують в даний час з вуглеводневих газів конверсією метану і його гомологів (США, Росія).

Понад 90% отриманого водню виходить з каталітичної конверсії метану, рідких вуглеводнів, газифікації твердого палива. Зараз робляться значні зусилля в науці промисловості, щоб використовувати невичерпну енергію сонячного випромінювання для розкладання води. Це і застосування фотолізних осередків для розкладання води, сонячних осередків для отримання електроенергії з подальшим її використанням при електролізі води. Головне завдання, яке тут вирішується, полягає в тому, щоб провести під безпосереднім впливом сонячної енергії ряд фотохімічних реакцій з цільовим призначенням розкладання води до водню кисню. Суть проблеми полягає в тому, щоб підібрати такі біологічні системи, які будуть використовувати сонячну енергію для розкладання води.

Але найкращим в технологічному плані є методи термохімічного розкладання води. Ці методи важливі тим, що для розкладання води вони можуть використовувати і тепло атомних реакторів, сонячне тепло, і тепло геотермальних вод, і будь-які інші види тепла, наприклад перепад температур верхніх і нижніх шарів тропічних морів. Розробляються комбіновані термохімічні процеси, які поряд з теплом використовують електричну енергію термоелектрохімічних процесів, сонячне випромінювання, фото і термохімічних процесів. Термохімічні процеси розкладання води привабливі ще й тим, що в результаті цілого ряду хімічних перетворень, що протікають у термохімічній циклі (системі), з циклу в навколишній простір нічого, крім водню і кисню, не виділяється. Всі хімічні процеси, що супроводжують розкладання води, знаходяться в закритому циркуляційному контурі.

Автомобілі на водневому паливі умовно можна розділити на два класи.

Перший – це машини зі звичайним двигуном внутрішнього згорання, який працює на водні або водневій суміші. Такі моделі можуть працювати на чистому водні або 5–10% водню додають до основного палива. В обох випадках ККД двигуна збільшується (у другому випадку приблизно на 20%) і вихлоп стає набагато чистішим (вміст чадного газу (CO) і вуглеводнів (C_nH_m) зменшується в півтора рази, оксидів нітрогену (N_nO_m) – до п'яти разів). Такі двигуни й автомобілі були сконструйовані й пройшли всі випробування у нас і за кордоном приблизно ще в 70–80-х роках.

Другий – це машина з електродвигуном, який працює від паливного елемента, що знаходиться в автомобілі. Теоретично ККД паливного елемента, що працює на суміші водень-повітря, може перевищувати 85%. Зараз вже вдалося одержати двигуни з ККД близько 75% – це більш ніж удвічі вище відповідного показника найкращих двигунів внутрішнього згорання. В умовах міста такі машини одержать п'яти-шестиразову перевагу над звичайними автомобілями.

Недоліки водневого транспорту.

Суміш водню з повітрям – вибухова речовина. Водень більш небезпечний, ніж бензин, тому що горить у суміші з повітрям в більше широкіх концентраціях. Але водень, що зберігається в баках при високому тиску, у випадку пробиття бака дуже швидко випаровується. Для транспорту розробляються спеціальні безпечні системи зберігання водню - баки з кількома стінками, зі спеціальних матеріалів і т. д.

Воднева силова установка (паливні елементи) значно складніше і дорожче в обслуговуванні, ніж звичайний ДВС. За даними Массачусетського технологічного інституту, експлуатація водневого автомобіля на даному етапі розвитку водневих технологій обходиться у сотню разів дорожче, ніж бензинового. Можливо в майбутньому вартість експлуатації зменшиться.

Для заправки воднем потрібно побудувати мережу заправних станцій. Для заправних станцій, що заправляють автомобілі рідким воднем вартість обладнання більше, ніж для бензинових заправних станцій. (Згідно з GM,

будівництво 12 тисяч водневих заправних станцій в 2005 році оцінювався в \$ 12 млрд., тобто \$ 1 млн. на одну заправну станцію, у той час як комплект обладнання для бензинових заправних станцій коштує від \$40 тис., в середньому \$100 – 200 тис.).

1.2 Оцінка впливу властивостей біодизельного палива на характеристики робочих процесів ДВЗ

Різниця фізико-хімічних властивостей БП порівняно з ДП є незначною, проте вона впливає на робочі процеси в циліндрі двигуна та вплив на його техніко-економічні, екологічні показники та надійність. На рисунку 1.5 наведені порівняльні фізико-хімічні характеристики дизельного та біодизельного палив.

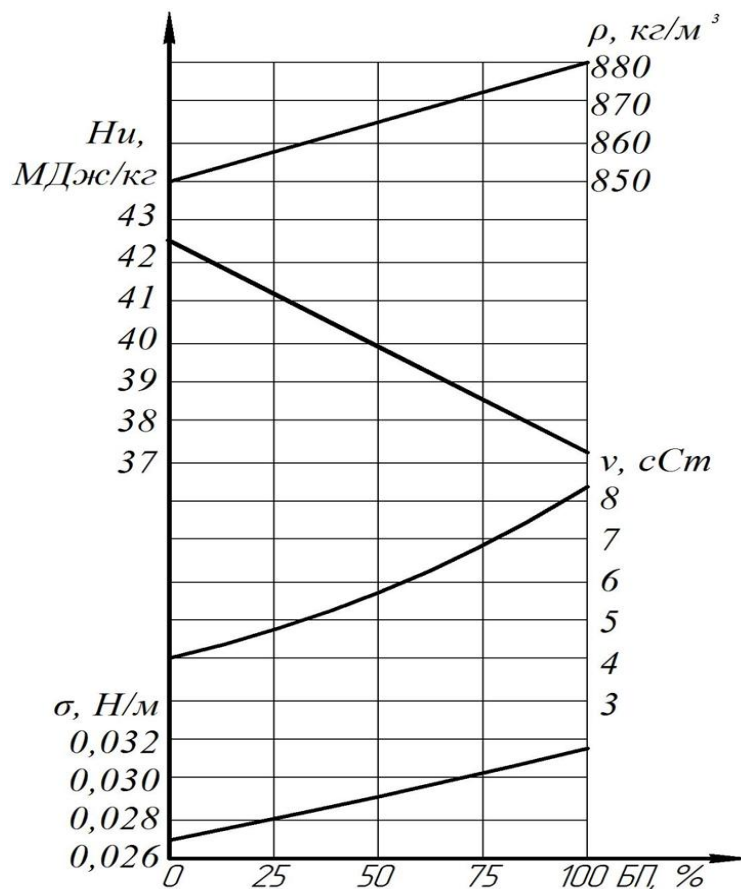


Рисунок 1.5 - порівняльні фізико-хімічні характеристики дизельного та біодизельного палив

Густина БП залежить від сировини та технології виготовлення і знаходиться в діапазоні $0,86 - 0,90 \text{ г/см}^3$. Залежно від типу сировини, густина БП, порівняно з ДП, більша приблизно на 7%. За умови впорскування однакового об'єму ДП та БП в циліндр дизеля подається більша маса БП відносно ДП, чим збільшується енергетична цінність паливо-повітряної суміші. Це дещо компенсує менше значення нижчої теплоти згорання БП порівняно з ДП.

В'язкість палива впливає на процес впорскування та горіння. Залежність в'язкості від температури наведена на рис. 1.6. Збільшення в'язкості призводить до збільшення тривалості впорскування палива, далекобійності паливного струменя та діаметра крапель палива, впорскнутого в циліндр двигуна, – а це, в свою чергу, впливає на процес сумішеутворення. При збільшенні діаметра крапель зростає тривалість їх випаровування та згорання. Збільшення далекобійності паливного струменя призводить до зміни характеру сумішеутворення, при цьому збільшується частка палива, що згоряє біля стінки камери згорання. Це призводить до утворення більшої зони зі збагаченою паливо-повітряною сумішшю, що може спричинити підвищення вмісту сажі в відпрацьованих газах дизеля.

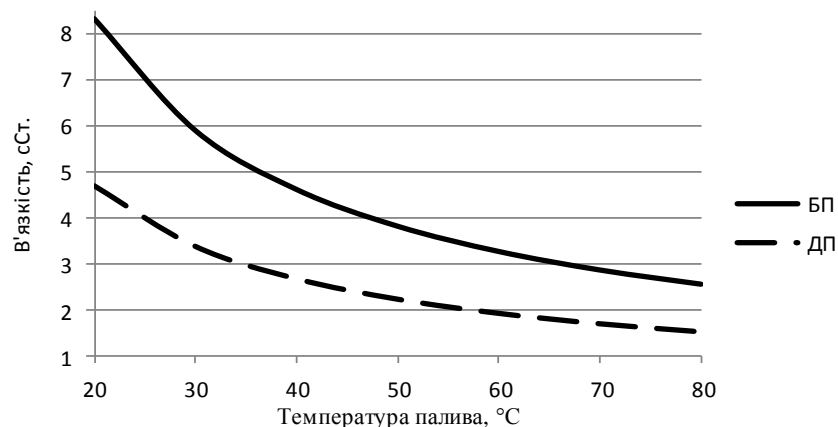


Рисунок 1.6 - В'язкість БП та ДП в залежності від його температури

Для вирішення проблеми зниження в'язкості суміші дизельного та біодизельного палива можливе її підігрівання. Проте за різного складу суміші

палив ця температура буде відрізнятись. Тому підігрівати суміш різного складу до сталої температури не доцільно, оскільки характеристики палива в процесі роботи дизеля будуть змінюватись. Забезпечити приблизну сталу в'язкість суміші можна шляхом підігрівання лише одного з її компонентів [9], а саме біодизельного палива. На рис. 1.7 наведено графік залежності в'язкості суміші палив від вмісту біодизельного палива в ній та температури, за умови що суміш палив була утворена палива різної температури. Температура дизельного палива до змішування складала 20 °С, а температура біодизельного палива наведена на графіку. Для розрахунку в'язкості двокомпонентного палива була використана модель запропонована Ф. Р. до Кармо на основі принципу відповідних станів [10]:

$$\nu = \frac{\left(\frac{p_{\text{сум}}}{p_1}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{A_{r,\text{сум}}}{A_{r,1}}\right)^{1/2}}{\left(\frac{T_{\text{сум}}}{T_1}\right)^{1/6}} \cdot \nu_1(T_1, p_1) \cdot \left(\frac{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{A_{r,1}}{A_{r,2}}\right)^{1/2}}{\left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{1/6}} \cdot \frac{\nu_2(T_2, p_2)}{\nu_1(T_1, p_1)} \right)^K \quad (1.1)$$

$$K = \frac{A_{r,\text{сум}} - A_{r,1}}{A_{r,2} - A_{r,1}}$$

де ν , ν_1 , ν_2 , $p_{\text{сум}}$, p_1 , p_2 , $T_{\text{сум}}$, T_1 , T_2 , $A_{r,\text{сум}}$, $A_{r,1}$, $A_{r,2}$, – в'язкість, тиск, температура та молекулярна маса суміші першого та другого палив відповідно.

Таблиця 1.1 Залежність в'язкості двокомпонентного палива від температури та відсоткового вмісту БП в ньому

| температура БД | 20 | 30 | 40 | 47,3 | 50 | 60 | 70 | 80 |
|--------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| концентрація БП, % | | | | | | | | |
| 0 | 4,00 | 4,00 | 4,00 | 4,00 | 4,00 | 4,00 | 4,00 | 4,00 |
| 10 | 4,32 | 4,17 | 4,07 | 4,01 | 3,99 | 3,93 | 3,88 | 3,84 |
| 20 | 4,66 | 4,35 | 4,14 | 4,02 | 3,98 | 3,86 | 3,76 | 3,68 |
| 30 | 5,02 | 4,53 | 4,21 | 4,03 | 3,97 | 3,79 | 3,64 | 3,52 |
| 40 | 5,40 | 4,71 | 4,27 | 4,03 | 3,96 | 3,72 | 3,53 | 3,37 |

Продовження табл. 1.1

| | | | | | | | | |
|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|
| 50 | 5,81 | 4,89 | 4,33 | 4,03 | 3,94 | 3,64 | 3,41 | 3,22 |
| 60 | 6,25 | 5,08 | 4,39 | 4,03 | 3,92 | 3,57 | 3,30 | 3,08 |
| 70 | 6,72 | 5,28 | 4,45 | 4,03 | 3,90 | 3,49 | 3,19 | 2,94 |
| 80 | 7,22 | 5,48 | 4,51 | 4,02 | 3,87 | 3,42 | 3,08 | 2,81 |
| 90 | 7,75 | 5,68 | 4,56 | 4,01 | 3,84 | 3,34 | 2,97 | 2,68 |
| 100 | 8,31 | 5,89 | 4,61 | 4,00 | 3,82 | 3,27 | 2,87 | 2,56 |

З рисунку 1.7 (таблиці 1.1) видно, що існує така температура БП при якій в'язкість суміші палива буде майже однакова при її відсоткових складах (рис. 1.8). В'язкість чистого БП та ДП при відповідних температурах однакові, проте при їх змішуванні, із-за різної хімічної будови (молекулярної маси) їх спільна в'язкість збільшується [11]. Збільшення складає менше одного відсотка, що не буде істотно впливати на робочі процеси та надійність двигуна.

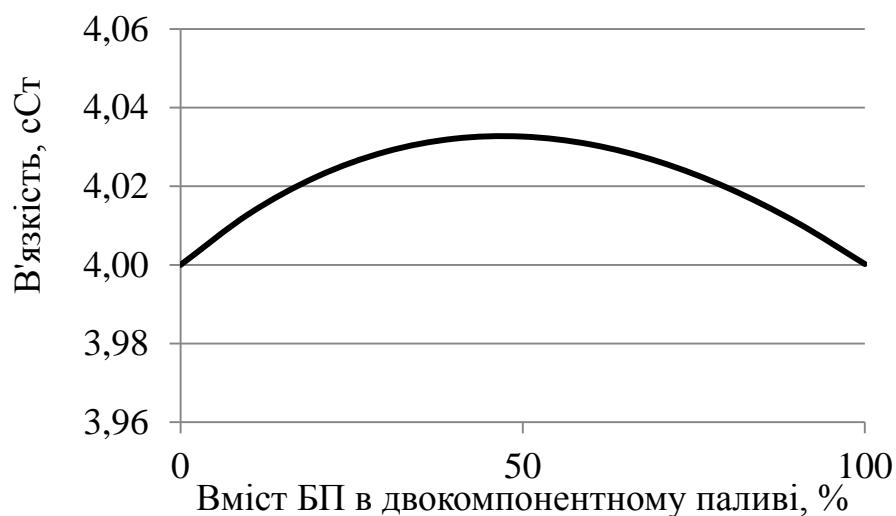


Рисунок 1.7 - В'язкість БП та ДП в залежності від його температури

Висока в'язкість БП спричиняє ускладнення роботи дизеля, особливо в холодну пору року. Для зменшення цього впливу, особливо при низьких температурах навколишнього середовища, БП потрібно підігрівати [12]. Кінематична в'язкість БП при температурі 20°C знаходиться в діапазоні 7,6 – 12,3 мм²/с (в залежності від сировини та технології виготовлення). Більша в'язкість БП у порівнянні з ДП зумовлює зменшення втрат палива в

плунжерних парах та збільшення навантаження на паливопідкачуючий насос і ПНВТ.

Однією з властивостей БП, яка впливає на процес сумішеутворення, є поверхневий натяг, який менший за поверхневий натяг ДП на 10 – 15 % (0,027 Н/м для БП та 0,0314 Н/м для ДП при $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$). Зниження поверхневого натягу на 10 – 20 % призводить до зменшення середнього діаметру крапель на 30 – 60 %. Незважаючи на менше значення поверхневого натягу БП, більше значення його в'язкості зумовлює збільшення діаметра крапель впорскнутого в циліндр дизеля.

Нижча теплота згоряння для БП дорівнює 37,2 МДж/кг і на 10 – 13 % менша за нижчу теплоту згоряння ДП, що, незважаючи на більшу густину БП, зумовлює зменшення його енергомісткості при подачі в циліндри двигуна порівняно з ДП. Це призводить до зниження потужності двигуна, яку можна компенсувати збільшенням циклової подачі палива. Кількість повітря необхідного для повного згоряння 1 кг БП на 12 % менше ніж необхідно для повного згоряння ДП. Необхідно відмітити, що більша кількість кисню в складі БП, забезпечує більш якісне його згоряння, що, в свою чергу, призводить до зменшення викидів вуглецю (сажі) і СО при одночасному збільшенні викидів CO_2 .

Важливою характеристикою використання БП є температура помутніння та застигання. Для забезпечення роботи дизеля необхідно, щоб температура застигання палива була на 8 – 12 $^\circ\text{C}$ нижчою температури навколишнього середовища. Оцінити низькотемпературні властивості палива в умовах, що максимально наближені до умов експлуатації, можливо за граничною температурою фільтрування, яка нижча температури помутніння, але вища температури застигання.

Цетанове число БП дорівнює 51 одиниці, що більше цетанового числа ДП на 13 %. Більше значення цетанового числа БП забезпечує зниження тривалості samozаймання палива, що зумовлює необхідність зменшення величини кута випередження впорскування. Крім того, більш високе значення цетанового

числа зумовлює кращі пускові властивості двигуна та зменшує жорсткість його роботи.

Сірка і сірчані сполуки, що знаходяться в складі палива, зумовлюють корозійний вплив на прецизійні пари паливного насоса та форсунок, деталі циліндро-поршневої групи, на випускні клапани, крім того, зменшують тривалість роботи каталітичних нейтралізаторів, які використовуються для покращення екологічних показників двигуна. Для виявлення присутності активних сірчистих з'єднань у паливі проводяться випробування на мідній пластинці. Вміст сірки в БП (в залежності від сировини та технології виготовлення) значно менший ніж в ДП [13]. Зменшення кількості сірки в паливі спричиняє часткове погіршення змащувальних властивостей БП, які компенсуються за рахунок наявності в паливі інших речовин, наприклад, жирних кислот.

Результати експериментальних досліджень [14] показують, що загальні змащувальні властивості БП кращі, ніж у ДП, що зумовлює збільшення ресурсу двигуна і ПНВТ на 60 %. Навіть добавка 1 % БП до ДП забезпечує покращення на 30 % якості змащування пар тертя [15].

При виготовленні БП стандартами обмежується вміст вільного гліцерину, моно-, ди- і тригліцеридів. Вміст цих речовин спричиняє корозію кольорових металів, утворення осаду на деталях, коксування отворів сопел форсунок і поверхні камери згоряння, засмічення паливних фільтрів. Тому БП, як паливо для двигунів, доцільно використовувати в суміші з ДП.

1.3 Аналіз існуючих конструкцій систем живлення дизельних двигунів для використання альтернативних палив

Значна кількість робіт присвячена дослідженню впливу на техніко-економічні та екологічні показники дизелів використання паливних сумішей ДП та БП сталого відсоткового складу. В зв'язку з відмінностями фізико-хімічних властивостей ДП і БП спостерігається, так зване, «розшарування»

паливної суміші. Тому в роботі [15] для забезпечення однорідності була запропонована ультразвукова обробка суміші палив (80 % ДП та 20 % БП). З результатів дослідження видно, що використання даної паливної суміші з ультразвуковою обробкою та без неї впливає на техніко-економічні та екологічні показники двигуна: ефективна потужність зменшується на 4% та 9%, питома витрата палива збільшується на 5 % та 14 %, димність відпрацьованих газів знижується на 18% та 8 % відповідно. Процес зношування пар тертя при застосуванні паливної суміші ДП та БП з ультразвуковою обробкою призводить до зменшення інтенсивності зношування на 16% у порівнянні з використанням суміші без обробки.

Для отримання однорідної паливної суміші ДП та РО використовуються пристрої для її змішування та підігріву. Дослідження техніко-економічних та екологічних показників дизеля проводились із використанням паливної суміші 70 % ДП та 30 % РО [16]. Було встановлено, що потужність двигуна зі штатною системою живлення знижується, економічність погіршується, екологічні показники покращуються. Використання пристрою для змішування та підігріву паливної суміші, з метою компенсації відмінностей фізико-хімічних властивостей компонентів паливної суміші, дозволяє збільшити потужність двигуна на 0,4 %, знизити витрату палива на 4,7 %, а димність відпрацьованих газів зменшити з 84 % до 67 % у порівнянні з використанням суміші ДП та РО без перемішування та підігріву.

Зміна техніко-економічних та екологічних показників двигуна безпосередньо впливає на показники автомобіля. Тому доцільно розглядати комплексний вплив БП на дизель та автомобіль в цілому. В роботі [17] розглядалось покращення економічних та екологічних показників дизеля DONG FENG та автобуса «Богдан» моделі А-091, що працює на сумішевих паливах. Для цього досліджувався вплив на техніко-економічні та екологічні показники автобуса «Богдан» моделі А-091 при переведенні його на роботу на паливній суміші сталого відсоткового складу (20 % БП, 80 % ДП). За результатами проведеного дослідження встановлено значення кута

випередження впорскування палива ($\theta_{впр} = 8^\circ$ п.к.в.) та ступеня стиснення ($\epsilon = 18$), при яких забезпечуються найкращі економічні та екологічні показники дизеля автобуса. Застосування визначених значень дозволяє зменшити витрату паливної суміші на 3,26 – 3,47 % у порівнянні з базовим автобусом. Сумарні викиди шкідливих речовин при цьому, в середньому, знижуються на 6,12 % на режимі максимального крутного моменту ($n_0 = 1700$ об/хв) та на 3,36 % на режимі максимальної потужності ($n_0 = 2800$ об/хв). Паливна економічність при усталеному русі автобуса «Богдан» з дизелем DONG FENG, при живленні паливом В20 покращилась на 2,8%.

Проведено розрахункові дослідження впливу БП на зміну паливно-економічних та екологічних показників вантажного автомобіля з дизелем 4С11,0/2,5 (Д-241). В результаті було отримано, що при зменшенні кута випередження впорскування палива на 2...3 град п.к.в. та зниженні номінальної циклової подачі палива на 3...3,6 % зниження витрати палива в тепловому еквіваленті складає 3% та зниження шкідливих викидів відпрацьованих газів дизеля – 10%

Зменшення шкідливих викидів дуже актуально для дорожніх транспортних засобів, які здійснюють перевезення пасажирів в містах. Використання БП міськими автобусами, дозволить не тільки поліпшити екологічні показники автобусів, а й розширити їх паливну базу та зменшити споживання традиційних нафтових палив. В результаті дослідження [17] було встановлено підвищення масової витрати БП міським автобусом складає 11,45%, порівняно з ДП, при практично незмінній витраті палива в тепловому еквіваленті. Сумарні масові шкідливі викиди відпрацьованих газів, приведені до викидів оксиду вуглецю CO , при роботі автобуса на БП знизилися на 2,63%.

Встановлено, що залежно від режиму роботи міських автобусів зниження питомої сумарної токсичності відпрацьованих газів буде різним. Так при роботі в звичайному режимі сумарна токсичність зменшується на 3 %, при роботі в режимі «експрес» – 7 %.

Більшість досліджень використання БП у двигунах проводились із сумішшю палив зі сталим відсотковим вмістом ДП та БП. Проте, при постійному відсотковому складу суміші палив не забезпечується ефективно протікання робочих процесів дизеля на всіх режимах його роботи [17]. Використання суміші палив з малим вмістом БП має незначний вплив на протікання робочих процесів, але й економічний та екологічний ефекти незначні. Зі збільшенням вмісту БП в суміші проявляється його негативний вплив на протікання робочих процесів, особливо при роботі дизеля на режимі максимального навантаження. Тому, на нашу думку, в двигунах внутрішнього згоряння доцільно використовувати суміш ДП та БП змінного відсоткового складу в залежності від режимів його роботи.

Для покращення екологічних показників дизеля науковцями було розроблено методику визначення базової характеристики регулювання оптимального співвідношення компонентів суміші ДП та БП, залежно від режиму роботи дизеля [18]. Використання розробленої методики забезпечує зниження викидів усіх нормованих токсичних компонентів відпрацьованих газів. Так, при роботі двигуна на суміші палив з регулюванням оптимального співвідношення компонентів, викиди оксидів азоту NO_x зменшуються на 9 %, оксиду вуглецю CO – на 13,5 %, вуглеводнів C_mH_n – на 36 %, порівняно з роботою двигуна на ДП. Для реалізації розробленої методики авторами була запропонована схема пристрою для змішування ДП і БП в різних пропорціях в залежності від режимів роботи дизеля (рис. 1.9). Регулювання складу суміші палива відбувається пропорційно тиску ДП в паливопроводах високого тиску. Швидкодія такого пристрою складає близько двох суміжних циклів паливopодачі. Недоліком даного методу є те, що відсотковий склад суміші палив залежить від частоти обертання колінчастого валу і не враховує ступінь навантаження двигуна.

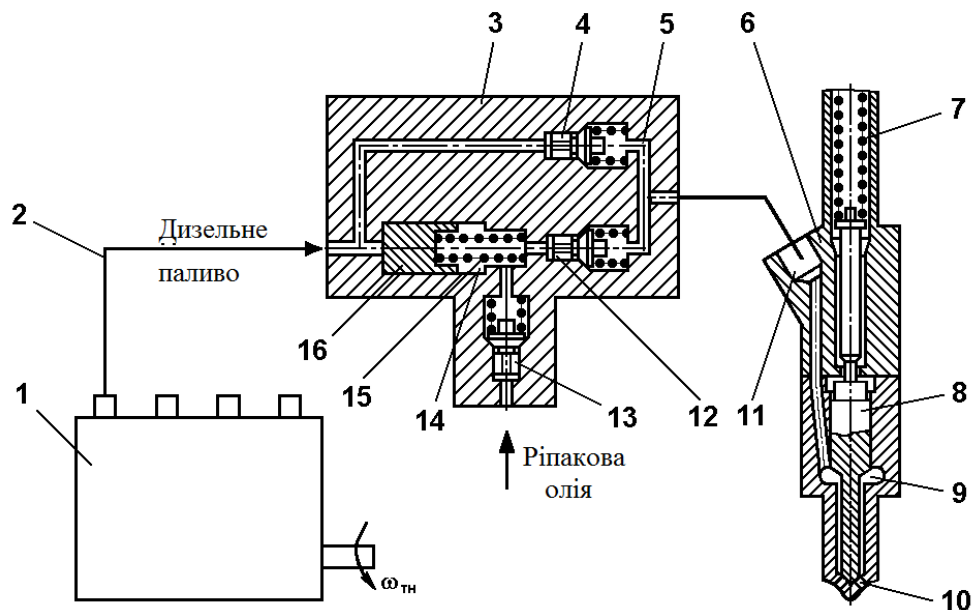


Рисунок 1.8 – Схема системи подачі сумішевого біопалива в КС дизеля:
 1 - ПНВТ; 2 - паливо провід; 3 - змішувач; 4 - нагнітальний клапан;
 5 - змішувальна порожнину; 6 - форсунка; 7 - пружина; 8 - голка;
 9 - надгольчата порожнину; 10 - соплові канали розпилювача; 11 - штуцер форсунки; 12 - нагнітальний клапан; 13 - наповнення з клапан; 14 - порожнина плунжера; 15 - пружина; 16 - плунжер змішувача

Для зменшення негативного впливу відмінностей фізико-хімічних властивостей ДП та БП при використанні їх в дизелі запропонована подача палив по двох паливопроводах в форсунки двигуна [18]. Це дає можливість регулювати відсотковий склад суміші палив у широких межах. Проводились дослідження впливу подачі ДП та етилового спирту в циліндри через одну форсунку на показники протікання робочих процесів двигуна. Використання розробленої системи (рис. 1.10) дозволяє змінювати відсотковий склад суміші палив в залежності від режимів роботи двигуна. При проведенні стендових досліджень, як альтернативного палива, використовувався етиловий спирт та стандартне ДП. Встановлено, що при частоті обертання колінчастого валу 1200 об/хв викиди сажі зменшились в 1,6 рази, оксидів азоту NO_x – на 11 %, вуглеводнів C_mH_n – на 14,3 %, при цьому потужність двигуна і рівень викидів оксиду вуглецю CO не змінились. Реалізація запропонованої системи

передбачає встановлення додаткової системи живлення альтернативним паливом, яка забезпечує подачу альтернативного палива під високим тиском, що ускладнює конструкцію силової установки, збільшує її вартість та знижує надійність.

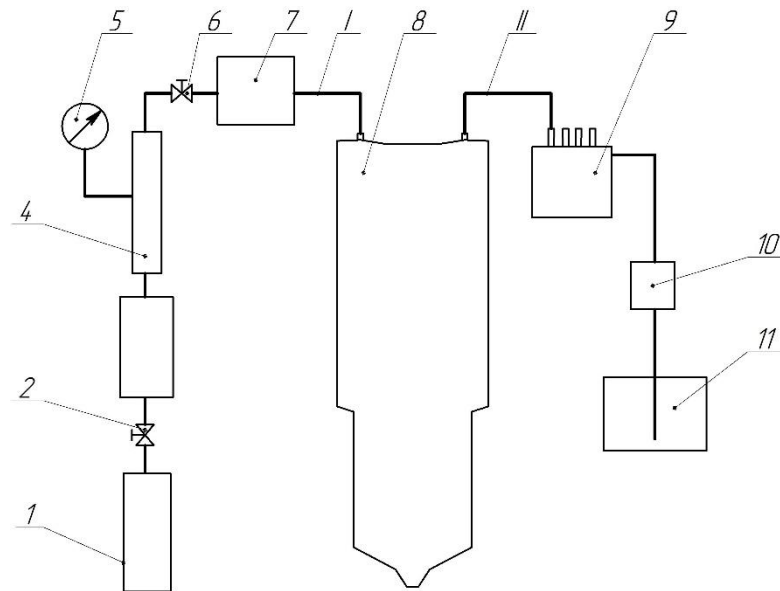


Рисунок 1.9 – Схема системи спільної подачі двох палив в камеру згорання дизеля через одну форсунку: 1 – балон з газом; 2 – редуктор; 3 – балон з альтернативним паливом; 4 – акумулятор; 5 – манометр; 6 – кран; 7 – зворотній клапан; 8 – двопаливна форсунка; 9 – ПНВТ; 10 – підкачувальний насос; I, II – паливопроводи.

Для реалізації подачі двох палив через одну форсунку були удосконалені два варіанта форсунок [19], які забезпечують подачу двох незалежних потоків палива через одну форсунку (рис.1.10). Наявність двох ПНВТ з незалежним регулюванням кількості та моменту впорскування палива та особливості форсунок дозволяють забезпечувати спільну або незалежну подачу кожного з палив. Палива, що впорскуються в циліндр представляють собою емульсію, незалежно від відсоткового складу суміші палив.

Використання суміші палив з вмістом БП до 60 %, на думку фахівців [20], практично не знижує потужність дизеля Д-245.12 і не потребує додаткового регулювання його системи живлення. За результатами експериментальних

досліджень встановлено, що при роботі двигуна по зовнішній швидкісній характеристиці димність відпрацьованих газів знижується в 2,5 – 3 рази, питомий масовий викид оксиду вуглецю CO – на 30%. Проте, на окремих режимах роботи дизеля зростають викиди оксидів азоту NO_x і вуглеводнів C_mH_n . При збільшенні вмісту БП в суміші палив та при роботі дизеля на режимі холостого ходу викиди нормованих токсичних компонентів у відпрацьованих газах знижуються. Необхідно відмітити, що використання суміші палив для збереження показників потужності двигуна зумовлює збільшення циклової подачі палива, що призводить до погіршення економічних показників дизеля.

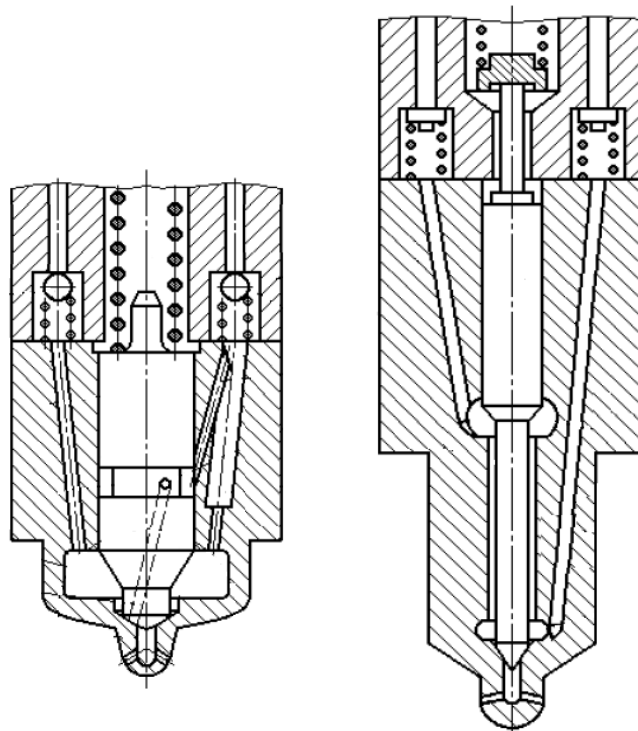


Рисунок 1.10 – Схеми форсунок подачі двох палив

Велика увага фахівців приділяється дослідженню впливу використання суміші палив на екологічні показники двигуна [21,22] при його роботі на режимах часткових навантажень. При роботі дизеля 3Ч8,8/8,2 на частоті обертання колінчастого валу $n_d = 1600$ об/хв, використання суміші палив з вмістом БП 50 % призводить до збільшення викидів оксиду вуглецю CO [23].

Викиди оксидів азоту NO_x та димність відпрацьованих газів зменшуються на всьому діапазоні режимів роботи двигуна.

Також проведемо огляд відомих систем живлення дизельних двигунів з метою визначення конструктивних особливостей та режимів роботи для подальшого удосконалення.

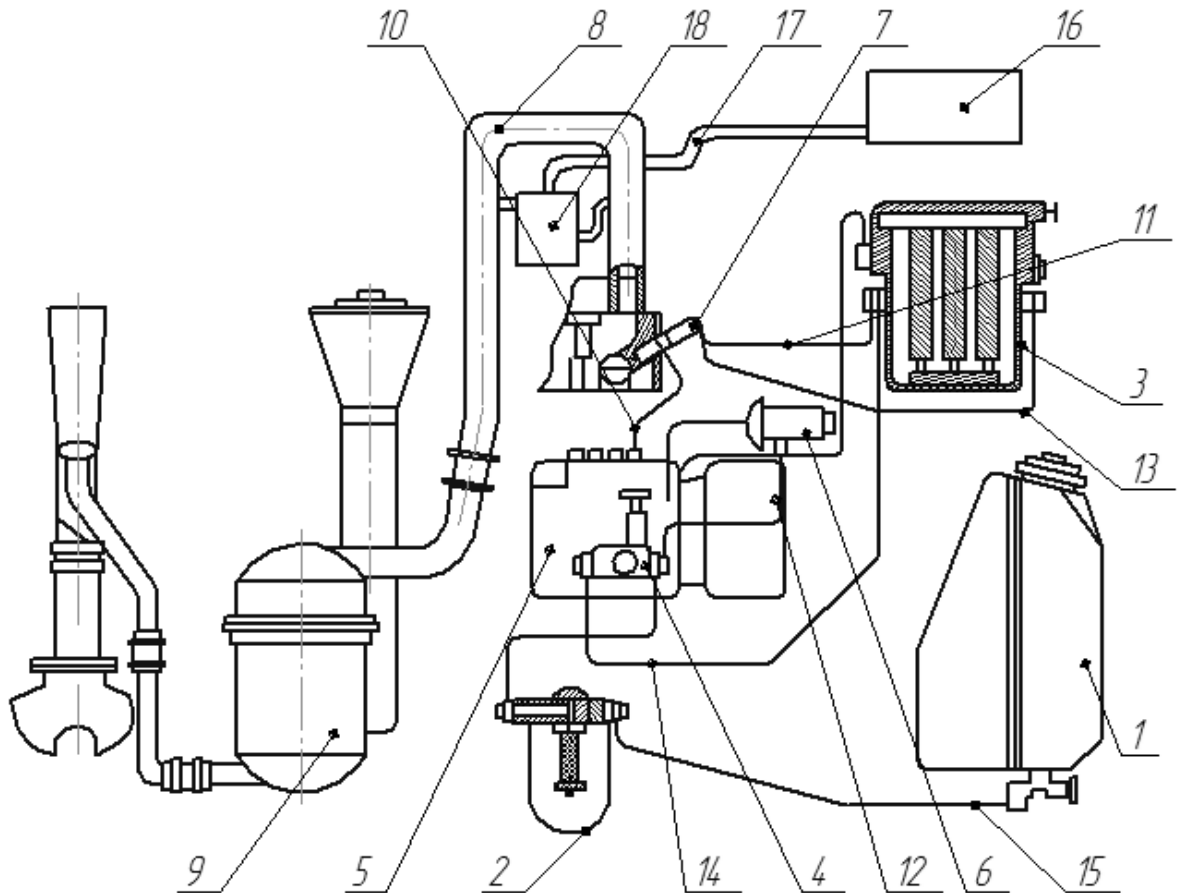


Рисунок 1.11 - Система живлення дизельного двигуна біопаливом

Для подачі в циліндри двигуна дизельного пального використовується традиційна система живлення, до складу якої входять паливний бак 1, фільтри грубого 2 та тонкого 3 очищення пального, паливопідкачуючий насос 4, паливний насос високого тиску 5, перепускний клапан 6, форсунки 7, повітропровід 8, повітроочисник 9, паливопроводи високого тиску 10, трубка зливання палива із форсунок 7 та паливопроводи низького тиску, 12, 13, 14, 15. Для подачі біопалива в циліндри двигуна встановлений додатковий бак 16 для біопалива, який патрубком 17 з'єднаний з карбюратором 18, встановленим біля

повітропроводу 8. Карбюратор 18 містить поплавкову камеру 19, в якій розміщений поплавок 20 з запірною голкою 21, кінець якої входить в гніздо 22, з котрим з'єднаний патрубок 17, це дає можливість підтримувати заданий рівень біопалива 23 в камері 19. В повітропроводі встановлений конфузур 24, в якому розміщений розпилювач 25, котрий патрубком 26 через жиклер 27 сполучений з поплавковою камерою 19. До того ж, для підтримання в камері 19 такого ж тиску 10 як в повітропроводі 8, вона через патрубок 28 з'єднана з повітропроводом 8 [24].

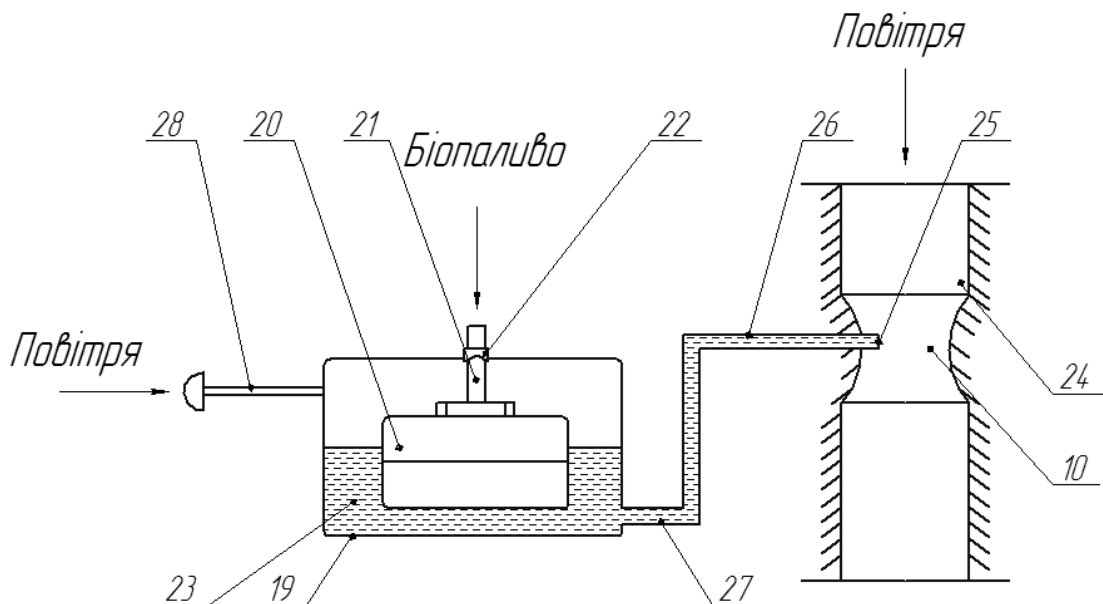


Рисунок 1.12 – Схема пристрою для живлення біопаливом

Під час роботи двигуна в повітропроводі 8 рухається повітряний потік, швидкість якого в конфузурі зростає, а тиск падає. Тому по патрубку 26, який з'єднаний з поплавковою камерою 19, підтримується такий же тиск як на вході повітропроводу 8, в конфузур надходить біопаливо 23, яке розбризкується розпилювачем 25. Таким чином, в результаті цього з біопалива і повітря 15 готується суміш, яка по повітропроводу 8 надходить у циліндри двигуна. В циліндрі суміш повітря і біопалива стискується, в результаті чого вона нагрівається і біопаливо випаровується і, у цей час, в суміш з пари біопалива і з

повітря форсункою 7 впорскується дизельне паливо, яке самозагоряється, в результаті чого все біопаливо згоряє [24].

Головними недоліками цього способу є: відсутність можливості регулювати склад суміші палив залежно від режимів роботи двигуна; паливо, яке потрапило в повітропровід буде осідати та стікати по стінках, оскільки на відміну від бензину (таке паливо використовується в карбюраторних системах живлення) біодизельне паливо не буде повністю випаровуватись; низька якість змішування як біопалива з дизельним паливом, так і їх з повітрям, що надходить в циліндри двигуна буде спричинити неповне згорання утвореної робочої суміші.

Двопаливна система живлення дизельного двигуна.

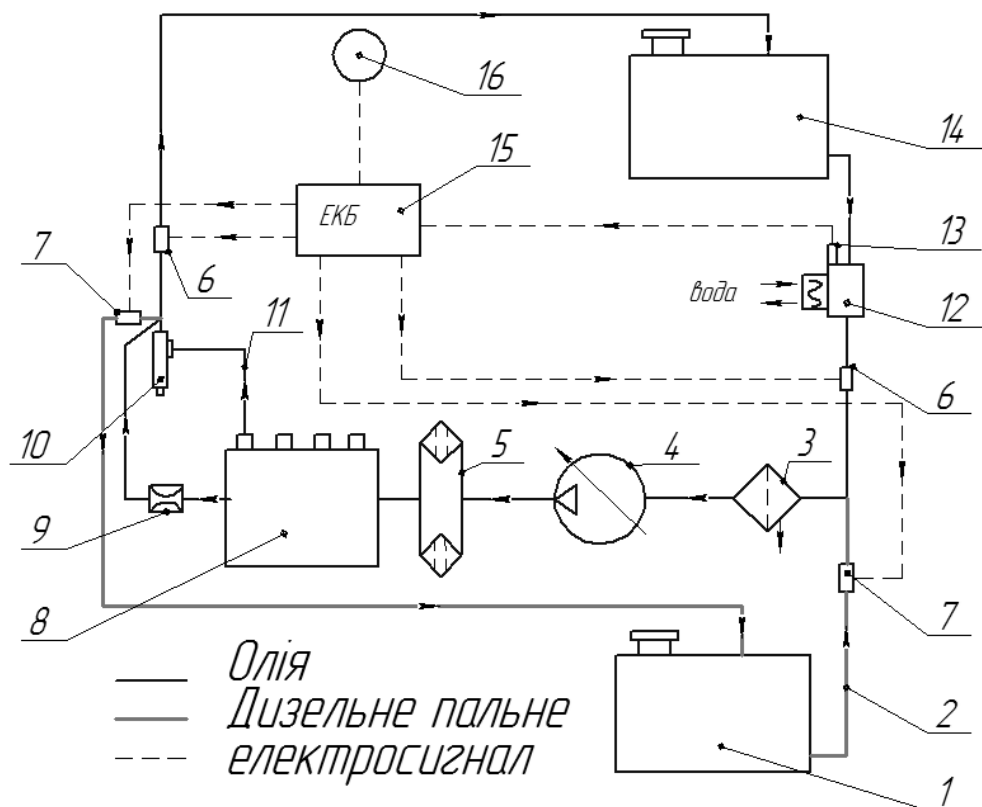


Рисунок 1.13 – Схема двопаливної системи живлення дизельного двигуна

До системи живлення дизеля, що складається з паливного бака 1, фільтрів грубої 3 та тонкої 5 очистки палива, паливопідкачуючого насоса (ППН) 4 та паливного насоса високого тиску (ПНВТ) 8, дроселя 9, форсунок 10 та

трубопроводів 2, підключають паралельно лінію живлення двигуна рослинною олією, до складу якої входить бак 14 та теплообмінник підігріву олії 12 з датчиком температури олії 13. ПНВТ, ППН, форсунки та фільтри є спільними для обох ліній живлення. Для забезпечення керування системою встановлюють електронний блок керування (ЕБК) 15 та електромагнітні клапани подачі та зливу олії та дизельного палива 6 і 7 відповідно (рис. 1.13) [25].

Працює система таким чином. Двигун запускається і працює після запуску на дизельному паливі. Після прогріву двигуна та нагріву олії в теплообміннику 12 за рахунок теплоти рідини, яка поступає від системи охолодження двигуна, розігрітого у процесі роботи до потрібної температури [25]. Сигнал від датчика 13 передається до ЕБК 15, який в свою чергу відкриває електромагнітні клапани 6 подачі та зливу олії та закриває клапани 7 подачі та зливу дизельного палива. Рослинна олія прокачується ППН 4 з бака 14 крізь теплообмінник 12, відкритий клапан 6 і фільтр грубої очистки 3, де паливо проходить попереднє очищення, далі до фільтра тонкої очистки 5 і ПНВТ 8. В свою чергу ПНВТ по трубопроводам високого тиску 11 подає паливо до форсунок 10, а невикористана частина палива зливається по зливному паливо-проводу назад в бак 14 крізь відкритий електромагнітний клапан 6 [26].

Особливістю експлуатації системи в холодну пору року є те, що водій перед довготривалою зупинкою переключає систему паливоподачі на дизельне паливо і промиває трубопроводи, канали ПНВТ та форсунки дизельним паливом для попередження застигання в них олії. Для цього водій з допомогою ручного перимикача 16, що знаходиться в кабіні, переключає ЕБК 15 на режим подачі дизельного палива, електромагнітні клапани подачі олії 6 при цьому закриваються, а клапани 7 подачі дизельного палива відкриваються, паливо до форсунок буде подаватись ПНВТ з лінії живлення дизельним паливом. Після промивки каналів системи паливоподачі двигун може бути заглушеним [27].

Суттєвими недоліками такого способу переобладнання є те, що по-перше, встановлення значної кількості додаткового обладнання ускладнює конструкцію системи живлення дизеля, а також те, що система подачі олії не

буде працювати при мінусових температурах, оскільки при довготривалій стоянці застигне олія в паливо-проводах, паливних фільтрах та каналах паливного насоса високого тиску і форсунки.

Таким чином, використання суміші палив ДП та БП з постійним відсотковим складом забезпечує покращення екологічних показників дизелів, проте погіршує їх техніко-економічні показники. При цьому, будь-яка модернізація системи живлення дизеля унеможлиблює однаково ефективну роботу двигуна на ДП та на суміші палив, тобто, двопаливність дизеля ускладнена. Досліджень по регулюванню складу суміші палив під час роботи дизеля, за умови збереження його технічних показників, не знайдено. Тому запропоновано використовувати динамічне регулювання відсоткового складу суміші ДП та БП, залежно від режимів роботи двигуна.

Висновки до розділу

Машинно-тракторний парк потребує капітальної модернізації в тому числі оновлення техніки, впровадження нових технологій, прийняття відповідних нормативно-правових актів.

Використання нових видів палива можливе лише частково або з переобладнанням деяких визлів на двигуні та системі живлення.

Біодизель у великій кількості або чистому вигляді суттєво погіршує техніко-економічні показники двигуна.

Тому для використання чи впровадження удосконалень паливної системи потрібно спочатку визначити вплив біопалива та його сумішей на техніко-економічні показники ДВЗ від його використання, тому необхідно спочатку провести аналіз на основі якого можна рекомендувати застосування того чи іншого альтернативного виду палива.

РОЗДІЛ 2

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ДВЗ ПРИ ВИКОРИСТАННІ БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА

2.1 Моделі процесів впорскування і розпилювання палива в дизелях

Одним з найбільш ефективних методів дослідження процесів паливоподачі і сумішоутворення в дизелях є моделювання цих процесів з використанням різноманітних математичних моделей. При цьому слід враховувати, що вдосконалення процесу сумішоутворення в дизелях з напівроздільними і нероздільними КЗ виконується, в основному, за рахунок підвищення тиску впорскування палива і збільшення числа розпилюючих отворів форсунки. Рівень інтенсивності паливоподачі вибирається з урахуванням можливості забезпечення поєднання геометричних характеристик струменів розпилюючого палива з формою КЗ, найбільш повного охоплення КЗ струменями палива, рівномірності розподілу палива за обсягом КЗ. Важливими показниками процесів впорскування і розпилювання, що впливають на якість сумішоутворення, є довжина L і ширина B струменів розпилюючого палива, кут конуса розкриття струменя β , дрібність розпилювання. Оптимізація цих параметрів повинна проводитись для широкого діапазону швидкісних і навантажувальних режимів автотракторних дизелів. Визначення зазначених показників експериментальними методами трудомістке і не завжди можливо за великого числа факторів, що впливають на сумішоутворення, і необхідності знаходження компроміси при виборі цих показників [28]. При вдосконаленні сумішоутворення необхідно визначати динаміку розвитку струменів розпилюваного палива, для чого запропоновані різні розрахункові методи. Широко відомі роботи вчених - І.В. Астахова, Д.Н. Вирубова, У.А. Кутового, М.Н. Кухарева, О.Н. Лебедева, А.С. Лишевського, Р.В. Русинова, Ю.Б. Свиридова, В.І. Трусова. Одна з перших робіт - публікація Ф.Засса в 1929 році,

в якій далькобійність (довжину) струменя L запропоновано визначати за логарифмічною залежністю від часу t :

$$L = (l/k) \cdot In \cdot (1 + k \cdot Co \cdot t), \quad (2.1)$$

де Co = початкова швидкість витікання палива з розпилюючого отвору; $k = 3 \cdot \rho_g \cdot c_x / (4 \cdot \rho_m \cdot d_p)$ - коефіцієнт; ρ_m - щільності повітря та палива; c_x - безрозмірний коефіцієнт аеродинамічного опору; d_p - діаметр отвору. Основна частина робіт присвячена моделям, в яких далькобійність струменя визначається у вигляді статичного полінома:

$$L = A \cdot B^x \cdot C^y \cdot D^z, \quad (2.2)$$

де B, C, D - критеріальні величини; A, x, y, z - коефіцієнти. Розрахунок далькобійності по цих залежностям зазвичай проводиться для середніх значень параметрів за час паливотподачі. Перевага цих моделей - простота розрахункових досліджень і візуальність впливу факторів на далькобійність струменя, але ступінь впливу однакових факторів за різними моделями може відрізнятись в 2 і більше разів.

Серед перших вітчизняних моделей розвитку струменя можна відзначити модель І.В.Астахова, побудовану на прикладі третьої динамічної рівноваги сил, що діють під фронтом струменя. Основна залежність має наступний вигляд:

$$-m_T \cdot dC_\phi / dt = 2 \cdot \rho_B \cdot S \cdot c_x \cdot C_\phi^{1,5}, \quad (2.3)$$

де m_T - маса палива; C_ϕ - швидкість фронту струменя; S - його площа. Ця модель, а також моделі, запропоновані в роботах, розроблені з урахуванням нестационарності подачі палива форсункою. Розроблено 2-х і 3-х мірні моделі розвитку струменів, засновані на методі кінцевих елементів. Але вони відрізняються громіздкістю математичних співвідношень і вимагають великих

ресурсів комп'ютера. Тому широко використовуються методики, побудовані на аналізі експериментальних даних. Їх можна умовно розбити на дві групи:

- розрахунок просування фронту струменя за середніми параметрам за процес паливоподачі; - розрахунок дальnobійності за просування окремих порцій, що мають свої характеристики залежно від закону подачі палива.

Характерний приклад методик першої групи - модель А.С. Лишевского, отримана при обробці експериментальних даних. Серед робіт другої групи - методики В.І. Трусова, І.М. Рябікіна і Ю.Б. Свиридва, С.А. Романова. Вони також базуються на великому експериментальному матеріалі з паливної апаратури дизелів. Для оцінки застосовності цих моделей виконані розрахунки за методиками А.С. Лишевского і В.І. Трусова, І.М. Рябікіна. Далекобійність паливного струменя за критеріальною залежністю А.С.Лишевского має вигляд:

$$L = A \cdot d_p \cdot We^a \cdot Lp^b \cdot E^m / \rho^n, \quad (2.4)$$

де We , Lp , E – критерії Вебера, Лапласа і Ейлера відповідно. Коефіцієнти A , a , b , m , n рівняння (2.4) вибираються в залежності від відносної щільності повітря ρ , обумовленою у вигляді

$$\rho = \rho_B / \rho_T, \quad (2.5)$$

Далекобійність паливного струменя за порцією аеродинамічної моделі В.І. Трусова, І.М. Рябікіна (МАДІ), визначається максимальною далекобійністю порції, яка має вигляд:

$$L_i = 1n \cdot [(HC_{oi}(t - t_i) + 1)] / H, \quad (2.6)$$

де C_{oi} - початкова швидкість витікання i -ої порції [м/с]; t - час початку впорскування [с]; t_i - час вильоту i -ої порції [с]; $H = c_x \cdot \rho / (2 \cdot \xi \cdot d_p^2)$ -

розрахунковий комплекс; $c_x = 0,4$ – безрозмірний коефіцієнт лобового опору i -ої порції крапельно-повітряної суміші;

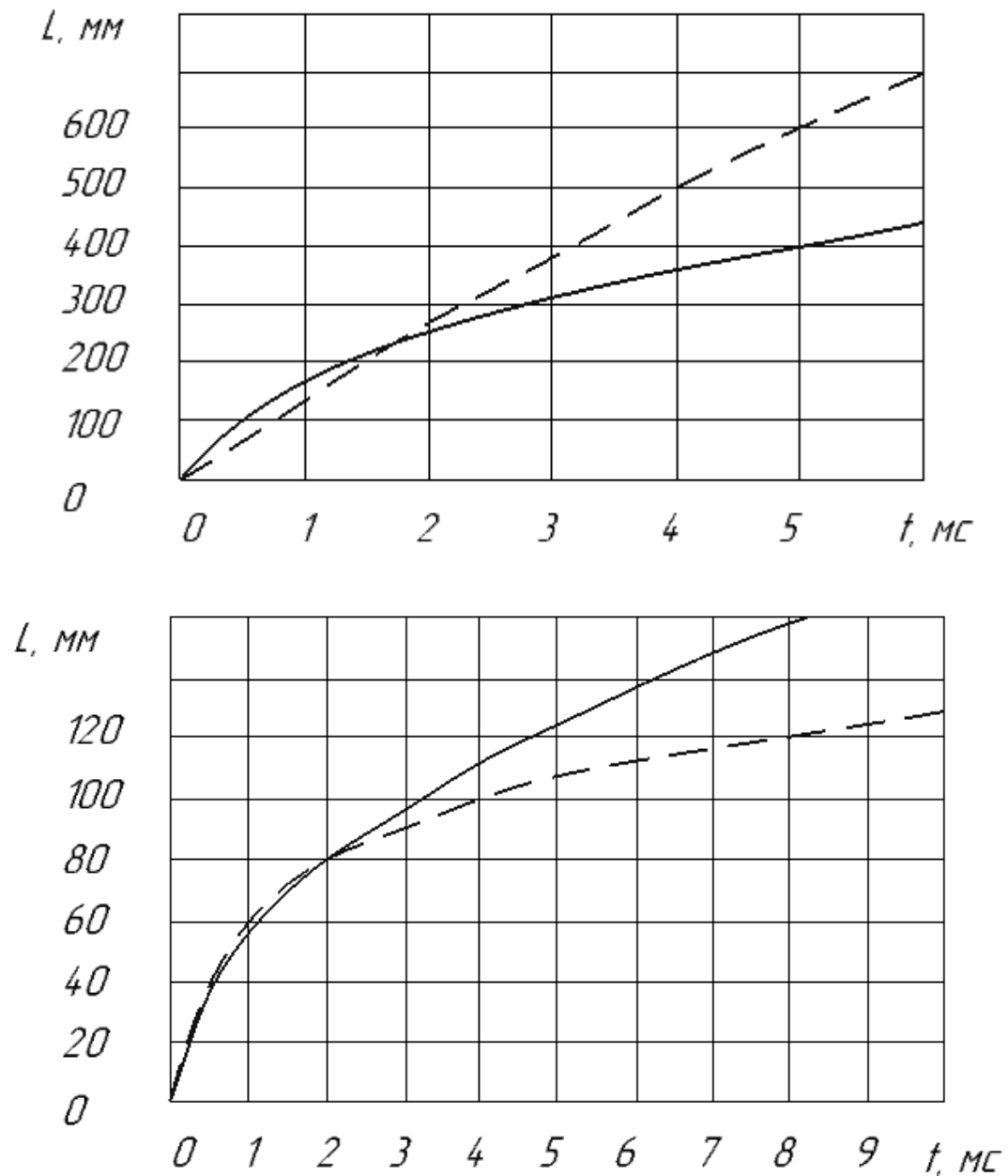


Рисунок 2.1 - Розрахункові значення довжини струменя L : суцільна лінія – методом Лишевского А.С.; переривчаста - методика МАДІ [28] , a - $p_{впр} = 26$ МПа , $p_{пр} = 0,1$ МПа, $d = 0,54$ мм, b - $p_{впр} = 26$ МПа, $p_{пр} = 1,1$ МПа, $d = 0,23$ мм.

$\xi = l_i / f_i = 1,95$ [мм⁻¹]- коефіцієнт, що визначається дослідним шляхом і враховує довжину l_i і площу f_i поперечного перерізу i -ої порції; $c_x / (2\xi) = c_{хпр} = 1,025 \cdot 10^{-4}$ - наведений коефіцієнт аеродинамічного опору [м]. За виразом (2.6) проведено розрахунок подачі палива з щільністю $\rho_m = 848$ кг/м³, в'язкістю $\nu_t = 5$

мм²/с і поверхневим натягом $\sigma_T = 28$ мН/м під тиском $P_{ВП} = 26$ МПа в середовище з протитиском $P_{цр} = 0,1$ і $1,1$ МПа через розпилювач з отворами діаметром $d = 0,23$ і $0,54$ мм. Отримані результати показують помітну розбіжність даних з розвитку струменя, особливо при уприскуванні в повітря при нормальному тиску в період часу $t > 2-3$ с (рис. 2.5). Можливими причинами розбіжності результатів розрахунку за методикою МАДІ можуть бути:

- мінливість коефіцієнтів c_x і ξ , які приймалися постійними;
- рух порцій палива на всій ділянці розвитку струменя приймалося незалежним один від одного, що не дозволяє враховувати ефект енергетичного підживлення фронту струменя;
- підбір коефіцієнтів здійснювався за законом подачі, зазвичай має куполоподібний вигляд (а не прямокутний).

Критеріальна модель у вигляді статичного полінома не може задовольняти сучасним вимогам, так як отримана для випадку постійних витрат палива і вимагає узагальнення закону подачі, що обмежує її застосування особливо для ступінчастих і багаторазових законів подачу. Тому виникає необхідність створення моделі розвитку струменя, що враховує дійсний закон подачі палива та адекватно відображає вплив дотримуючись основних факторів: часом процесу t ; щільності повітря $\rho_в$; діаметра розпилюваного отвори d_p ; тиску впорскування $p_{впр}$. Така методика розрахунку створена на основі закону збереження імпульсу.

Методика розрахунку процесів впорскування і розпилювання палива в дизелях

При розробці методики використовується наступний підхід до даної задачі. Струмінь, створюваний форсункою, є нестационарний, гетерогенний і складається з неоднакових за розміром крапель дрібно розпиленого палива і його парів, що рухаються в повітряному середовищі і взаємодіють між собою та повітрям. У результаті взаємодії відбувається і взаємна дифузія і енергетичний обмін. Паливо, що виходить з розпилювача у вигляді крапель і парів, віддає свою енергію повітряному середовищі і гальмується, а повітря створює

додаткове обурення у вигляді направленого руху зі струменем і вихрових рухів навколо неї. Початкова енергія палива, що впливає з розпилюючого отвору, з часом розсіюється в навколишньому середовищі, що володіє в'язкістю, і частково переходить у теплову енергію, що витрачається на нагрівання повітря, даного палива і на випаровування крапель. Тому швидкість струменя в міру її розвитку знижується. Пошук рішення задачі у вигляді руху окремих крапель з урахуванням їх взаємодії з навколишнім повітрям, парами палива, а також між собою являє складне завдання, важко розв'язуване через складність початкових умов і неможливості обрахунку великого числа крапель різного розміру. Для спрощення завдання прийняті наступні припущення:

1. Структура паливного струменя розглядається у вигляді двох зон фронту і тіла струменя, що відрізняються між собою характером взаємодії як всередині струменя, так і з навколишнім повітрям;

2. Розглядається не окрема крапля, а група крапель і парів палива, утворених в результаті розпилювання порції палива. Остання являє собою малу частину палива, що подається через розпилюючі отвори за одне впорскування;

3. Порція поданого палива рухається в струмені за своїм законом, взаємодіючи з навколишнім середовищем і не взаємодіючи з раніше поданими порціями;

4. При досягненні порцією палива фронту струменя відбувається обмін енергіями між ними на основі закону зберігання імпульсу;

5. Фронт струменя взаємодіє з повітрям, у результаті чого відбувається обмін енергіями на основі закону зберігання імпульсу;

6. Розглядається обмін кількістю руху тільки в прямолінійній напрямку руху струменя палива; обґрунтованість зроблених припущень можна пояснити такими моментами. Структура струменя, аналіз швидкісної кінозйомки процесу розвитку струменя при уприскуванні палива, коли струмінь подається у вигляді окремих порцій, показує, що при досягненні фронту відбувається різке зменшення швидкості порції до швидкості руху фронту струменя.

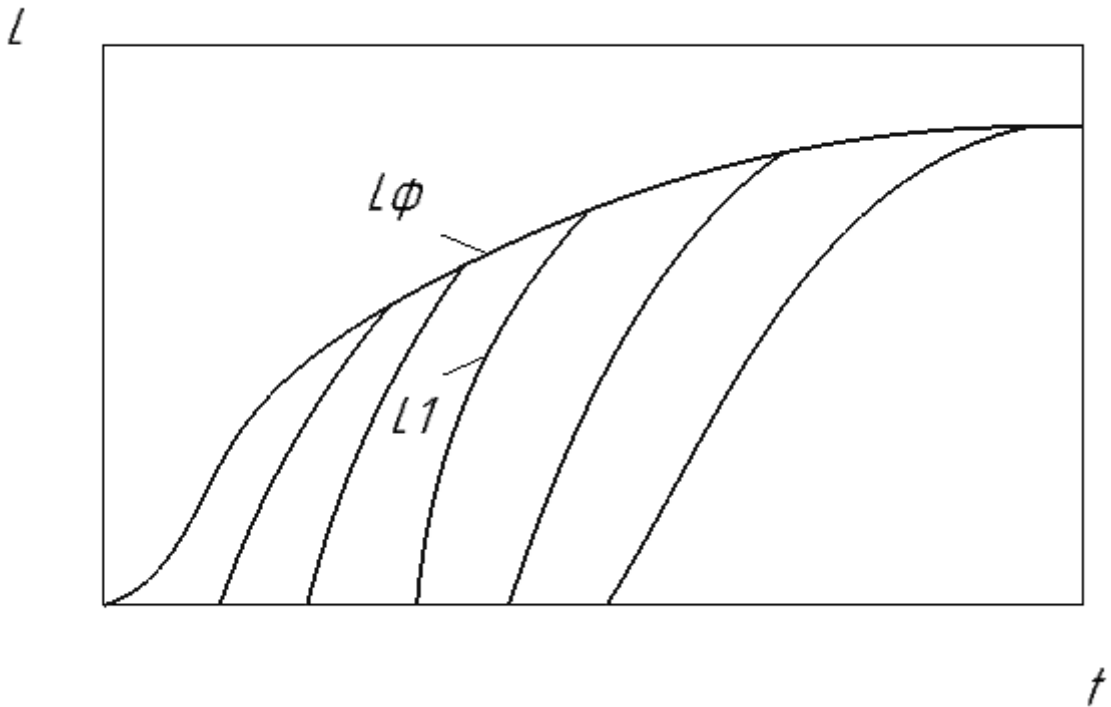


Рисунок 2.2 - Характеристика довжини L струменя

Аналогічні результати отримані в роботі М.Н. Кухарева та І.І. Гершманом при розповсюдженні струменя. Це відображено на рис. 2.2, де показані закони переміщення окремих порцій (характеристики L), рухомих всередині струменя зі швидкістю вище швидкості фронту (характеристика L). Таким чином, у фронті струменя відбувається основний енергообмін між окремими порціями та фронтом, паливо накопичується у фронті струменя. Її дослідження голографічним методом і методами лазерних технологій показують, що структура струменя неоднорідна: в її головній частині відбувається скупчення палива і його кількість у фронті істотно більшає, ніж на будь-якому другому секторі. Структура струменя представляє гетерогенну суміш з рідкого палива і газу. Порція палива розглядається як група крапель, які мають однакові характеристики і підкоряються однаковим законам. При цьому сили, що діють на порцію, прикладені до центру мас групи крапель, що утворюють порцію. Такий підхід дозволяє істотно зменшити кількість рівнянь, що описують рух струменя. Незалежність руху порції палива від інших порцій. Це допущення також спрощує рішення задачі. Характер взаємодії порцій в струмені доки

експериментально не визначений, модель такої взаємодії відсутня. Ця взаємодія може бути побічно враховано через коефіцієнт взаємодії порції з повітрям. Втрати енергії порції пропорційні швидкості її руху. Експериментальне дослідження силового струменя палива показують зниження сумарного імпульсу струменя по мірі віддалення від розпилюючого отвору. Це явище можна пояснити: рухомі в струмені порції взаємодіють з навколишнім середовищем і в результаті, виникають сил аеро- і гідродинамічного тертя в граничних шарах відбувається передача енергії повітря. Крім того, турбулентність всередині порції також сприяють дисипації її енергії. Із збільшенням швидкості руху втрати енергії струменя зростає. Для спрощення одержуваних залежностей приймемо частку втраченої енергії, пропорційної швидкості руху струменя. Дане припущення прийнятно, тому що основний час рух струменів відбувається при числах Рейнольда $Re < 2500$, при яких опір руху струменя в потоці повітря пов'язане зі швидкістю лінійною залежністю. Використання закону збереження імпульсу для порцій палива і фронту струменя. Це положення впливає з моделі, коли порція палива, наздоганяюча фронт, гальмується до швидкості його руху, передаючи імпульс фронту, розганяє його.

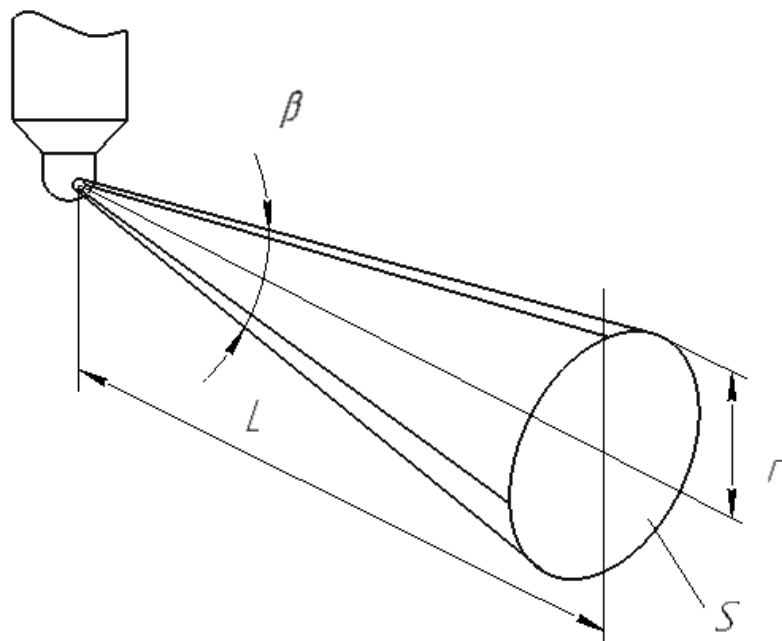


Рисунок 2.3 - Геометричні характеристики струменя палива

Подальший рух фронту відбувається з новою швидкістю і об'єднаною масою. Обмін енергією між фронтом струменя і навколишнім середовищем. Фронт при своєму просуванні стикається з повітрям, гальмується в ньому за рахунок аеродинамічного опору передає частину кількості руху повітря, розганяючи його. Кількість повітря, що бере участь у взаємодії з фронтом, залежить від його ефективної площі поверхні. Величина цієї площі S може бути оцінена по довжині L і куті конуса β струменя (рис) у вигляді $S = \pi \cdot r \cdot z^2$, де $r = L \cdot \operatorname{tg}(\beta/2)$. Кут розкриття конуса струменя визначає кількість повітря, втягнутого в процес взаємодії з фронтом. Величина кута розкриття струменя залежить від багатьох факторів: щільності середовища, в яку впорскується паливо, фізичних властивостей палива, геометричних параметрів розпилювача, характеристик паливоподачі та ін. Геометричні характеристики струменя зазвичай визначаються шляхом її кіно і фото реєстрації з подальшою обробкою видимих кордонів між струменем і навколишнім середовищем. При цьому видимий кут β розкриття струменя (кут конуса струменя) залежить від тиску впорскування $P_{вц}$ і протитиску $p_{цр}$. Але при впорскуванні палива основна його маса зосереджується в центральній частині струменя, а на її кордоні концентрація палива складає соті відсотка. Така кількість палива не робить істотного впливу на динаміку струменя. Аналіз експериментальних даних робіт показує, що розподіл палива в поперечному перерізі струменя добре описується нормальним законом розподілу Гауса, згідно з яким щільність розподілу визначається виразом:

$$\varphi(x) = (1 / \sqrt{2\pi} \sigma^2) \exp[-0,5 (x - \varepsilon)^2 / \sigma^2], \quad (2.7)$$

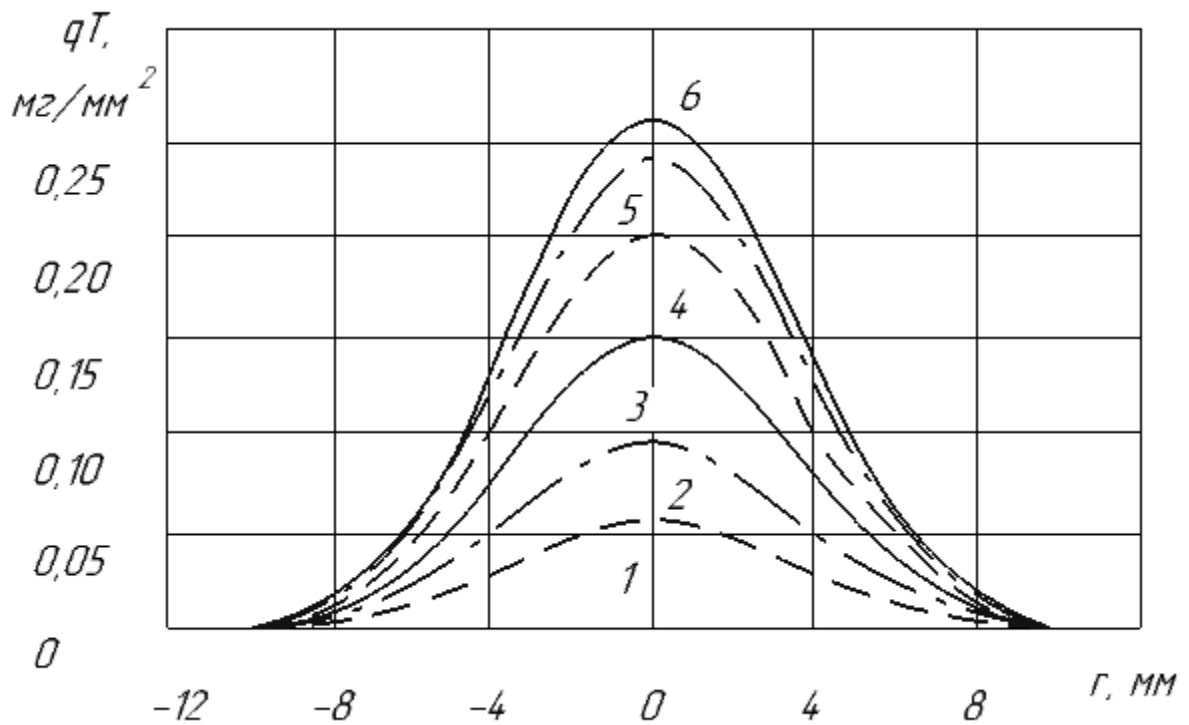


Рисунок 2.4 - Зміна дисперсності розпилення q_T по радіусу струменя r на відстані $L = 50$ мм від розпилюючого отвору діаметром $d = 0,25$ мм при тиску впорскування $p_{впр} = 1,85$ МПа і циклової подачі $g_u = 18$ мг в різні моменти часу τ від початку подачі: 1- $\tau = 1,026$; 2-1,282; 3-1,538; 4-1,795; 5-2,05; 6-2,30.

Розподіл палива в поперечному перерізі струменя оцінюють по щільності зрошення q_T , тобто за кількістю палива, що припадає на одиницю зрошуваної поверхні. За змінну x зазвичай вибирають відстань від осі струменя до досліджуваної ділянки r , яка в постановці завдання описує радіус з однаковою щільністю зрошення.

Математичне очікування для цього випадку перебуває на осі струменя і $\epsilon = 0$. Дисперсія σ^2 визначає характер розсіювання палива по поперечному перерізі струменя або при розгляданні перетину на певній відстані x -площі зрошення палива.

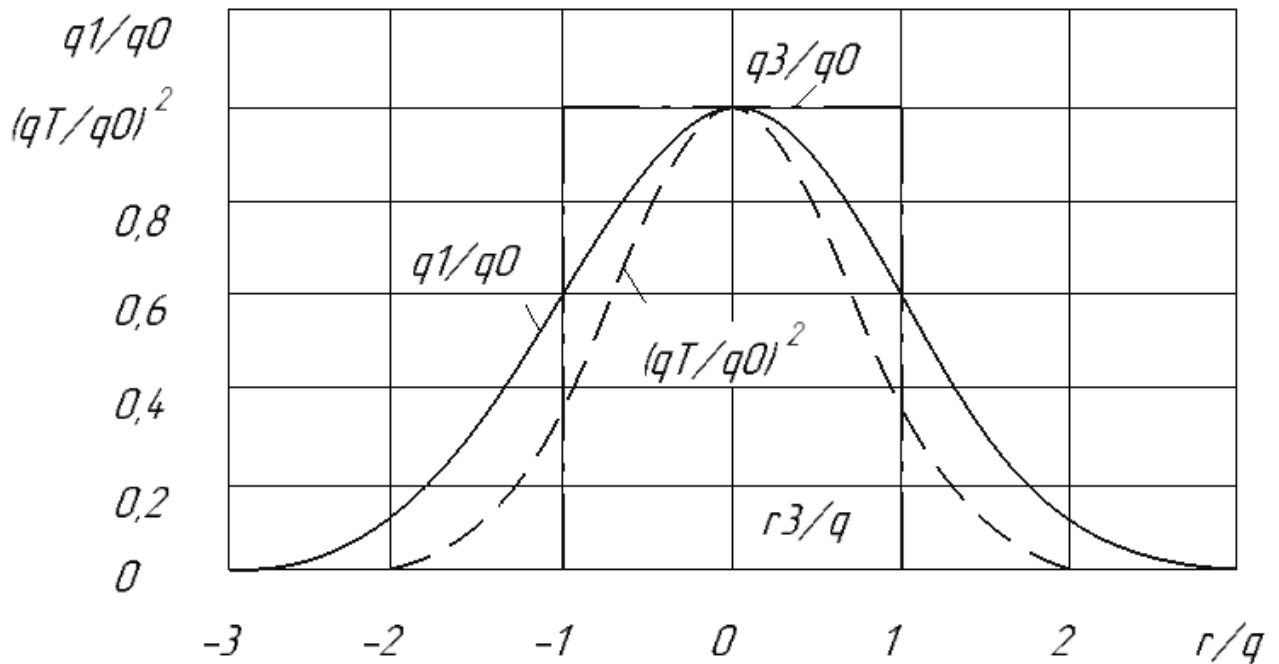


Рисунок 2.5 - Характер зміни щільності зрошення q_m , квадрата щільності зрошення q_T^2 та еквівалентної щільності q_e віднесених до осової щільності q_0 .

Таким чином, при щільності зрошення на осі струменя q_0 отримуємо відносну щільність зрошення:

$$q_T/q_0 = \exp(-0,5 \cdot z^2/\sigma^2). \quad (2.8)$$

При розгляді струменя з постійним кутом розкриття β , площа зрошення на певній відстані залежить від β . Таким чином, вважаємо, що кут β і дисперсія σ^2 - взаємопов'язані параметри. На рис. 2.5 показаний закон зміни щільності зрошення, отриманий при вловлюванні палива на відстані 50 мм в різні моменти часу. Для розгляду взаємодії струменя і повітря доцільно розглянути не всі перетини, зрошувані паливом, а тільки частину: яка має основну частку кількості руху. Визначення ефективної площі взаємодії фронту струменя з навколишнім повітрям можна зробити, виходячи з умови рівності імпульсу сили від струменя з нормальним законом розподілу палива і струменя з постійною по перетину щільності зрошення (рис. 2.5). При русі потоку палива зі швидкістю C_m і щільність p_{mm} за проміжок часу dt через елементарний

майданчик dS пройде маса палива $dm = \rho_{mn} dS C_m dt$. Щільність зрошення q_T елементарного майданчика дорівнюватиме $q_T = dm / dS = \rho_{Tn} \cdot c_m \cdot dt$. Таким чином, при постійній щільності потоку палива щільність зрошення за час, dt можна надати у вигляді

$$q_m = A_q \cdot C_T, \quad (2.9)$$

де A_q - постійний коефіцієнт. Силі дії потоку з масовою витратою $G_T = \rho_T dS C_m$ на елементарний майданчик dS може бути виражене залежністю:

$$dF = G_m \cdot C_m, \quad (2.10)$$

Беручи щільність потоку палива постійної, сила що впливає на елементарну площадку dS може бути представлено у вигляді :

$$dF = \rho_{mn} \cdot dS \cdot C_m^2 = A_F \cdot C_T^2, \quad (2.11)$$

де A_F - постійний коефіцієнт. Після перетворення виразу (2.11) через щільність зрошення з q_m , замість швидкості C_m , отримаємо:

$$d = (A_F / A_q^2) \cdot q_T^2 = f(q_m^2), \quad (2.12)$$

Таким чином, силовий вплив струменя (ефект взаємодії струменя з повітрям) пропорційно квадрату щільності зрошення q_m^2 . Для визначення ефективного перерізу взаємодії струменя з щільністю зрошення $q_{екв} = q_o$ необхідно зрівняти їх реакції за діючими перерізами. За ефективно приймається такий перетин, який при струмені з постійною щільністю зрошення має такий же імпульс, що і струмінь з нормальним законом розподілу q_m . Для знаходження радіусу ефективного перерізу порівняємо ці струмені між собою. При цьому досить порівняти між собою інтегральні по перетинах

характеристики q_m^2 . Для струменя з нормальним законом розподілу зміна квадрата відносної щільності зрошення описується залежністю:

$$(q_T / q_0)^2 = \exp(-r^2 / \sigma^2), \quad (2.13)$$

Сумарне по перетину значення Q_B (інтегральна характеристика відносної щільності зрошення) у циліндричних координатах виразиться у вигляді подвійного інтеграла за кутом ψ і радіусу r :

$$Q_n = \int_0^{2\pi} \int_0^\infty e^{(-r^2 / \sigma^2)} r \cdot dr \cdot d\psi \quad (2.14)$$

Таблиця 2.1 Результати розрахункових досліджень щодо ефективного кута розкриття струменя

| Величина | (2.14) | | (2.3) | | (2.21) | (2.18) | |
|-----------------|--------|-------|-------|-------|--------|--------|-------|
| L, мм | 150 | 250 | 203 | 304 | 50 | 35 | 50 |
| r, мм | 11,7 | 21,6 | 9,7 | 20,5 | 2,7 | 1,2 | 1,4 |
| tg($\beta/2$) | 0,078 | 0,086 | 0,048 | 0,067 | 0,054 | 0,034 | 0,028 |
| B, град | 8,9 | 9,8 | 7,7 | 6,2 | 6,2 | 3,9 | 3,2 |
| $d_{p,mm}$ | 0,38 | 0,38 | 0,635 | 0,25 | 0,25 | 0,32 | 0,32 |
| $P_{пр,МПа}$ | 1,8 | 1,8 | 1,4 | 1,85 | 1,85 | 1,2 | 1,2 |

Вводячи нову змінну $x = (r / \sigma)^2$, після перетворення отримаємо:

$$Q_n = 0,5 \int_0^{2\pi} \int_0^\infty e^{(-x)} dx d\psi \quad (2.15)$$

Після інтегрування у встановлених межах маємо:

$$Q_B = \pi \cdot \sigma^2 \quad (2.16)$$

Сумарне значення Q_{np} з ефективного перетину радіусом r_e з постійною щільністю зрошення буде:

$$Q_{BA} = \pi \cdot r_e^2 (q_e / q_0)^2 = \pi \cdot r_e^2, \quad (2.17)$$

Так як $Q_B = Q_{B3}$, то еквівалентний радіус дорівнює середньому квадратичному відхиленню: $r = \sqrt{\sigma^2}$, тобто ефективна площа перерізу обмежена радіусом, рівним середньому квадратичному відхиленню крапель струменя від її осі. Відносна щільність зрошення на відстані еквівалентної радіуса $r_a = \sigma$ буде дорівнювати:

$$q_m / q_0 = \exp(-0,5 \cdot r_e^2 / \sigma^2) = \exp(-0,5) = 0,6065... = 0,607. \quad (2.18)$$

Характеристика щільності зрошення (рис. 2.6) визначається еквівалентний радіус струменя r_e в розглянутому поперечному перерізі струменя. Поперечні перерізи з r_e утворюють конус з ефективним кутом розкриття струменя β_e . радіус еквівалентного перерізу r_e на відстані L від розпилюючого отвори пов'язаний з кутом β_e залежністю (рис. 2.6):

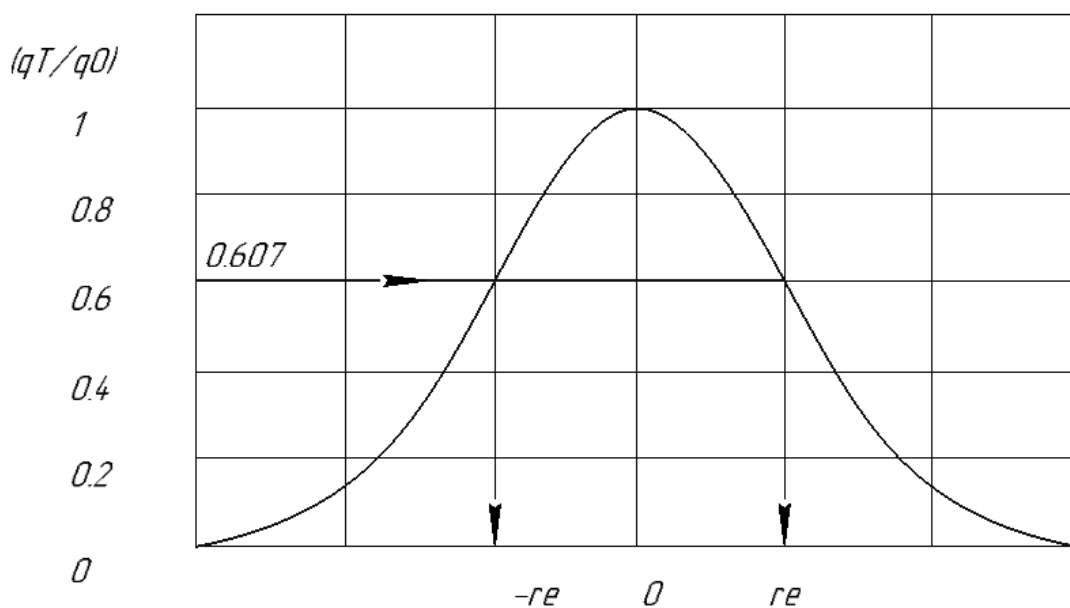


Рисунок 2.6 - Схема визначення ефективного значення радіуса струменя за відомою щільності зрошення.

$$\operatorname{tg}(\beta_e / 2) = r_a / L_\phi, \quad (2.19)$$

Значення β_e , отримані в ряді досліджень, змінюються в діапазоні від $3,2$ до $9,8^\circ$ і складають приблизно половину від спостережуваного при фото і кінореєстрації кута розкриття струменя β (табл.2.1). Прийняті допущення дозволяють створити модель розвитку струменя в наступному вигляді. Початкові умови визначаються щільністю середовища, в яку впорскується паливо його витратою і швидкістю витікання, початкове значення якого C_0 , визначається за рівнянням:

$$C_0 = \varphi \sqrt{(2/\rho_T)(P_{\text{ВП}} - P_{\text{ПР}})}, \quad (2.20)$$

де φ - коефіцієнт швидкості (при $\operatorname{Re} > 10000$ значени $\varphi = 1$). Маса порції палива Δm_i визначається щільністю ρ_m , об'ємною витратою через розпилюючий отвір Q_i і часом витікання Δt_i :

$$\Delta m_i = \rho_m \cdot Q_i \cdot \Delta t_i. \quad (2.21)$$

У процесі руху порції палива її енергія розсіюється та швидкість знижується пропорційно часу руху . При цьому швидкість порції C_i може бути описана рівнянням :

$$C_i = (1 - k_u \cdot t \cdot C_i) \cdot C_0, \quad (2.22)$$

де : k_u - коефіцієнт розсіювання енергії i -ої порції ; t - час її руху. Висловлюючи з (2.22) швидкість руху i -ої порції , отримаємо :

$$C_i = C_0 / (1 + k_u \cdot t \cdot C_i). \quad (2.23)$$

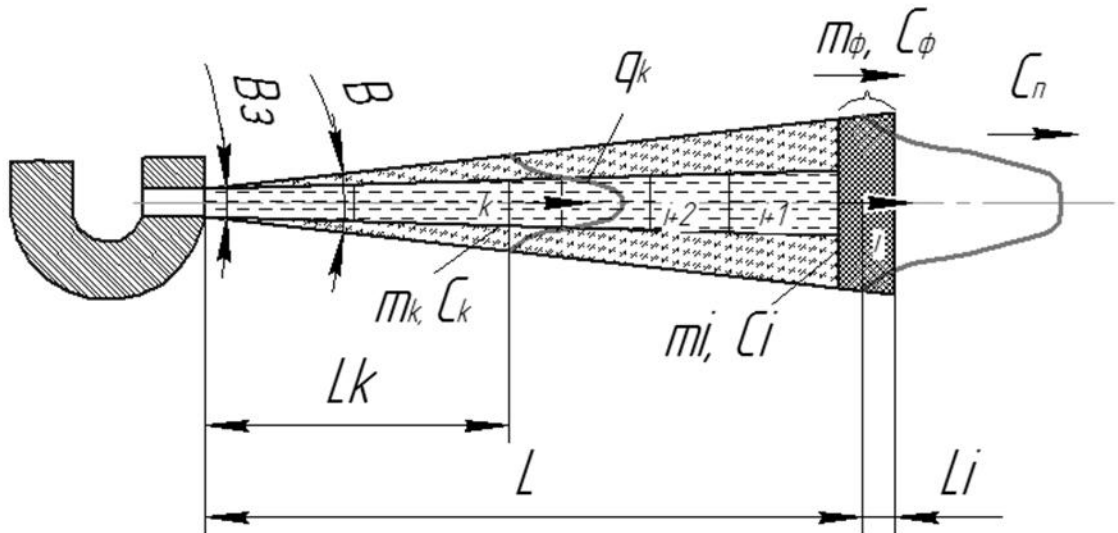


Рисунок 2.7 - Розрахункова схема струменя

Інтегруючи швидкість руху порції, отримуємо закон її переміщення L . до моменту, коли порція досягне фронту струменя:

$$L_i = \int_0^t C_i dt = \int_0^t [C_0 / (1 + k_u \cdot t \cdot C_0)] dt = \frac{1}{k_u} \ln(1 + k_u \cdot t \cdot C_0), \quad (2.24)$$

Обмін енергією між фронтом, порцією палива і повітрям описується законом збереження імпульсу в напрямі розповсюдження струменя. При русі фронту струменя масою m_ϕ зі швидкістю C_ϕ він має імпульсом $m_\phi C_\phi$. Порція палива масою Δm_i досягає фронту, рухаючись зі швидкістю C_ϕ . Взаємодія фронту і порції відбувається за час Δt_B , в якому фронт просунеться на ΔL_ϕ і передасть енергію масі повітря Δm_B , що рухається зі швидкістю C_B . У результаті взаємодії фронту з порцією палива і повітрям зміняться:

- швидкість фронту на величину ΔC_ϕ ;
- швидкість порції палива від C_i до C_ϕ ;
- швидкість повітря від C_B до C_ϕ ;
- маса фронту струменя на $\Delta m_\phi = \Delta m_i + \Delta m_B$.

Зміна імпульсу фронту струменя повинна бути рівна зміни імпульсу порції палива та залучення повітря:

$$m_{\phi} \cdot \Delta C_{\phi} = \Delta m_i (C_i - C_{\phi} + \Delta m_B \cdot (C_B - C_{\phi})). \quad (2.25)$$

Після перегруповування членів рівняння (2.25) одержимо залежність, що описує зміну швидкості фронту струменя:

$$\Delta C_{\phi} = C_i \cdot (\Delta m_i / m_{\phi}) - C_{\phi} \cdot (\Delta m_{\phi} / m_{\phi}) + C_B \cdot (\Delta m_B / m_{\phi}). \quad (2.26)$$

Якщо в розрахунковий період часу фронту досягне не скільки (n) порцій палива, то вираз для зміни швидкості фронту прийме вигляд:

$$\Delta C_{\phi} = \sum_{i=1}^n C_i \left(\frac{\Delta m_i}{m_{\phi}} \right) - C_{\phi} \left(\frac{\Delta m_{\phi}}{m_{\phi}} \right) + C_B \left(\frac{\Delta m_B}{m_{\phi}} \right), \quad (2.27)$$

де $\Delta m_{\phi} = \sum_{i=1}^n \Delta m_i + \Delta m_B$ зміна маси фронту струменя. Приймаючи, що при взаємодії порцій палива з фронтом протягом періоду часу Δt_B фронт струменя рухається з постійним прискоренням, отримаємо вираз для розрахунку його просування за цей час:

$$\Delta L_{\phi} = C_{\phi} \cdot \Delta t + 0,5 \cdot \Delta C_{\phi} \cdot \Delta t_B, \quad (2.28)$$

Визначення кількості залученого в рух повітря проведено за схемою на рис. 2.7. Потік палива, витікаючий з отвору діаметром d_p , має кут розкриття струменя β_e . У розрахунковий момент часу її фронт знаходиться на відстані L_{ϕ} від розпилюючого отвору. Тоді об'єм V залученого повітря дорівнює обсягу усіченого конуса з кутом β_e , висотою L_{ϕ} , верхнім діаметром d_p і нижнім радіусом $r_e = L_{\phi} \cdot \tan(\beta_e / 2) + d_p / 2$, тобто

$$V = (1/12) \cdot \pi \cdot L_{\phi} \cdot (4 \cdot r_e^2 + d_p^2 + 2 \cdot r_e \cdot d_p), \quad (2.29)$$

Маса повітря щільністю ρ_B , залученого в рух, складе:

$$m_B = \rho_B \cdot V_B, \quad (2.30)$$

На підставі викладеної методики проведено розрахунок динаміки розвитку струменя за наступним алгоритмом: 1) Задаються вихідні дані для розрахунку, якими є:

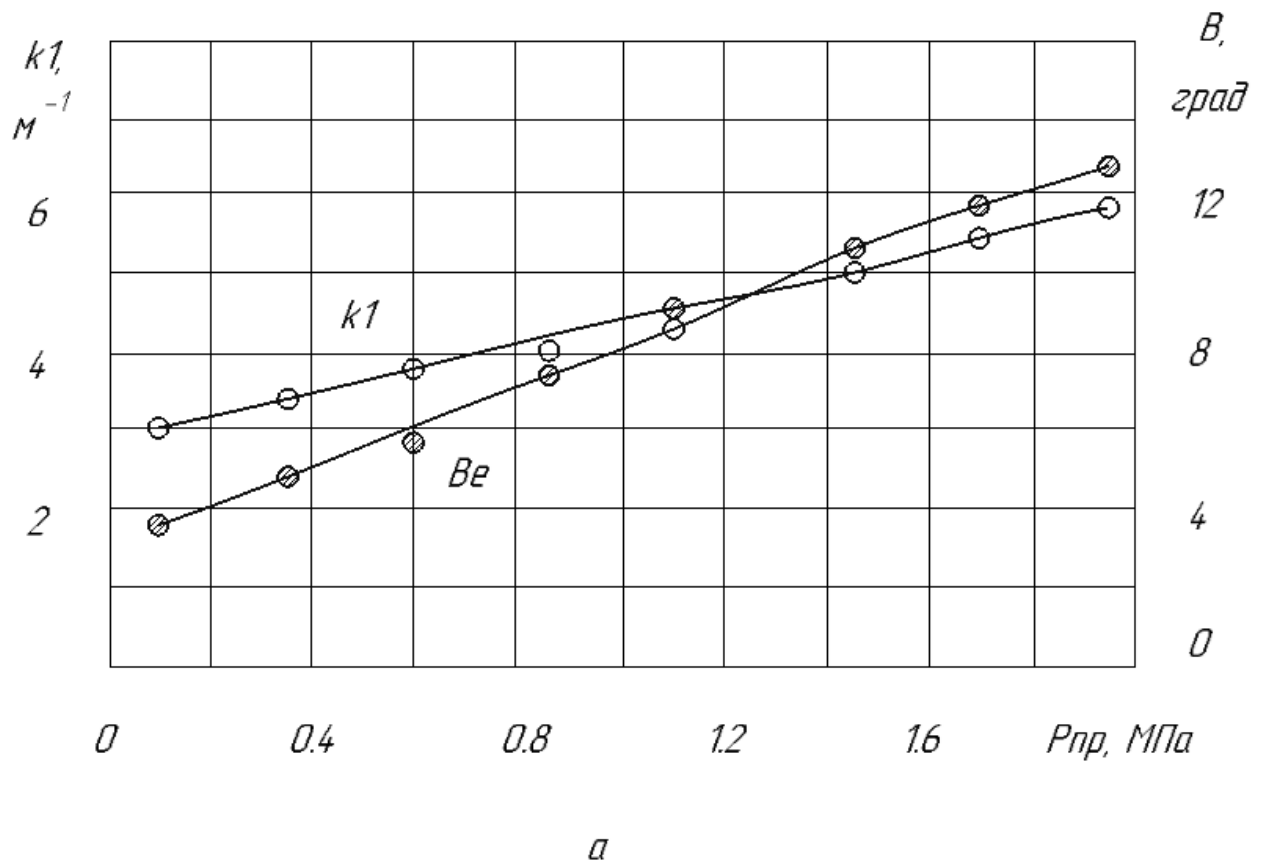
- Закон зміни тиску впорскування за часом (кута повороту);
- Закон зміни тиску середовища, в яку впорскують паливо;
- Діаметр розпилюючих отворів і їх число;
- Циклова подача палива;
- Щільності палива та навколишнього середовища;
- Тривалість розрахунку.

Таблиця 2.2 . Значення параметрів k_1 , γ_E і впливаючих на них факторів ρ і Re

| № досліду | Протитиск середовища $P_{пр}$, МПа | Тиск розпилювання, P_p , МПа | Діаметр розпилюючого отвору d_p , мм | Коефіцієнт втрат енергій k_1 , м ⁻¹ | Ефективний кут розкриття струменя, град | Відношення щільностей середовища | Число Рейнольдса Re |
|-----------|-------------------------------------|--------------------------------|--|--|---|----------------------------------|-----------------------|
| 1 | 0,1 | 26 | 0,54 | 2,8 | 3,8 | 0,00142 | 16046 |
| 2 | 0,35 | 26 | 0,54 | 3,4 | 4,8 | 0,00496 | 16046 |
| 3 | 0,6 | 26 | 0,54 | 3,8 | 6,0 | 0,00850 | 16046 |
| 4 | 0,85 | 26 | 0,54 | 4,2 | 7,2 | 0,01205 | 16046 |
| 5 | 1,1 | 26 | 0,54 | 4,5 | 8,5 | 0,01559 | 16046 |
| 6 | 1,45 | 26 | 0,54 | 5,0 | 10,4 | 0,02055 | 16046 |
| 7 | 1,7 | 26 | 0,54 | 5,4 | 11,6 | 0,02410 | 16046 |
| 8 | 1,95 | 26 | 0,54 | 5,7 | 12,6 | 0,02764 | 16046 |
| 9 | 1,1 | 9,3 | 0,54 | 4,7 | 10,2 | 0,01559 | 9597 |
| 10 | 1,1 | 14,1 | 0,54 | 4,7 | 10,0 | 0,01559 | 11817 |

Продовження табл. 2.2

| | | | | | | | |
|----|-----|------|------|-----|------|---------|-------|
| 11 | 1,1 | 18 | 0,54 | 4,6 | 9,6 | 0,01559 | 13351 |
| 12 | 1,1 | 30,4 | 0,54 | 4,5 | 8,2 | 0,01559 | 17351 |
| 13 | 1,1 | 41,5 | 0,54 | 4,5 | 7,8 | 0,01559 | 20273 |
| 14 | 1,1 | 26 | 0,23 | 4,7 | 10,6 | 0,01559 | 6835 |
| 15 | 1,1 | 26 | 0,38 | 4,5 | 9,0 | 0,01559 | 11292 |
| 16 | 1,1 | 26 | 0,70 | 4,5 | 8,0 | 0,01559 | 20801 |
| 17 | 1,1 | 26 | 0,82 | 4,4 | 6,8 | 0,01559 | 24367 |
| 18 | 1,1 | 26 | 1,04 | 4,4 | 6,4 | 0,01559 | 30904 |



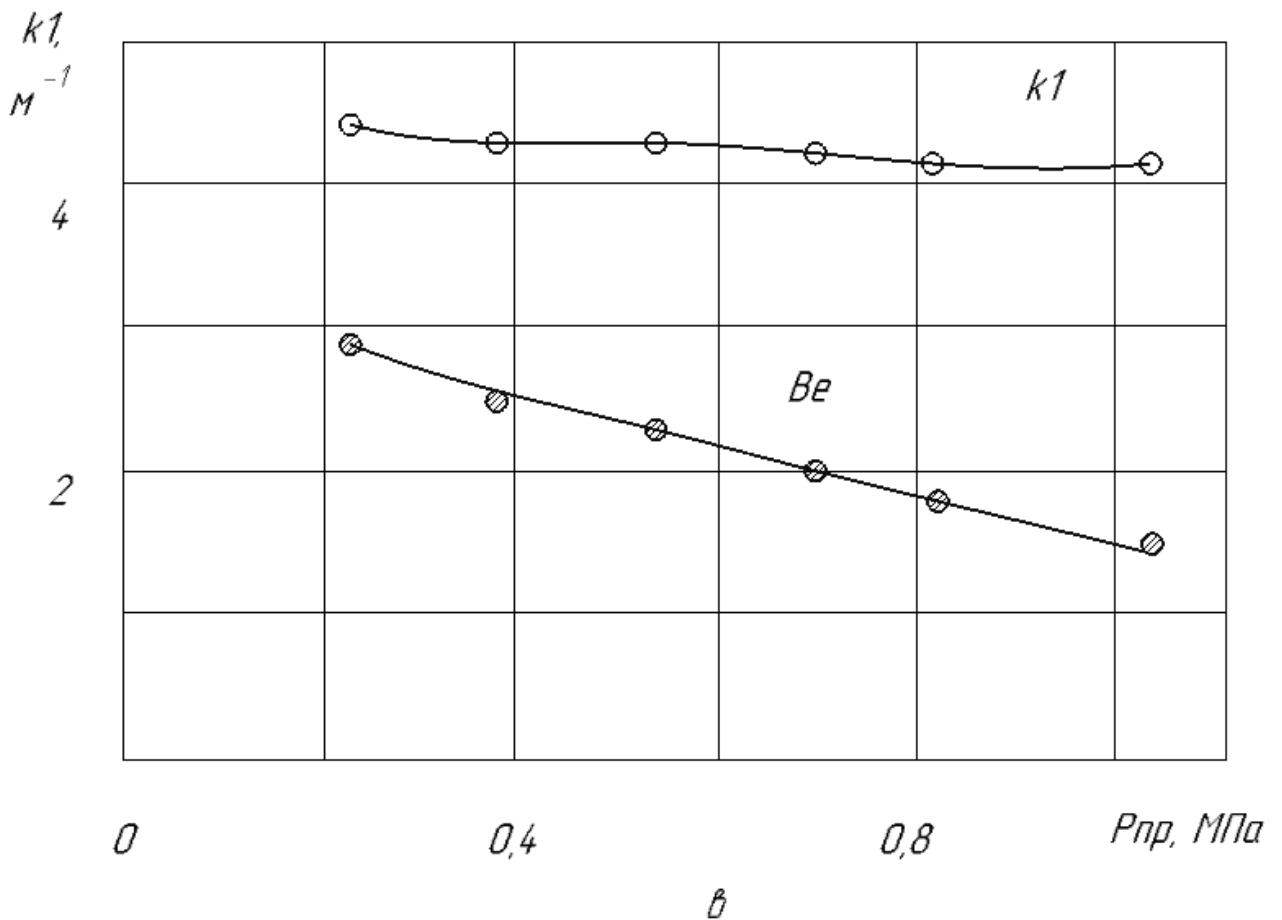
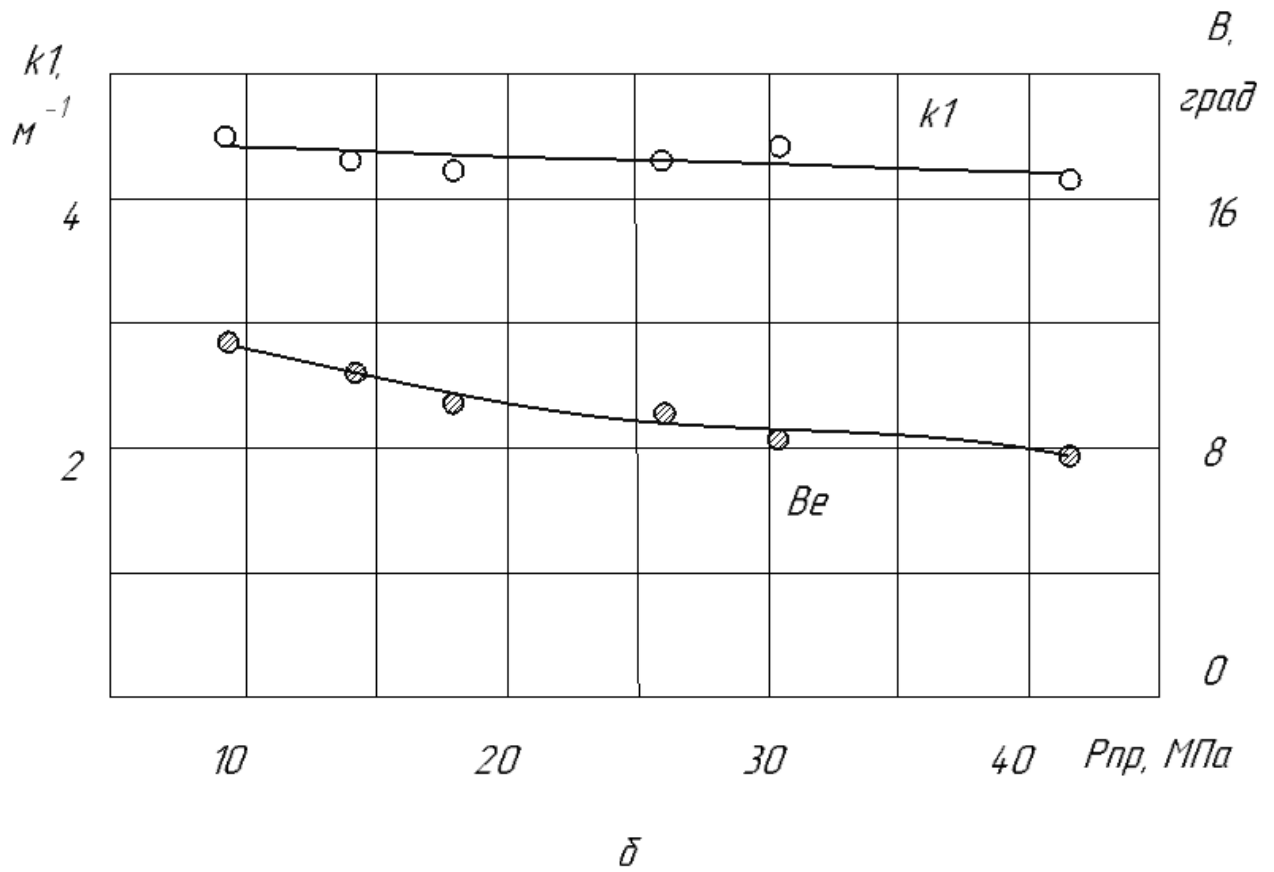


Рисунок 2.8 - Залежності коефіцієнта k_1 і кута β_e від протитиску p_{np} (а), тиску розпилювання p_p (б) діаметру розпилюючого отвору d_p (в).

На підставі законів зміни тиску впорскування; і протитиску середовища з урахуванням характеристик розпилювача і властивостей палива розраховується закон подачі. З урахуванням заданого коефіцієнта втрат енергії і вибраного ефективного кута розкриття струменя за час першого кроку розрахунку визначаються швидкість першої порції до кінця кроку розрахунку і її зсув. Формується фронт струменя, що складається з палива першої порції і повітря, залученого в рух. Просуванням фронту від розпилюючого отвору приймається рівним просуванню першої порції. Другим кроком розрахунку визначається подальше просування фронту і переміщення другої порції палива. Якщо розрахована відстань прольоту другої порції перевищує просування фронту або дорівнює йому, то зміна швидкості фронту розглядається з урахуванням другої порції. Якщо друга порція не доганяє фронту, то зміна його швидкості розглядається тільки за рахунок взаємодії його з повітрям. Ефективний кут розкриття струменя визначається за порціями, які досягли фронту. Розрахунок проводиться в заданому часовому діапазоні. При розрахунку для кожної порції палива визначався коефіцієнт втрат енергії, ефективний кут розкриття струменя β_e , за значеннями яких оцінювався характер взаємодії фронту з повітрям, а також залежність β_e від умов паливоподачі. Основними факторами, впливаючими на k_1 і β_e є: щільність навколишнього середовища, діаметр розпилюючого отвору і тиск впорскування.

2.2 Удосконалена математична модель «Двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив»

2.2.1 Завдання дослідження

На сьогоднішній день більшість наукових досліджень проводяться не на реальних об'єктах, а за допомогою математичних моделей, які описують ці об'єкти із заданою вірогідністю і точністю [29]. Експериментальні дослідження є складним процесом і потребують значних матеріальних затрат та часу, тому

вони проводяться лише для отримання вихідних даних, які використовуються в математичній моделі та для підтвердження її адекватності. Далі досліджується математична модель. Одні і ті ж об'єкти можна описати різними математичними моделями, в залежності від цілей і завдань дослідження.

Метою даного дослідження є оцінка впливу на техніко-економічні та екологічні показники сільськогосподарської техніки використання динамічного регулювання відсоткового складу суміші ДП, та БП. Завданням дослідження є визначення раціонального співвідношення палив в суміші за різних умов роботи сільськогосподарської техніки, її вплив на робочі процеси, ефективний крутний момент дизеля та техніко-економічні й екологічні показники сільськогосподарської техніки при використанні суміші палив з різним відсотковим складом. Для даних досліджень математична модель повинна бути динамічною, тобто, описувати зміни впливів на об'єкт в процесі його роботи. При її створенні потрібно застосувати системний підхід та розглядати об'єкт як єдину систему, в сукупності із зовнішніми і внутрішніми впливами на нього.

Для удосконаленої математичної моделі в дисертації прийнято назву «Двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив» (ДРС), тобто, при зміні вхідних параметрів в процесі роботи дизеля змінюється відсотковий склад суміші палив.

Система ДРС є складною системою, в математичну модель якої входять ряд підсистем, кожна з яких описується окремою математичною моделлю, причому їх комбінації можуть бути різними наприклад, в залежності від системи живлення – класичної чи Common Rail, в системах з наддувом чи без нього та ін.

Для опису роботи двигуна було розроблено ряд математичних моделей залежно від цілей досліджень. Авторами яких є д.т.н., професор Гутаревич Ю.Ф., д.т.н., професор Лісовал А.А., д.т.н., професор Поляков А.П., та інші. В основі цих математичних моделей знаходяться загально-відомі формули, які і будуть використані в моделі ДРС.

За допомогою удосконаленої математичної моделі можуть виконуватись такі розрахунково-теоретичні дослідження:

а) визначення раціонального відсоткового складу суміші ДП та БП за відповідних режимів роботи сільськогосподарської техніки;

б) визначення економічних і екологічних показників сільськогосподарської техніки при роботі на сумішах палив різного відсоткового складу;

в) оцінка впливу зміни параметрів навколишнього середовища на показники сільськогосподарської техніки;

г) вплив на зовнішні і часткові швидкісні характеристики дизеля використання суміші палив з різним відсотковим складом.

2.2.2 Вибір структури досліджуваної моделі «Двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив»

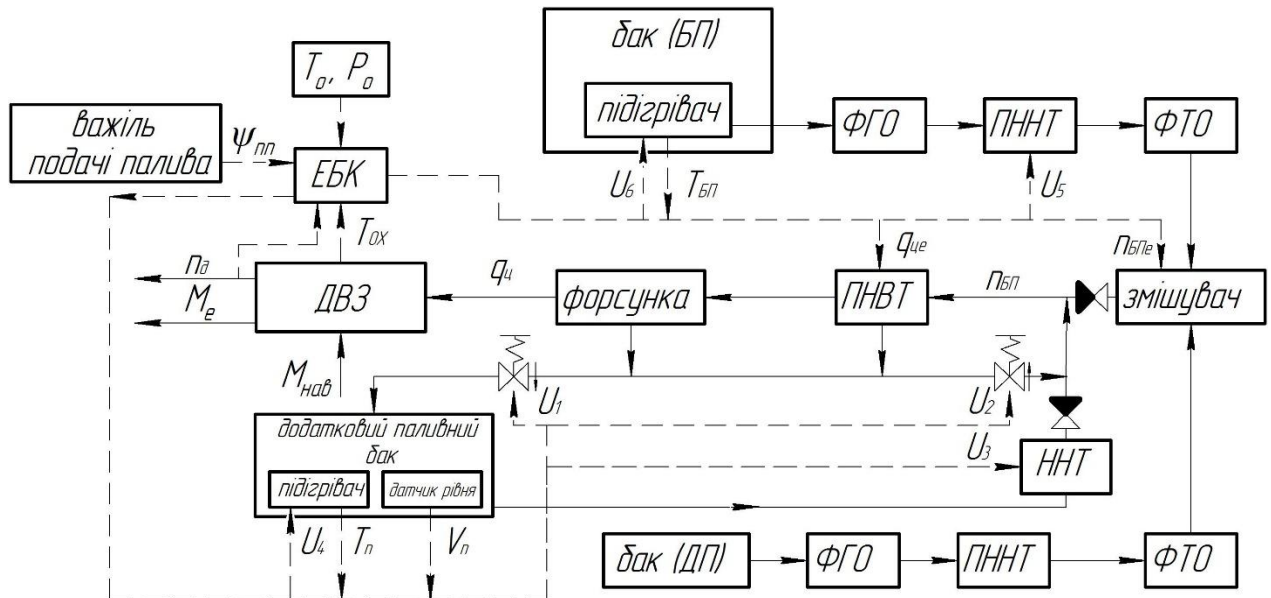
Особливістю удосконаленої математичної моделі є те, що система живлення сумішшю ДП та БП змінює її відсотковий склад в процесі роботи дизеля внаслідок зміни вхідних параметрів, які впливають на робочі процеси дизеля, що в свою чергу впливає на показники сільськогосподарської техніки, наприклад: зміна моменту навантаження, зміна частоти обертання колінчастого валу дизеля і т.п. Також удосконалена математична модель враховує інертність зміни відсоткового складу палива в системі живлення.

Розглянемо функціональні схеми системи ДРС для класичної системи живлення (рис. 2.9) та для системи живлення Common Rail (рис. 2.10). Момент навантаження ($M_{нав}$) характеризується режимом роботи сільськогосподарської техніки.

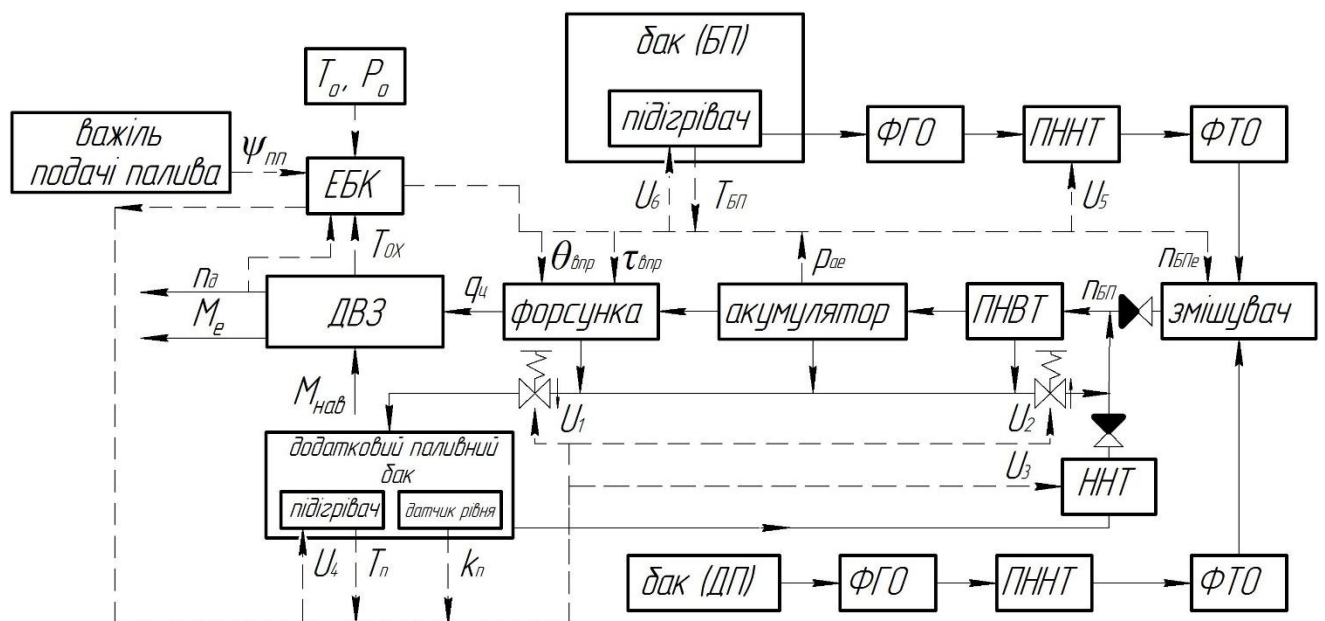
В систему ДРС входять 3 підсистеми першого рівня:

а) силова установка, яка складається з дизеля та системи живлення сумішшю ДП та БП, до якої додано паливний бак з підігрівачем БП, фільтр грубої очистки (ФГО) БП, ПННТ БП, фільтр тонкої очистки (ФТО) БП, змішувач, додатковий паливний бак з підігрівачем та датчиком рівня палива;

- б) електронний блок керування, який складається з самого ЕБК, датчиків та виконавчих механізмів;
- в) навколишнє середовище, представлене температурою та тиском.



Рисунку 2.9 – Функціональна схема системи ДРС для дизеля з класичною системою живлення



Рисунку 2.10 – Функціональна схема системи ДРС для дизеля з системою живлення Common Rail

Дизель та його систему живлення сумішшю ДП та БП можна розглядати окремо як підсистеми другого рівня. З них найбільш складною є система живлення дизеля сумішшю палив та електронний блок керування. У ці підсистеми входить чотири ланки, вісім зв'язків.

Ланки: змішувач ДП та БП; ПНВТ – паливний насос високого тиску з нагнітальними трубками, форсунками (та акумулятором палива для системи живлення Common Rail); паливний бак для ДП, паливний бак для БП з підігрівачем, фільтри грубої очистки та паливні насоси низького тиску для БП та ДП; додатковий паливний бак з підігрівачем та датчиком рівня палива, електромагнітні клапани, насос низького тиску з додаткового паливного баку (ННТ).

Зв'язки: Зв.1 – між паливним насосом низького тиску БП і ЕБК; Зв.2 – між підігрівачем БП і ЕБК; Зв.3 – між змішувачем і ЕБК; Зв.4 – між ПНВТ і ЕБК; Зв.5 – між датчиком положення важеля подачі палива і ЕБК; Зв.6 – між датчиками частоти обертання колінчастого валу, температури охолоджуючої рідини двигуна і ЕБК; Зв.7 – між електромагнітними клапанами і ЕБК; Зв.8 – між підігрівачем, датчиком рівня палива та насосом низького тиску з додаткового паливного баку і ЕБК.

В підсистемі системи живлення Common Rail входить дев'ять зв'язків, серед яких присутні такі ж, як і в класичній системі живлення. Проте, замість Зв.4 – між ПНВТ і ЕБК, буде Зв.4 – між паливним акумулятором високого тиску і ЕБК. З'являється новий Зв.9 - між форсунками і ЕБК.

Для подальшої удосконалення математичної моделі необхідно розглянути регульовані (вихідні) параметри та збурюючі впливи (вхідні параметри).

До регульованих (вихідних) параметрів відносяться:

- частота обертання n_d колінчастого валу дизеля;
- склад суміші палив $n_{БП}$;
- циклова подача суміші палив q_u ;
- ефективний крутний момент M_e .

До збурюючих впливів (вхідних параметрів) відносяться:

- момент навантаження $M_{нав}$, переданий на колінчастий вал дизеля;
- положення важеля подачі палива, $\psi_{пп}$;
- температура і тиск повітря, T_o і P_o .

Збурюючі впливи можуть бути постійними або змінюватися як функція від часу. Характер цих змін задається в програмі розрахунків на ЕОМ. У табл. 2.3 наведені позначення вхідних і вихідних параметрів всіх ланок і зв'язків системи ДРС для класичної системи живлення та Common Rail.

Таблиця 2.3 – Позначення вхідних і вихідних параметрів ланок і зв'язків в удосконаленій математичній моделі системи АДРС

| ланка, зв'язок | Параметри | |
|--|--|---|
| | Вхідні | Вихідні |
| 1 | 2 | 3 |
| Дизель | Циклова подача суміші, q_c Нижча теплота згоряння суміші, H_u Зовнішній момент навантаження, $M_{нав}$ | Ефективний крутний момент, M_e Димність, C_c Частота обертання колінчастого валу двигуна, n_d Витрати БП та ДП, $G_{БП}$, $G_{ДП}$ Температура охолоджуючої рідини, T_{ox} |
| Змішувач | Вміст БП в суміші, $n_{БПе}$ | Вміст БП в суміші, $n_{БП}$ |
| Паливний насос високого тиску (ПНВТ) | Частота обертання валу ПНВТ, n_n | Циклова подача суміші палив, q_c Тривалість впорскування суміші палив, $\tau_{впр}$ Тиск впорскування, ΔP |
| Паливний бак для ДП, паливний бак для БП з підігрівачем, фільтри грубої очистки, ПННТ для ДП та БП | Ввімкнення/вимкнення ПННТ БП, U_5 Ввімкнення/вимкнення підігрівача БП, U_6 | Температура БП, $T_{БП}$ |

Продовження табл. 2.3

| | | |
|---|--|---|
| Додатковий паливний бак з підігрівачем та датчиком рівня палива, електромагнітні клапани, ННТ | Відкриття/закриття електромагнітних клапанів, U_1 ; U_2 Ввімкнення/вимкнення підігрівача в додатковому паливному баку, U_4 Ввімкнення/вимкнення ННТ, U_3 | Температура невикористаного палива, T_n . Об'єм невикористаного палива, V_n |
| 1 | 2 | 3 |
| Електронний блок керування (ЕБК) | Температура охолоджуючої рідини, T_{ox} Температура та тиск навколишнього середовища, T_o ; P_o Положення важеля подачі палива, ψ_{nt} Частота обертання колінчастого валу двигуна, n_o Температура БП, $T_{БП}$ Температура та об'єм палива в додатковому баку, T_n ; V_n <i>Для дизелів, обладнаних системою живлення Common Rail:</i> Тиск в паливному акумуляторі високого тиску, p_{ae} | Вміст БП в суміші, $n_{БПе}$ Ввімкнення/вимкнення ПННТ БП, U_5 Ввімкнення/вимкнення підігрівача БП, U_6 Циклова подача суміші палив, $q_{це}$ Відкриття/закриття електромагнітних клапанів, U_1 ; U_2 Ввімкнення/вимкнення підігрівача в додатковому паливному баку, U_4 Ввімкнення/вимкнення ННТ, U_3 <i>Для дизелів, обладнаних системою живлення Common Rail:</i> Тривалість впорскування суміші палив $\tau_{впр}$ Кут випередження впорскування, $\theta_{впр}$ |
| Навколишнє середовище | | Температура навколишнього середовища, T_o Атмосферний тиск, P_o |

Продовження табл. 2.3

| | | |
|---|---|---|
| Зв'язок 1 (Зв. 1) між ПННТ БП і ЕБК | Ввімкнення/вимкнення ПННТ БП | |
| Зв'язок 2 (Зв. 2) між підігрівачем БП і ЕБК | Ввімкнення/вимкнення підігрівача БП, U_6 | Температура БП, $T_{БП}$ |
| Зв'язок 3 (Зв. 3) між змішувачем і ЕБК | Вміст БП в суміші, $n_{БПе}$ | |
| Зв'язок 4 (Зв. 4) між ПНВТ і ЕБК | Циклова подача суміші палив, $q_{це}$ | |
| Зв'язок 5 (Зв. 5) між датчиком положення важеля подачі палива і ЕБК | | Положення важеля подачі палива, ψ_{nn} |
| 1 | 2 | 3 |
| Зв'язок 6 (Зв. 6) між датчиками частоти обертання колінчастого валу, температури охолоджуючої рідини двигуна і ЕБК | | Частота обертання колінчастого валу двигуна, n_d Температура охолоджуючої рідини, T_{ox} |
| Зв'язок 7 (Зв. 7) між електромагнітними клапанами, ННТ і ЕБК | Відкриття/закриття електромагнітних клапанів, $U_1; U_2$ Ввімкнення/вимкнення ННТ, U_3 | |

Продовження табл. 2.3

| | | |
|---|--|--|
| Зв'язок 8 (Зв. 8) між підігрівачем, датчиком рівня палива в додатковому баку і ЕБК | Ввімкнення/вимкнення підігрівача палива в додатковому баку, U_4 | Температура палива в додатковому баку, T_{II} Кількість палива в додатковому баку, V_{II} |
| Для дизелів обладнаних системою живлення Common Rail | | |
| Зв'язок 4 (Зв. 4) між паливним акумулятором високого тиску і ЕБК | | Тиск в паливним акумуляторі високого тиску, p_{ae} |
| Зв'язок 9 (Зв. 9) між форсунками і ЕБК | Тривалість впорскування суміші палив, $\tau_{впр}$ Кут випередження впорскування, $\theta_{впр}$ | |

2.2.3 Удосконалена математична модель системи «Двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив»

Для узагальнення математичної моделі та розширення сфери її застосування було прийнято рішення удосконалити лише математичну модель двигуна, а режим його роботи задається показниками, які імітують виконання роботи сільськогосподарськими агрегатами. В якості базового показника обрано момент навантаження $M_{нав}$, значення якого вже отримане в результаті досліджень провідних вчених [30,31,32] для різних сільськогосподарських агрегатів та режимів роботи енергетичної установки. Тому основною задачею на даному етапі є визначення ступені завантаженості двигуна в залежності від технологічної операції.

Продуктивність машинно-тракторного агрегату в значній мірі залежить від характеру зміни навантаження і протікання характеристики двигуна [33].

Вирішальний вплив на продуктивність і паливну економічність тракторів робить потужність двигуна, питома витрата пального і коректорний коефіцієнт запасу крутного моменту (або коефіцієнт пристосованості) [34,35].

Дослідження проведені провідними вченими Долгановим К. Є., Гутаревичем Ю. Ф., Головчуком А. Ф., Каньковським І. Є., Водяником І. І., Миронюком С. К. [36, 37, 38] та іншими показують залежність завантажень двигунів енергонасичених тракторів при виконанні сільськогосподарських операцій. Дослідження академіка Болтінського В. М. [39] показали, що використання потужності дизельного двигуна трактора при виконанні різних сільськогосподарських робіт складає приблизно 60 — 95%, причому ця величина має тенденцію до пониження. Так, за даними фахівців, середнє експлуатаційне завантаження двигунів енергонасичених тракторів не перевищує, як правило, 50%, а найбільша частка енерговитрат припадає на транспортні та інші малоенергоємні роботи (табл. 2.4) [40].

Таблиця 2.4 - Залежність витрат пального та середніх завантажень двигунів енергонасичених тракторів при виконанні сільськогосподарських операцій [41].

| Операція | Завантаження двигуна, % |
|-----------------------------|-------------------------|
| Снігозатримання | 35/60 |
| Лущення | 50/53 |
| Дискування | 53/57 |
| Оранка | 73/60 |
| Культивація | 70/57 |
| Боронування | 60/52 |
| Обприскування | 37/42 |
| Сівба зернових | 40/46 |
| Прикочування | 40/60 |
| Внесення мінеральних добрив | 42/53 |

Продовження табл. 2.4

| | |
|------------------------------------|-------|
| Косіння трав | 31/23 |
| Збирання і складання силосної маси | 35/45 |
| Транспортні роботи | 35 |
| Інші роботи | 32/39 |

У чисельнику - для колісних тракторів класу 1.4, у знаменнику – для гусеничних тракторів класу 3.



Рисунок 2.11 - Залежність завантажень двигунів тракторів при виконанні сільськогосподарських операцій

В удосконаленій математичній моделі враховані такі особливості системи живлення дизеля сумішшю ДП і БП:

а) дизель сільськогосподарської техніки може працювати як на ДП, БП так і на їх сумішах;

б) прогрівання двигуна відбувається на ДП;

в) при роботі сільськогосподарської техніки забезпечується максимальне використання БП;

г) при зупинці двигуна система живлення заповнюється ДП;

д) для зменшення інертності ДП та БП змішуються в змішувачі, який знаходиться безпосередньо перед ПНВТ;

е) відсотковий склад суміші палив змінюється в широких межах по швидкісній та навантажувальній характеристиках.

В удосконаленій математичній моделі прийняті такі припущення:

а) впорскування палива в циліндри дизеля безінерційне;

б) паливо, що надходить в систему, не стискається і не містить нерозчиненого в ньому повітря;

в) після перемішування палив суміш стає однорідною;

г) вирівнювання температури суміші палив після змішування проходить миттєво;

д) в циліндрі відбувається повне згоряння палива.

Удосконалена математична модель «Двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив» створена на основі положень, викладених у працях доктора технічних наук, професора Полякова А. П. Математична модель заснована на квазі-статичному підході, при якому передбачається, що характеристики динамічних ланок, отримані на сталих режимах (статичні характеристики), справедливі при розрахунках перехідних процесів. У математичній моделі враховуються основні нелінійності як істотні, так і несуттєві. Перехідні процеси розраховуються шляхом чисельного інтегрування системи диференціальних рівнянь.

Удосконалена математична модель це система рівнянь, в яку входять: диференціальні та алгебраїчні рівняння і нерівності, якими описані статичні характеристики дизеля. Частина алгебраїчних рівнянь буде отримана шляхом апроксимації експериментальних даних, а частина – аналітичні вирази.

При роботі дизеля на його колінчастий вал діє момент навантаження $M_{нав}$. При постійній частоті обертання колінчастого валу, коли $n_{\delta} = const$, тобто кутове прискорення $\frac{1}{30} \cdot \pi \cdot \frac{dn_{\delta}}{dt} = 0$, і ефективний крутний момент буде врівноважувати момент навантаження, $M_{нав}$:

$$M_e = M_{нав}. \quad (2.31)$$

Рівність (2.31) порушується, якщо змінюються M_e , $M_{нав}$, або обидва моменти

одночасно. У цьому випадку, в системі відбувається перехідний процес, при якому ефективний крутний момент має врівноважити момент навантаження та момент сили інерції дизеля $M_{J\delta}$, тому можна записати:

$$M_e = M_{нав} + M_{J\delta}. \quad (2.32)$$

Ефективний крутний момент двигуна M_e рівний:

$$M_e = M_i - M_{мех}, \quad (2.33)$$

де M_i – індикаторний момент двигуна, Н·м;

$M_{мех}$ – момент механічних втрат двигуна, Н·м.

Ефективний крутний момент є функцією трьох аргументів: циклової подачі q_u , частоти обертання колінчастого валу n_{δ} і вмісту БП в суміші $n_{БП}$. Момент механічних втрат є функцією частоти обертання колінчастого валу n_{δ} . Димність відпрацьованих газів S_c є функцією трьох аргументів: циклової подачі q_u , частоти обертання колінчастого валу n_{δ} і вмісту БП в суміші $n_{БП}$.

Залежності M_e і $M_{мех}$ визначаються експериментальним шляхом, а потім апроксимуються, використовуючи методи планування факторних експериментальних досліджень. Їх конкретні залежності з числовими значеннями коефіцієнтів наведені в розділі 3, а для математичної моделі вони

потрібні тільки в загальному вигляді. Для апроксимації типового виду залежностей підходять поліноми:

$$\begin{aligned}
 M_e &= a_{\partial 1} + a_{\partial 2} \cdot q_{\psi} + a_{\partial 3} \cdot n_{\partial} + a_{\partial 4} \cdot n_{\text{БП}} + a_{\partial 5} \cdot q_{\psi}^2 + a_{\partial 6} \cdot n_{\partial}^2 + \\
 &\quad + a_{\partial 7} \cdot n_{\text{БП}}^2 + a_{\partial 8} \cdot q_{\psi} \cdot n_{\partial} \cdot n_{\text{БП}}, \\
 M_{\text{мех}} &= a_{\text{м1}} + a_{\text{м2}} \cdot n_{\partial},
 \end{aligned}
 \tag{2.34}$$

де $a_{\partial 1}, a_{\partial 2}, \dots, a_{\partial 8}; a_{\text{м1}}, a_{\text{м2}}$, – постійні коефіцієнти апроксимації.

Загальний вигляд апроксимованих залежності циклової подачі палива, q_{ψ} :

$$q_{\psi} = b_1 + b_2 \cdot n_{\partial} + b_3 \cdot \psi_{\text{мн}} + b_4 \cdot n_{\partial}^2 + b_5 \cdot \psi_{\text{мн}}^2 + b_6 \cdot n_{\partial} \cdot \psi_{\text{мн}},
 \tag{2.35}$$

де b_1, b_2, \dots, b_6 – постійні коефіцієнти апроксимації;

$\psi_{\text{мн}}$ – положення важеля подачі палива.

Момент сили інерції дизеля визначаємо за формулою:

$$M_{J_{\partial}} = \frac{1}{30} J_{\partial} \pi \frac{dn_{\partial}}{dt},
 \tag{2.36}$$

де J_{∂} – момент інерції дизеля, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Тому рівняння зміни частоти обертання колінчастого валу дизеля виглядає так:

$$\frac{dn_{\partial}}{dt} = \frac{30}{\pi \cdot J_{\partial}} (M_e - M_{\text{нав}}).
 \tag{2.37}$$

Коли значення циклової подачі ДП $q_{\psi \text{ДП}}$ відоме, розраховується кількість теплоти Q , що отримується від його згорання:

$$Q = H_{\psi \text{ДП}} \cdot q_{\psi \text{ДП}},
 \tag{2.38}$$

де $H_{\psi \text{ДП}}$ – нижча теплота згорання ДП.

Дизель може працювати на суміші двох паливах. Тому в удосконаленій математичній моделі для зручності розраховуємо нижчу теплоту згоряння суміші палив H_u :

$$H_u = n_{ДП} \cdot H_{uДП} + n_{БП} \cdot H_{uБП} = H_{uДП} - n_{БП} \cdot (H_{uДП} - H_{uБП}), \quad (2.39)$$

де $H_{uБП}$ – нижча теплота згоряння БП;

$n_{ДП}$ – частка ДП в суміші палив.

Знаючи вміст БП в суміші палив, визначається її циклова подача:

$$q_u = \frac{H_{uДП} \cdot q_{uДП}}{H_u}. \quad (2.40)$$

Для визначення відсоткового складу суміші ДП та БП оцінюється її вплив на тривалість протікання робочих процесів. Критерієм регулювання відсоткового складу суміші палив є значення кута п.к.в. при закінченні її горіння $\varphi_{зг}$, яке визначається за виразом:

$$\varphi_{зг} = 360^\circ - \theta_{впр} + \varphi_{впр} + \varphi_z, \quad (2.41)$$

де $\theta_{впр}$ – кут випередження впорскування палива, градуси п.к.в.;

$\varphi_{впр}$ – тривалість впорскування, градуси п.к.в.;

φ_z – тривалість горіння суміші палив, градуси п.к.в.

Залежність тривалості впорскування від циклової подачі [47]:

$$\varphi_{впр} = 6n_\delta \cdot \tau_{впр}, \quad (2.42)$$

$$\tau_{впр} = \frac{q_u}{\mu_c \cdot f_c \cdot \sqrt{2\rho_n} \cdot \sqrt{\Delta P}},$$

де $\tau_{впр}$ – тривалість впорскування, с;

μ_c – коефіцієнт витрати прохідних перерізів соплових отворів;
 f_c – площа поперечного перерізу соплових отворів, м²;
 ρ_n – густина суміші палив, кг/м³;
 ΔP – різниця між середнім тиском впорскування і тиском навколишнього середовища.

Тривалість випаровування та згоряння великих крапель:

$$\varphi_z = b n_\delta \cdot \tau_z,$$

$$\tau_z = \frac{A_z}{b_{u.m} \alpha^{0,6}}, \quad (2.43)$$

де τ_z – тривалість випаровування та згоряння великих крапель, с;
 $A_z = 2,4$ – константа тривалості випаровування великих крапель;
 $b_{u.m}$ – відносна теоретична константа випаровування палива, с⁻¹;
 α – коефіцієнт надлишку повітря.

Відносна теоретична константа випаровування палива:

$$b_{u.m} = \frac{K}{d_{32}^2}, \quad (2.44)$$

де $K = 1/(10^6 \cdot P_c)$ – константа випаровування, м²/с;
 d_{32} – середній діаметр крапель впорскнутого палива (діаметр Саутера), м².

Тиск в кінці стиску P_c :

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1}, \quad (2.45)$$

де P_a – тиск в кінці впуску, МПа;

ε – ступінь стиснення;

n_1 – показник політропи стиску.

Тиск в кінці впуску:

$$P_a = P_o - (\beta^2 + \varphi_{en}) \cdot \frac{W_{кл}^2}{2} \cdot \rho_o \cdot 10^{-5}, \quad (2.46)$$

де P_o – тиску навколишнього середовища;

$\beta^2 + \varphi_{en}$ – сумарний коефіцієнт врахування гасіння швидкості β^2 та опору впускної системи, віднесений до перерізу в клапані φ_{en} (для існуючих двигунів $\beta^2 + \varphi_{en} = 2,6-3,2$; більш високі значення (3,0 – 3,2) відносяться до швидкохідних двигунів);

$W_{кл}$ – середня швидкість руху заряду у прохідному перерізі клапана (для сучасних двигунів $W_{кл} = 70-100$ м/с, більш високі значення відносяться до швидкохідних двигунів);

ρ_o – густина заряду при заданих атмосферних умовах, кг/м³:

$$\rho_o = \frac{P_o \cdot 10^5}{R_n T_o}, \quad (2.47)$$

де $R_n = 286$ Дж/(кг·К) – газова стала для повітря;

T_o – температура навколишнього середовища.

Температура кінця впуску T_a :

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma}, \quad (2.48)$$

де ΔT – підвищення температури заряду в процесі впуску, К;

γ – коефіцієнт залишкових газів;

T_r – температура кінця випуску, К.

Густина суміші палив визначається за виразом:

$$\rho_n = n_{ДП} \rho_{ДП} + n_{БП} \rho_{БП} = \rho_{ДП} - n_{БП} (\rho_{ДП} - \rho_{БП}), \quad (2.49)$$

де $\rho_{ДП}$ – густина ДП, кг/м³;

$\rho_{БП}$ – густина БП, кг/м³.

Середній діаметр крапель впорскуваного палива (діаметр Саутера) впливає на відносну теоретичну константу випаровування, що в свою чергу, впливає на тривалість згоряння палива, яке впорскнуто в циліндр.

Середній діаметр крапель впорскуваного палива визначається за такою формулою [42]:

$$d_{32} = \frac{10^6 E_{32} d_c M^{0,0733}}{(\rho W_e)^{0,266}}, \quad (2.50)$$

де E_{32} – емпіричний коефіцієнт, що залежить від конструкцій форсунки;

d_c – діаметр соплового отвору форсунки, м²;

M – критерій, що характеризує співвідношення в'язкості, густини та поверхневого натягу;

ρ – відношення густини повітря до густини палива;

W_e – критерій Вебера, кг/м³.

Відношення густини повітря до густини палива [43]:

$$\rho = \frac{\rho_{нов}}{\rho_n}, \quad (2.51)$$

де $\rho_{нов}$ – густина заряду в кінці умовно продовженого до ВМТ стиснення, кг/м³;

ρ_n – густина суміші палив.

Густина заряду в кінці умовно продовженого до ВМТ стиснення:

$$\rho_{нов} = \frac{\mu_{нов} \cdot M_v}{V_c}, \quad (2.52)$$

де $\mu_{нов}$ – молекулярна маса повітря, кг/кмоль;

M_v – кількість газів в циліндрі, кмоль;

V_c – об'єм камери згоряння:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}, \quad (2.53)$$

де V_h – робочий об'єм одного циліндра, m^3 :

$$V_h = 10^3 \cdot \frac{V_l}{i_u}, \quad (2.54)$$

де V_l – робочий об'єм дизеля, m^3 ;

i_u – кількість циліндрів.

Визначення кількості газів в циліндрі:

$$M_v = M_{cm} \cdot (1 + \gamma), \quad (2.55)$$

де M_{cm} – кількість свіжого заряду, кмоль;

Коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon P_o - P_r}, \quad (2.56)$$

де P_r – тиск в кінці процесу випуску, МПа:

$$P_r = (1,1 - 1,2) \cdot P_o. \quad (2.57)$$

Визначення кількості свіжого заряду:

$$M_{cm} = \frac{\eta_v \cdot 10^3 \cdot P_o \cdot V_h}{(8,312 \cdot T_o)}, \quad (2.58)$$

де η_v – коефіцієнт наповнення циліндра:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{P_o \cdot (\varepsilon - 1)} \cdot \frac{P_a \cdot T_o}{(T_o + \Delta T + \gamma T_r)}. \quad (2.59)$$

Критерій M визначається за формулою:

$$M = \frac{\mu_n^2}{d_c \cdot \rho_n \cdot \sigma_n}, \quad (2.60)$$

де $\mu_n = \frac{\nu}{\rho_n}$ – динамічна в'язкість палива, Па·с;

ν – кінематична в'язкість палива, стокс;

σ_n – коефіцієнт поверхневого натягу палива.

Визначення критерію Вебера:

$$W_e = \frac{U_o^2 \rho_n d_c}{\sigma_n}, \quad (2.61)$$

де U_o – середня швидкість витікання палива з розпилювача форсунки, м/с:

$$U_o = \frac{24 \cdot q_u \cdot n_o}{0,75 \cdot \rho_n \cdot \pi \cdot d_c^2 \cdot i_c \cdot \varphi_{впр}}, \quad (2.62)$$

де i_c – кількість сопел форсунки.

Період затримки samozаймання суміші палив $\Delta\varphi_i$ визначається за формулою [44]:

$$\Delta\phi_i = (0,36 + 0,22 \cdot C_n) \times \exp \left(E_a \left(\frac{1}{R \cdot T_n \cdot \varepsilon^{m1-1}} - \frac{1}{17190} \right) + \left(\frac{21,2}{P_n \cdot \varepsilon^{m1} - 12,4} \right)^{0,63} \right) \quad (2.63)$$

де C_n – середня швидкість поршня, м/с;

E_a – енергія активації палива, кДж/моль;

$R = 8,31$ – універсальна газова стала, Дж/кг·К;

T_n – температура газів в момент початку впорскування, К;

P_n – тиск газів в момент початку впорскування, МПа.

Після зміни складу суміші ДП та БП період затримки самозаймання змінюється, тому в системі живлення Common Rail, кут випередження впорскування потрібно корегувати, його значення залежить від моделі двигуна та визначається експериментальним шляхом. Період затримки самозаймання суміші палив та оптимальний кут випередження впорскування залежать від температури та тиску навколишнього середовища, виду палива, його температури, частоти обертання колінчастого валу дизеля, температури та тиску газів в циліндрі на момент початку впорскування палива та ін., це потрібно враховувати в експериментальному дослідженні.

Сучасні дизелі, які обладнанні системою живлення Common Rail, для визначення кута випередження впорскування враховують велику кількість зовнішніх та внутрішніх факторів, починаючи від тиску і температури навколишнього середовища, закінчуючи складом відпрацьованих газів. Тому для зменшення кількості факторів, які необхідно враховувати в експериментальному дослідженні, прийнято досліджувати не абсолютне значення кута випередження впорскування, а необхідну зміну значення кута випередження впорскування за однакових умов роботи дизеля при різних відсоткових складів суміші палив та частотах обертання колінчастого валу.

$$\Delta\theta_{\text{впр}} = f(n_{\text{БП}}, n_{\text{д}}). \quad (2.64)$$

Визначення середньої швидкості поршня:

$$C_n = \frac{S \cdot n_{\text{д}}}{30}, \quad (2.65)$$

де S – хід поршня, м.

Визначення енергії активації палива [45]:

$$E_a = \frac{618840}{Ц + 25}, \quad (2.66)$$

де $Ц$ – цетанове число палива.

Температура газів в момент початку впорскування:

$$T_H = T_a \cdot \left(\frac{V_c + V_h}{V_H} \right)^{1,37-1}, \quad (2.67)$$

де V_H – об'єм циліндра в момент початку впорскування палива:

$$V_H = V_c \left(1 + \frac{(\varepsilon - 1)\sigma_H}{2} \right), \quad (2.68)$$

де σ_H – питомий об'єм робочого тіла в момент початку впорскування:

$$\sigma_H = 1 - \cos\theta_{\text{впр}} + 1/\lambda \cdot (1 - \cos(\arcsin(\lambda \cdot \sin\theta_{\text{впр}}))), \quad (2.69)$$

де λ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Тиск газів в момент початку впорскування:

$$P_n = P_a ((V_c + V_h) / V_H)^{1,37}. \quad (2.70)$$

Визначення коефіцієнту надлишку повітря:

$$\alpha = \frac{M_{cm}}{q_u \cdot L_o}, \quad (2.71)$$

де L_o – кількість повітря, теоретично необхідна для згорання 1 кг палива (кмоль) визначається за виразом:

$$L_o = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right). \quad (2.72)$$

де C, H, O – масова доля вуглецю, водню та кисню в паливі, відповідно.

Кількість повітря, теоретично необхідного для згорання 1 кг суміші палив, залежить від відсоткового складу суміші; зі збільшенням вмісту БП кількість повітря, необхідного для згорання 1 кг суміші палив, буде зменшуватись, тому формула 2.72 набуде такого вигляду:

$$L_o = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C_{ДП} - n_{БП}(C_{ДП} - C_{БП})}{12} + \frac{H_{ДП} - n_{БП}(H_{ДП} - H_{БП})}{4} + \frac{O_{ДП} - n_{БП}(O_{ДП} - O_{БП})}{32} \right); \quad (2.73)$$

де $C_{ДП}, C_{БП}$ – масова доля вуглецю в ДП та БП, відповідно;

$H_{ДП}, H_{БП}$ – масова доля водню в ДП та БП, відповідно;

$O_{ДП}, O_{БП}$ – масова доля кисню в ДП та БП, відповідно.

Далі визначаємо вплив підігріву палива на його фізичні властивості. Ефективне протікання робочих процесів забезпечується сумішшю ДП та БП в певному діапазоні температур, залежно від її складу. В удосконаленій

математичній моделі системи А потрібно розглянути вплив підігріву палива на три основні фізичні характеристики: в'язкість, густину та поверхневий натяг [46].

Для розрахунку в'язкості двокомпонентного палива Ф. Р. до Кармо запропонував модель на основі принципу відповідних станів [47]:

$$\begin{aligned}
 \nu = & \frac{\left(\frac{p_{\text{сум}}}{p_{\text{ДП}}}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{A_{r,\text{сум}}}{A_{r,\text{ДП}}}\right)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{T_{\text{сум}}}{T_{\text{ДП}}}\right)^{1/6}} \cdot \nu_{\text{ДП}}(T_{\text{ДП}}, p_{\text{ДП}}) \times \\
 & \times \left(\frac{\left(\frac{p_{\text{ДП}}}{p_{\text{БП}}}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{A_{r,\text{ДП}}}{A_{r,\text{БП}}}\right)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{T_{\text{ДП}}}{T_{\text{БП}}}\right)^{1/6}} \cdot \frac{\nu_{\text{БП}}(T_{\text{БП}}, p_{\text{БП}})}{\nu_{\text{ДП}}(T_{\text{ДП}}, p_{\text{ДП}})} \right)^K,
 \end{aligned} \tag{2.74}$$

де ν , $\nu_{\text{ДП}}$, $\nu_{\text{БП}}$ – в'язкість суміші, ДП та БП відповідно, стокс;

$p_{\text{сум}}$, $p_{\text{ДП}}$, $p_{\text{БП}}$ – тиск суміші, ДП та БП відповідно, МПа;

$A_{r,\text{сум}}$, $A_{r,\text{ДП}}$, $A_{r,\text{БП}}$ – молекулярна маса суміші, ДП та БП відповідно, атомних одиниць маси (а.о.м.);

$T_{\text{сум}}$, $T_{\text{ДП}}$, $T_{\text{БП}}$ – температура суміші, ДП та БП відповідно, К.

K – коефіцієнт зміни молекулярної маси суміші палив.

Коефіцієнт зміни молекулярної маси суміші палив визначається за формулою:

$$K = \frac{A_{r,\text{сум}} - A_{r,\text{ДП}}}{A_{r,\text{БП}} - A_{r,\text{ДП}}}. \tag{2.75}$$

При підігріві густина палива зменшуються, а об'єм зростає. Зміна густини при зміні температури визначається формулою, запропонованою Д. І. Менделєєвим:

$$\rho_x = \rho_{20} - a(t - 20), \quad (2.76)$$

де ρ_x – відносна густина нафтопродуктів при температурі t , °C;

a – температурна поправка до густини.

Значення температурної поправки розраховуємо в залежності від густини БП [47]:

$$a = 0,0018342 - 0,00132 \cdot \rho_{БП}. \quad (2.77)$$

Вплив підігріву БП на поверхневий натяг оцінюється за коефіцієнтом поверхневого натягу. Для його визначення використовується Закон Етвеша. Для цього припустимо, що коефіцієнт поверхневого натягу σ є лінійною функцією температури:

$$\sigma \cdot V^{2/3} = k \cdot (T_c - \Delta T_n - T), \quad (2.78)$$

де V – молярний об'єм, м³/моль;

k – константа Етвеша (для всіх рідин має значення $2,1 \cdot 10^{-7}$ Дж/К моль^{-2/3});

T_c – критична температура палива, К;

$\Delta T_n = 6^\circ$ К – температурна поправка, К;

T – фактична температура палива, К.

Молярний об'єм можна визначити, знаючи молярну масу та густину палива:

$$V = \frac{M}{\rho_n}, \quad (2.79)$$

де M – молярна маса, кг/моль.

Далі розглянемо роботу системи живлення перед зупинкою дизеля. Для подальшого легкого запуску, система живлення двигуна наповнюється ДП. Для

цього частина суміші палив подається в додатковий паливний бак, інша – згорає в циліндрі дизеля під час робочого ходу.

Об'єм суміші палив в класичній системі живлення дизеля $V_{заг}$ визначається:

$$V_{заг} = V_{зміш} + V_{пмн} + V_{пмв} + V_{пнвт} + V_{форс} + V_{зл}, \quad (2.80)$$

де $V_{зміш}$ – об'єм суміші палив в змішувачі, мл;

$V_{пмн}$ – об'єм суміші палив в паливній магістралі низького тиску (від змішувача до ПНВТ), мл;

$V_{пмв}$ – об'єм суміші палив в паливній магістралі високого тиску, мл;

$V_{пнвт}$ – об'єм суміші палив в ПНВТ, мл;

$V_{форс}$ – об'єм суміші палив в форсунці, мл;

$V_{зл}$ – об'єм суміші палив в зворотньому трубопроводі, мл.

Об'єм суміші палив в системі живлення Common Rail відрізняється від об'єму в класичній системі живлення та визначається:

$$V_{заг} = V_{зміш} + V_{пмн} + V_{пмв} + V_{пнвт} + V_{ак} + V_{форс} + V_{зл}, \quad (2.81)$$

де $V_{ак}$ – об'єм суміші палив в акумуляторі палива високого тиску, мл.

Об'єм використаної суміші палив за один цикл розрахунків в класичній системі живлення перед зупинкою дизеля $dV_{сж}$ описується такою формулою:

$$\frac{dV_{сж}}{dt} = n_{\partial} \cdot \frac{(i_u \cdot q_{uv} + V_{пер})}{14400}. \quad (2.82)$$

де $V_{пер}$ – витрата палива на перелив, яке подається в додатковий паливний бак, мл;

q_{uv} – об'ємна циклова подача суміші палив, мл/цикл.

Для системи живлення Common Rail:

$$\frac{dV_{сж}}{dt} = \frac{(i_u \cdot (q_{uV} + V_{ynp}) + V_{nep})}{14400}, \quad (2.83)$$

де V_{ynp} – витрата палива на управління форсункою, мл.

Зупинка дизеля відбувається після того, як $V_{сж} \geq V_{заг}$. Це є умовою, яка сигналізує, що система живлення заповнилась ДП.

Перед зупинкою дизеля частина суміші палив згорає в циліндрі двигуна, а інша – подається в додатковий паливний бак, об'єм якої за один цикл розрахунків для класичної системи живлення dV_n описується такою формулою:

$$\frac{dV_n}{dt} = n_\delta \cdot \frac{V_{nep}}{14400}. \quad (2.84)$$

Для системи живлення Common Rail об'єм суміші палив, що подається в додатковий паливний бак за один цикл розрахунків:

$$\frac{dV_n}{dt} = n_\delta \cdot \frac{(i_u \cdot V_{ynp} + V_{nep})}{14400}. \quad (2.85)$$

При розрахунках на ЕОМ, також використовуються такі формули.

Ефективна потужність дизеля N_e , кВт:

$$N_e = \frac{\pi \cdot n_\delta \cdot M_e}{3 \cdot 10^4}. \quad (2.86)$$

Циклова подача суміші палив складається з суми циклових подач ДП та БП. Циклова подача ДП $q_{цДП}$, визначається за формулою:

$$q_{цДП} = q_u \cdot (1 - n_{БП}). \quad (2.87)$$

Циклова подача БП $q_{цБП}$:

$$q_{цБП} = q_{ц} \cdot n_{БП}. \quad (2.88)$$

Годинна витрата суміші палив $G_{П}$, ДП $G_{ДП}$ та БП $G_{БП}$ визначаються за формулами:

$$G_{П} = \frac{1}{2} \cdot n_{\partial} \cdot i_{ц} \cdot q_{ц}, \quad (2.89)$$

$$G_{ДП} = \frac{1}{2} \cdot n_{\partial} \cdot i_{ц} \cdot q_{цДП},$$

$$G_{БП} = \frac{1}{2} \cdot n_{\partial} \cdot i_{ц} \cdot q_{цБП}.$$

Сумарна витрата суміші палив $G_{П\Sigma}$, ДП $G_{ДП\Sigma}$ та БП $G_{БП\Sigma}$ за час роботи сільськогосподарської техніки:

$$G_{П\Sigma} = \sum_{i=1}^n i_{ц} \cdot \frac{n_{\partial(i-1)} \cdot q_{ц(i-1)} + n_{\partial i} \cdot q_{цi}}{14400}, \quad (2.90)$$

$$G_{ДП\Sigma} = \sum_{i=1}^n i_{ц} \cdot \frac{n_{\partial(i-1)} \cdot q_{цДП(i-1)} + n_{\partial i} \cdot q_{цДПi}}{14400},$$

$$G_{БП\Sigma} = \sum_{i=1}^n i_{ц} \cdot \frac{n_{\partial(i-1)} \cdot q_{цБП(i-1)} + n_{\partial i} \cdot q_{цБПi}}{14400}.$$

Швидкість руху сільськогосподарської техніки V_a можна виразити через частоту обертання колінчастого валу n_{∂} :

$$V_a = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{n_{\partial} \cdot r_{к}}{i_{mp}}. \quad (2.91)$$

Загальний вигляд апроксимованих залежності концентрації сажі C_c у відпрацьованих газах сільськогосподарської техніки наведено далі:

$$C_c = c_1 + c_2 \cdot N_e + c_3 \cdot n_{БП} + c_4 \cdot N_e^2 + c_5 \cdot n_{БП}^2 + c_6 \cdot N_e \cdot n_{БП}, \quad (2.92)$$

де $c_1, c_2 \dots c_6$ – постійні коефіцієнти апроксимації.

2.3 Вибір та опис обладнання для проведення експериментальних досліджень, його характеристики

2.3.1 Гальмовий обкатувальний стенд КИ - 5542 ГОСНИТИ

Гальмовий обкатувальний стенд КИ-5542 призначений для випробування автотракторних двигунів внутрішнього згоряння з метою визначення їх технічних, економічних і екологічних показників роботи в умовах ремонтних спеціалізованих майстерень або в лабораторних умовах. Стенд складається з таких основних складових частин: динамометра електричного 10, реостата 1, електрошафи 12, пульта керування, установочних стояків, поздовжніх і поперечних плит 8,7, баку для палива 3, вагового пристрою 6 (рис.2.12).

До складу електричного динамометра входить балансірна електромашина 10, силовимірювальний механізм 13, вал карданний і огорожа, змонтована на картері зчеплення маховика.

Балансірна машина використовується в якості приводу під час запуску двигуна і його „холодного” обкатування, а також гальма при „гарячому” обкатуванні двигуна з навантаженням. Балансірна електромашина з фазовим ротором обладнана двома опорними цапфами, закріпленими до загальної плити, що дозволяє корпусу машини повертатись на деякий кут в обидві сторони відносно вала ротора. При роботі електромашини крутний момент ротора створює реактивний момент на її статорі, який прагне повертати корпус електромашини в протилежному напрямку.

Так як реактивний момент на статорі дорівнює крутному моменту ротора, то за реактивним моментом визначаються гальмівний момент (або момент сил тертя) при обкатуванні двигуна за шкалою силовимірювального механізму 13.

Електромашина працює на стенді в двох режимах: електродвигуна і

генератора. Режим електродвигуна роботи електромашини використовується при „холодному” обкатуванні двигуна. Режим генератора - при „гарячому” обкатуванні двигуна під навантаженням.

Вал ротора електромашини з'єднується з випробовуваним двигуном за допомогою карданного вала, який дозволяє встановлювати двигун відносно електромашини з допустимим зміщенням в межах ± 5 мм.

Силувимірювальний механізм маятникового типу призначений для вимірювання гальмівного моменту при обкатуванні двигуна під навантаженням, або моменту сил тертя при „холодному” обкатуванні.

При повороті корпусу електромашини повертається ексцентриковий вал. На ексцентриковому валу закріплений важіль з вантажем (маятник), який при повороті ексцентрикового вала відхиляється від вертикального положення. Відхилення вантажу проходить до тих пір, поки момент сили тяжіння вантажу не врівноважить гальмівний або крутний момент.

Реостат рідинний служить для запуску балансірної електромашини, регулювання частоти обертання її ротора при „холодному” обкатуванні двигуна і гальмівного моменту в процесі „гарячого” обкатування.

Реостат складається з бака ємністю 300 л, який заповнюється водним розчином кальцинованої соди. У верхній частині баку встановлений вал, на якому з допомогою ізолятора закріплені електроди. До кожного електроду під'єднується фаза обмотки ротора і через ротор проходить їх замикання.

Шляхом занурення електродів в розчин кальцинованої соди можна змінити активний опір в ланцюзі ротора електричної машини і тим самим регулювати частоту обертання або момент на її валу.

Вал з електродами повертається в кронштейнах за допомогою електричного механізму, з'єданого з валом електродів за допомогою важеля кривошипа. При повороті вала електроди занурюються в розчин або виводяться з нього.

Необхідна умова запуску випробовуваного двигуна – підняте положення електродів реостата.

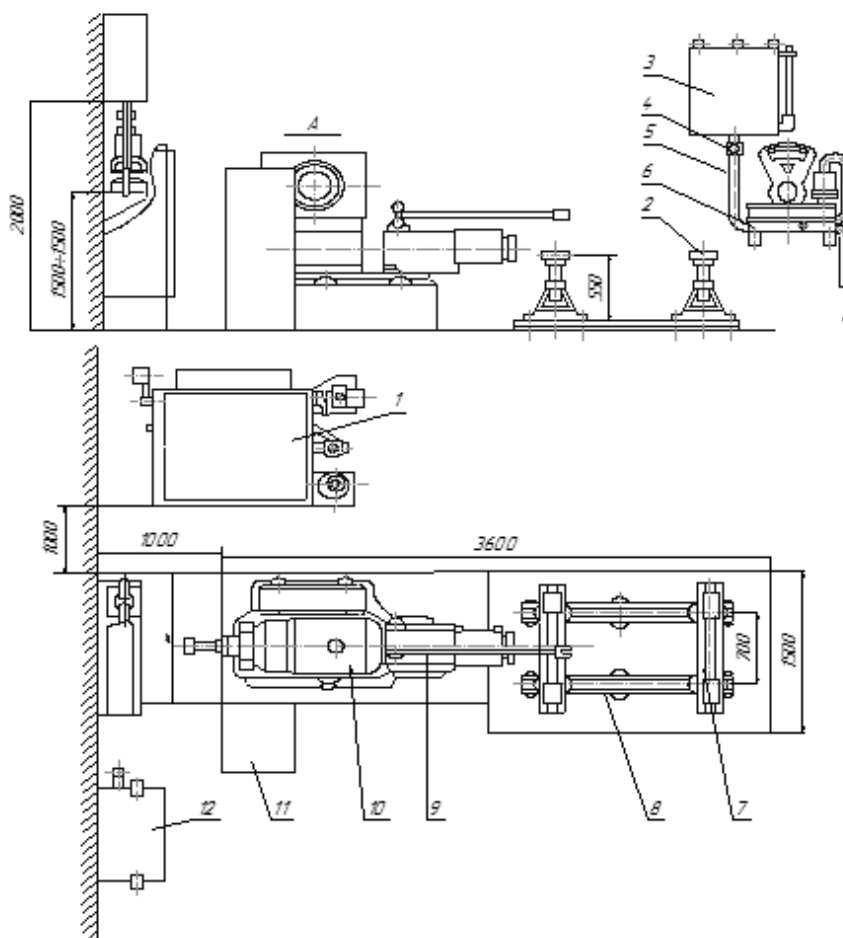
В залежності від величини площі занурення електродів в розчин, змінюються опір обмоток ротора і таким чином змінюється частота обертання ротора електромашини або гальмівний момент.

Таблиця 2.5 - Основні технічні дані стенда КИ - 5542 ГОСНИТИ

| № | Показник | Одиниця вимір. | Норма |
|----|--|----------------|--|
| 1. | Електромашини: а) тип б) марка в) потужність г) синхронна частота обертання ротора | кВт об/хв | Балансирна, асинхронна з фазовим ротором 4АНК 37 1000 |
| 2. | Діапазон регулювання частоти обертання ротора електромашини - в режимі двигуна - в режимі генератора | об/хв | 500-950 1100-2000 |
| 3. | Вимірювання частоти обертання ротора: границі вимірювання | об/хв | 0-2500 |
| 4. | Вимірювання витрати палива а) інтервал зважування б) допустима похибка | г г | вага циферблатна 100-2500 +/- 2,5 |
| 5. | Найбільша гальмівна потужність стенда при 2000 об/хв | к.с | 100 |
| 6. | Регулювальний реостат а) ємність баку | л. | рідинний з охолодженням проточною водою, 300л |
| 7. | Номінальний вимірювальний крутний момент | кГс м | 40 |

Продовження таблиці 2.5

| | | | |
|----|---|-----|-------------|
| 8. | Силвимірювальний механізм | | Маятниковий |
| | а) тип | | |
| | б) границі показів за шкалою циферблата | кГс | 0-60, 0-40 |
| | в) ціна мінімальної поділки шкали | кГс | 0,25 |
| | г) границя відносної похибки | % | +/-1 |
| | д) розрахункове плече | мм | 716,2 |
| 9. | Мережа живлення | | |
| | - напруга (лінійна) | В | 380 |
| | - число фаз | | 3 |
| | - частота струму | Гц | 50 |

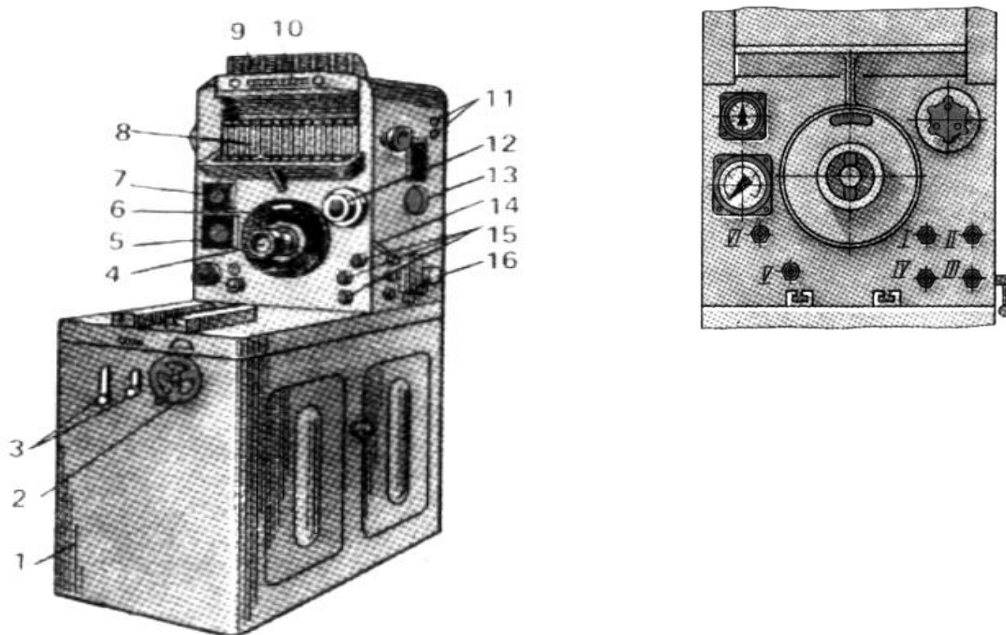


1 - реостат; 2 – стійка; 3 – бак для пального; 4 – кран трьохходовий; 5 – паливопровід; 6 – вага; 7, 8. – плита; 9 – тяга; 10 – динамометр; 11 – пульт керування; 12 – електрошкаф.

Рисунок 2.12 - Обладнання стенда КИ – 5542

2.3.2 Стенд для регулювання паливної апаратури КИ - 921М

Стенд призначений для випробування і регулювання паливної апаратури автотракторних дизелів на спеціалізованих ремонтних підприємствах. На стенді можна виконувати випробування та регулювання паливних насосів високого тиску (з числом секцій до 8) за параметрами подачі палива, кутом початку подачі палива і герметичності головок.



I – від баку, II – від фільтра, III – до фільтра, IV – для протитиску паливопідкачувальних насосів, V – для підведення тиску 2,5 МПа, VI – КДМ (Д-108 і Д-160).

1 – основа стенда; 2 – рукоятка зміни частоти обертання приводу насоса; 3 – кнопочні станції; 4 – вал приводу насоса; 5 і 13 – манометри; 6 – нерухомий диск стробоскопічного пристрою; 7 – тахометр; 8 – мензурки; 9 – панель датчиків; 10 – панель керування; 11 – кнопка вмикання – вимикання автомата; 12 – рукоятка лічильника-автомата; 14 – важіль запуску лічильника-автомата; 15 – штуцери підключення паливопроводів; 16 – рукоятка дроселя (стендового насоса високого тиску).

Рисунок 2.13 - Стенд КИ-921М (СДТА-2)

Стенд (рис. 2.13) складається з корпусу, приводу з механічним варіатором, системи паливоподачі низького тиску, системи паливоподачі високого тиску зі стендовим насосом, лічильно-вимірювальних пристроїв і електрообладнання. На рамі встановлений стіл у вигляді чавунної плити, на направляючі якої встановлюється кронштейн з випробуваним паливним

насосом. До плити прикручена передня панель, на якій змонтовані манометр з границями вимірювання $0 - 6 \text{ кгс/см}^2$, електричний дистанційний тахометр типу ТЗ-204, диск стробоскопічного пристрою і лічильник – автомат, рукоятка якого виведена назовні. Електротахометр призначений для вимірювання частоти обертання вала приводу стенда, манометр - для вимірювання низького тиску в системі паливоподачі стенда, лічильник–автомат – для визначення кількості циклів подачі палива секцією паливного насоса.

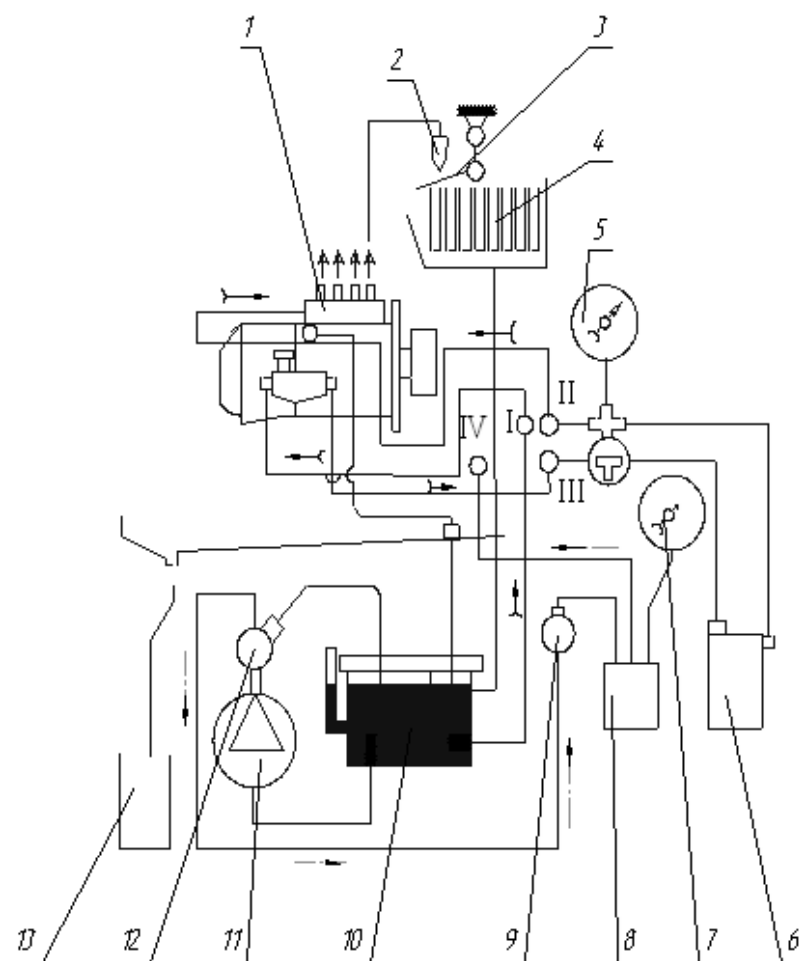
Необхідну кількість обертів вала приводу встановлюють за допомогою маховичка варіатора.

Таблиця 2.6 - Технічна характеристика стенда КИ – 921М

| Тип стенда | Стационарний |
|--|---|
| Частота обертання вала приводу насоса : | |
| для ступені I, об /хв | 120 – 420 |
| для ступені II, об /хв | 360 – 1300 |
| Спосіб визначення подачі паливних насосів | Об'ємний |
| Визначення кутів впорскування палива насосом через форсунки | За допомогою стробоскопічного пристрою |
| Точність підрахунку, град | 0,5 |
| Визначення початку і тривалості подачі палива для перевірки герметичності головок паливних насосів | Нагнітанням його в головку насоса під тиском до 25 кгс/см^2 |
| Точність підрахунку, град | 0,5 |
| Місткість паливного баку , л | 38 |
| Привод головного вала стенда : | |
| електродвигун | АОЛ – 32 – 4 |
| потужність, кВт | 3 |
| частота обертання, об/хв | 1430 |

Продовження табл. 2.6

| Привод стенового насосу високого тиску Г12-31А: | |
|---|-------------------|
| електродвигун | 4А80В6 |
| потужність, кВт | 1,1 |
| частота обертання, об/хв | 920 |
| Подача насоса високого тиску Г12 – 31А, л/хв | 5 |
| Габаритні розміри стенда, мм | 1100 × 600 × 1620 |
| Маса (без палива), кг | 520 |



1 - випробовуваний насос, 2 - форсунка, 3 - шторка, 4 - мензурка, 5 - манометр на 0-6кгс/см²,
 6,8 - фільтри тонкої очистки, 7 - манометр на 0-40кгс/см²,
 9 - дросель, 10 - паливний бак, 11 - стеновий насос високого тиску,
 12 - запобіжний клапан, 13 - бак для брудного палива, I-VI - штуцери.

Рисунок 2.14 - Схема паливоподачі стенда КИ - 921М

Експлуатація стенда КИ-921М. Вал 4 (рис. 2.14) приводиться в дію від електродвигуна АОЛ2-32-4 потужністю 3 кВт і частотою обертання 1430 хв^{-1} . Штуцером I (рис. 1.4) з'єднують випробовувану апаратуру з паливним баком, штуцерами II і III - з стендовим фільтром тонкої очистки через манометр низького тиску. Штуцер IV призначений для створення на випуску підкачувальних і паливних насосів постійного напору палива 0,45 МПа, до штуцера V постійно підводиться паливо під тиском 2,5 МПа, штуцер VI служить для відведення палива від шестеренчастих паливних насосів (двигун Д – 108, Д – 160) під час їх випробування;

Кількість упорскутого палива вимірюють мензурками, які закріплені затискачами на поворотному мості і встановлені в передній бак стенда; передній бак вмонтований між двома боковинами, на яких зверху встановлена панель з вісьмома датчиками, панель керування і кронштейн з трубками. На правій боковині встановлені кнопки автоматичного вимикача для подачі напруги до електрообладнання стенда і відключення його від електричної мережі (при перевантаженнях – автоматично).

Стробоскопічний пристрій слугує для визначення кута початку впорскування палива через форсунки і складається з прозорого рухомого диску, нерухомого диску з вікном та візиром, датчиків стробоскопа з імпульсною лампою, командоапарата .

На передньому листі стенда змонтовані кнопкові станції: трьохелементна для керування електродвигуном вала приводу стенда і двохелементна для керування електродвигуном стендового насосу високого тиску. Маховичок служить для зміни частоти обертання вала приводу стенда.

2.3.3 Діагностичний стенд «Дельфін -1М»



Рисунок 2.15 - Загальний вигляд стенда «Дельфін–1М»

Стенд «Дельфін–1М» - це вимірювально-інформаційний комплекс, призначений для експертної підтримки персоналу СТО під час діагностування механічних конструкцій, функціональних схем систем впорскування і запалювання двигунів внутрішнього згорання, датчиків і виконавчих механізмів рухомої автоматики і т.п.

До його складу входить комплект віброакустичних датчиків, вимірювачі тисків і акустичної емісії, електричних адаптерів, а також експертна комп'ютерна програма.

Стенд має 8 вимірювальних каналів (рис.2.15), які використовуються таким чином:

- конструкційна акустика (частоти в межах 25 – 40 кГц) - канали 1 и 2;
- вібрації (частоти в межах 5 – 10000 Гц) - канал 3;
- вібрації (частоти в межах 5 – 180 Гц) - канал 4;
- електричні напруги (0 – 32 В) - канал 5;
- тиски (0 – 250 ати) - канал 6;
- сигнал початку відліку - канал 7;
- електричні напруги (0 –30000 В) - канал 8.

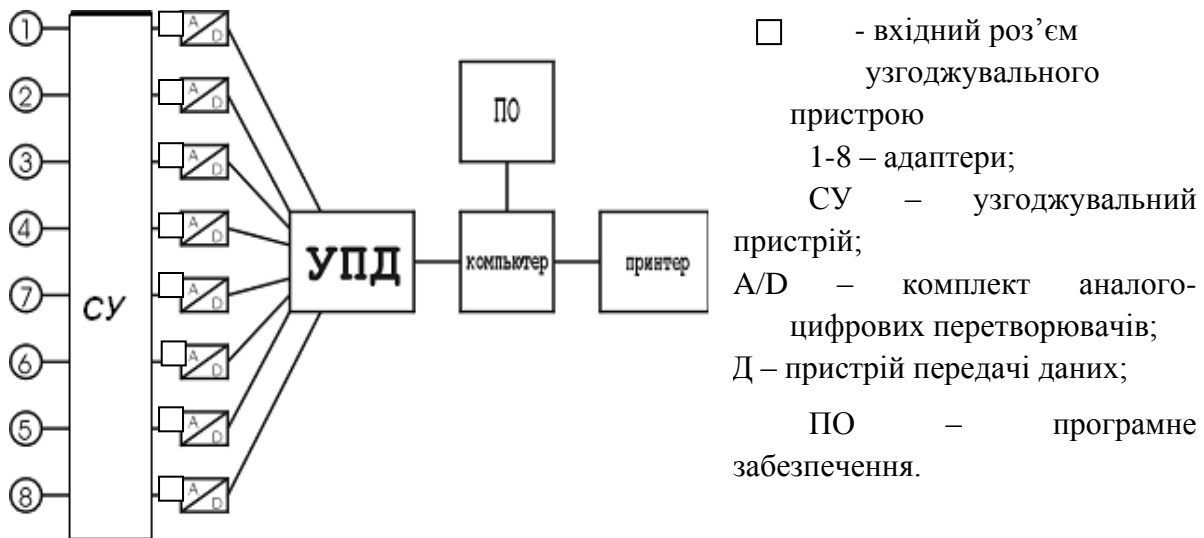


Рисунок 2.16 - Принципова схема роботи станда «Дельфін - 1М

2.3.4 Димомір МЕТА-01МП 0.1 ЛТК

Для зняття показників димності відпрацьованих газів дизеля використовувався димомір МЕТА-01МП 0.1 ЛТК №15138, виготовлений 1 кв. 2008 р., який наведено на рис. 2.17. Межа допустимої абсолютної похибки вимірювання становить $\pm 0,05 \text{ м}^{-1}$, при коефіцієнті поглинання $1,6 - 1,8 \text{ м}^{-1}$. В табл. 2.7 наведені технічні характеристики димоміра [48].



Рисунок 2.17 – Димомір МЕТА-01МП 0.1 ЛТК

Для вимірювання частоти обертання колінчастого валу використовувався цифровий безконтактний лазерний тахометр DT-2234C №S067549 (рис. 2.17), характеристики якого наведені в табл. 2.7.

Таблиця 2.7 – Технічні характеристики димоміра МЕТА-01МП 0.1 ЛТК

| № | Показник | Значення |
|----|--|---|
| 1. | Діапазон вимірювання димності відпрацьованих газів дизеля: в одиницях коефіцієнта поглинання, м^{-1} в одиницях коефіцієнта ослаблення, % | $0,00 - \infty$ $0,0 - 100,0$ |
| 2. | Межа допустимої абсолютної похибки, м^{-1} | не більше $\pm 0,05$ (при коефіцієнті поглинання $1,6 - 1,8 \text{ м}^{-1}$) |
| 3. | Номінальна ціна одиниці найменшого розряду: - коефіцієнта поглинання, м^{-1} - коефіцієнта ослаблення, % | $0,01$ $0,1$ |
| 4. | Ефективна фотометрична база, м | $0,1$ |
| 5. | Живлення | вбудована акумуляторна батарея Li-ion 11,1 В 2 А·год |
| 6. | Потужність, що споживається від джерела живлення, Вт | не більше $2,5$ |

2.4 Методи та планування експериментальних досліджень

У країнах Європейського союзу для дизелів використовується Європейський стаціонарний випробувальний цикл (European Stationary Cycle (ESC)) та Європейський навантажувальний цикл для визначення димності відпрацьованих газів (European Load Response Test (ELR)). У стандартах, що описують дані цикли містяться не лише граничні значення середньо-експлуатаційних викидів нормованих шкідливих речовин відпрацьованих газів дизелів, але і методики проведення стендових випробувань й аналізу отриманих результатів, перелік режимів, на яких ці випробування мають проводитись, що разом утворюють випробувальний цикл, який є моделлю експлуатації двигуна.

Такі цикли потребують роботу дизеля на стаціонарних режимах, тобто в них не враховується робота на перехідних режимах.

В Україні також діють аналогічні стандарти – ГОСТ 17.2.2.01–84 [49] для визначення димності відпрацьованих газів та ГОСТ 37.001.234–81 [49] для стендових випробувань двигунів з примусовим запалюванням. В ГОСТ 37.001.234–81 та Правилі № 49 ESC використовується стандартний 13-режимний випробувальний цикл, який передбачає визначення показників токсичності відпрацьованих газів на наступних стаціонарних режимах: трьох режимах холостого ходу; п'яти режимах з частотою обертання колінчастого валу, яка дорівнює номінальній частоті; п'яти режимах, які мають частоту обертання колінчастого валу, при якій крутний момент досягає максимуму.

Проте, даний випробувальний цикл не враховує особливостей експлуатації дизельного генератора, оскільки дизель у процесі експлуатації працює на постійній частоті обертання колінчастого валу та на навантаженнях, які становлять не більше ніж 50% номінальної потужності двигуна. Тому використання 13-режимного випробувального циклу не є обґрунтованим. Проте взявши його за основу було проведено планування експериментального дослідження. Врахувавши особливості експлуатації дизельного генератора були змінені значення частот обертання колінчастого валу та значення навантажень на колінчастий вал дизеля.

Стандартні навантажувальні характеристики дизеля при роботі на ДП, БП та їх сумішах отримувались за методом, наведеним в ГОСТ 14846-81 [50]. Димність відпрацьованих газів вимірювалася за методом, наведеним в ДСТУ 4276:2004 [51]. При проведенні експериментального дослідження використовувалось ДП, яке відповідає ДСТУ 4840:2007 [52], та БП, яке відповідає ДСТУ 6081:2009 [53].

Кут випередження впорскування палива в дизелі при роботі на ДП, БП та їх сумішах різного відсоткового складу приймається однаковим і рівним. Такий кут рекомендований заводом-виробником і, враховуючи конструкцію двигуна, не може змінюватись в процесі його роботи.

При визначенні навантажувальних характеристик важіль подачі палива встановлювався в положення, що забезпечує частоту обертання колінчастого валу двигуна 800 об/хв, 2200 об/хв та 1500 об/хв; такі частоти обертання підтримувались при навантаженнях від 0 до 100% з кроком в 15%. Відсотковий склад суміші ДП та БП в дослідженні змінюється з 100 % ДП до 100 % БП. Суміш палив, що знаходяться в резервуарі, попередньо змішана.

Визначення часу розгону та сповільнення обертання колінчастого валу проводилось з під'єднаним до дизеля генератором, що працює без навантаження. При визначенні значень частоти обертання та часу розгону колінчастого валу дизеля важіль подачі палива переміщувався з мінімального в максимальне положення за 1,5 с. При визначенні часу сповільнення обертання колінчастого валу дизеля переміщення важеля подачі палива з максимального положення в положення відключення циклової подачі відбувається максимально швидко. При цьому визначались показники частоти обертання колінчастого валу та час сповільнення.

План експериментальних досліджень для визначення навантажувальних характеристик дизеля при роботі на суміші палив складається з таких варіативних факторів: відсоткового складу суміші ДП та БП, навантаження на колінчастий вал дизеля, частоти обертання колінчастого валу двигуна.

Діапазон варіювання факторів:

- відсотковий склад суміші палив: 100 % БП ($n_{БП} = 1$); 25 % ДП, 75 % БП ($n_{БП} = 0,75$); 50 % ДП, 50 % БП ($n_{БП} = 0,5$); 75 % ДП, 25 % БП ($n_{БП} = 0,25$); 100 % ДП ($n_{БП} = 0$);
- навантаження на колінчастий вал дизеля: 0 %, 20 %, 35 %, 50 %, 65 %, 80 %, 100 %;
- частота обертання колінчастого валу двигуна: 800 об/хв, 2200 об/хв та 1500 об/хв.

Отже, в результаті багатофакторного експериментального дослідження отримані регресивні рівняння: залежності ефективного крутного моменту від циклової подачі суміші палив, частоти обертання колінчастого валу дизеля та відсоткового складу суміші палив; залежності циклової подачі суміші палив від

частоти обертання колінчастого валу дизеля та положення важеля подачі палива. Планування експериментального дослідження для визначення навантажувальних характеристик при роботі на суміші палив різного відсоткового складу наведено в Додатку А.

План експериментальних досліджень для вимірювання димності відпрацьованих газів дизеля при роботі на суміші палив складається з двох варіативних факторів: відсоткового складу суміші палив та навантаження на колінчастий вал дизеля.

Діапазон варіювання факторів:

- відсотковий склад суміші палив: 100 % БП ($n_{БП} = 1$); 25 % ДП, 75 % БП ($n_{БП} = 0,75$); 50 % ДП, 50 % БП ($n_{БП} = 0,5$); 75 % ДП, 25 % БП ($n_{БП} = 0,25$); 100 % ДП ($n_{БП} = 0$);
- навантаження на колінчастий вал дизеля: 0 %, 20 %, 35 %, 50 %, 65 %, 80 %, 100 %;

Отже, в результаті двофакторного експериментального дослідження отримано регресивне рівняння залежності концентрації сажі в відпрацьованих газах від навантаження та відсоткового складу суміші палив.

План експериментальних досліджень для вимірювання часу розгону та сповільнення колінчастого валу дизеля складається з одного варіативного фактору зі значеннями – 100 % БП ($n_{БП} = 1$) та 100 % ДП ($n_{БП} = 0$). В результаті проведеного однофакторного експериментального дослідження перевірялась адекватність удосконаленої математичної моделі.

План експериментальних досліджень для визначення впливу зміни кута випередження впорскування суміші палив на її витрату при роботі дизеля на суміші палив складається з трьох варіативних факторів: відсоткового складу суміші палив, кута випередження впорскування та частоти обертання колінчастого валу двигуна.

Діапазон варіювання факторів:

- відсотковий склад суміші палив: 25 % ДП, 75 % БП ($n_{\delta n} = 0,75$); 50 % ДП, 50 % БП ($n_{\delta n} = 0,5$); 75 % ДП, 25 % БП ($n_{\delta n} = 0,25$);
- кут випередження впорскування суміші палив: $+3^0 \dots -3^0$ до ВМТ;

- частота обертання колінчастого валу двигуна: 2200 об/хв та 1500 об/хв.

В результаті трьохфакторного експериментального дослідження визначенні необхідні значення зміни кута випередження впорскування залежно від відсоткового складу суміші палив та частоти обертання колінчастого валу дизеля.

Основним завданням планування експериментальних досліджень є обґрунтування необхідного об'єму вибірки, який, значною мірою, впливає на точність результатів при статистичному дослідженні.

Об'єм вибірки n можна розраховувати за формулами [53]:

$$n = \frac{\gamma^2}{\Delta_a^2} z_{1-\alpha/2}^2, \quad (2.93)$$

де γ – коефіцієнт варіації;

Δ_a – максимальна відносна помилка при оцінці середнього значення;

$z_{1-\alpha/2}$ – квантіль рівня $P = 1 - \alpha/2$ нормованої нормально розподіленої випадкової величини; $P = 1 - \alpha/2$ – статистична надійність, що представляє собою ймовірність неперевищення фактичною помилкою, при оцінці середнього значення характеристики, максимальних помилок Δ_a (по модулю).

Генеральний коефіцієнт варіації γ є невідомою величиною, тому, при визначенні об'єму вибірки, його заміняють вибірковим коефіцієнтом варіації v . Тоді об'єм вибірки дослідження визначатиметься за формулою:

$$n = \frac{v^2}{\Delta_a^2} \cdot z_{1-\alpha/2}^2. \quad (2.94)$$

При середній точності дослідження максимальну відносну помилку Δ_a приймаємо рівною $0,5 \cdot v$. Тоді формула визначення об'єму вибірки зміниться на таку:

$$n = \frac{v^2}{0,5^2 \cdot v^2} \cdot z_{1-\alpha/2}^2, \quad (2.95)$$

$$n = \frac{z_{1-\alpha/2}^2}{0,25}. \quad (2.96)$$

Розрахуємо об'єм вибірки, який забезпечить ймовірність неперевищення фактичної помилки $P = 0,95$, квантіль рівня $z_{1-\alpha/2}^2 = 1,645$ [53]:

$$n = \frac{1,654}{0,25} = 6,61 \approx 7. \quad (2.97)$$

Отже, при заданих умовах точності, необхідно провести не менше семи експериментальних досліджень для кожного з показників.

За результатами багаторазових прямих вимірювань обчислювалося середнє арифметичне значення вимірюваної величини \bar{x} :

$$\bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}, \quad (2.98)$$

де x_1, x_2, \dots, x_n – результати окремих вимірювань.

Випадкову похибку оцінюємо за середньоквадратичним відхиленням результатів вимірювань S_x :

$$S_x = \pm \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n}}. \quad (2.99)$$

Коефіцієнт варіації середньої квадратичної похибки W_x визначається за формулою:

$$W_x = \pm \frac{S_x}{\bar{x}} \cdot 100\%. \quad (2.100)$$

Середньоарифметична похибка $S_{\bar{x}}$ показує, з якою точністю отримано середнє арифметичне значення вимірюваної величини і обчислювалася за формулою:

$$S_{\bar{x}} = \pm \frac{S_x}{\sqrt{n}} \cdot t, \quad (2.101)$$

де t – коефіцієнт Стьюдента, що враховує вплив числа вимірювань на точність одержуваного результату, який визначається за таблицями.

Коефіцієнт варіації середньоарифметичних похибок W_x :

$$W_x = \pm \frac{S_x}{x} 100\% . \quad (2.102)$$

При дослідженнях приймається довірча ймовірність 0,95.

Висновки

У результаті проведеної роботи, можна зробити наступні висновки:

1. Біодизельне паливо є екологічно чистим видом палива, що виготовляється з відновлювальної сировини. Використання біодизельного палива в дизелях дозволяє покращити його екологічні показники. Оскільки температура спалаху у біодизельного вища ніж у дизельного палива, то його зберігання є більш безпечнішим ніж дизельне, але при тривалому зберіганні можливе його окислення та розкладання. Перевагою використання біодизельного палива є кращі змащувальні властивості ніж у дизельного. Відмінності фізико-хімічних властивостей біодизельного палива від дизельного спричиняють зміну характеру протікання робочих процесів дизеля і призводять до зменшення періоду затримки самозаймання, збільшення тривалості впорскування, випаровування та горіння палива, що, в свою чергу, погіршує дисперсність розпилювання палива. Оскільки біодизельне паливо має меншу енергетичну цінність ніж дизельне, то для забезпечення необхідних технічних показників двигуна при використанні біодизельного палива необхідно збільшувати циклову подачу палива. При цьому для згорання біодизельного палива необхідна менша кількість повітря, ніж для згорання дизельного. Для компенсування негативного впливу особливостей фізико-хімічних властивостей біодизельного палива на протікання робочих процесів дизеля та максимального використання його переваг доцільно використовувати біодизельне паливо в суміші з дизельним.

2. Використання біодизельного палива перспективне на вже раніше розроблених зразках двигунів з внесенням незначних змін у систему живлення. Використання біодизельного палива дозволяє зменшити витрати на паливо та покращити екологічні показники сільськогосподарської техніки та транспортних засобів.

3. Удосконалено математичну модель «Двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив»

За допомогою удосконаленої математичної моделі можуть виконуватись такі розрахунково-теоретичні дослідження:

а) визначення раціонального відсоткового складу суміші ДП та БП за відповідних режимів роботи сільськогосподарської техніки;

б) визначення економічних і екологічних показників сільськогосподарської техніки при роботі на сумішах палив різного відсоткового складу;

в) оцінка впливу зміни параметрів навколишнього середовища на показники сільськогосподарської техніки;

г) вплив на зовнішні і часткові швидкісні характеристики дизеля використання суміші палив з різним відсотковим складом.

4. Проведено математичне моделювання процесів впорскування і розпилювання палива в дизелях використовуючи різні методики. За результатами моделювання проведено дослідження шляхів покращення якості розпилювання біодизельного палива. Було встановлено, що зменшення діаметру і числа соплових отворів приводять до покращення розпилювання палива. З проведеного дослідження видно, що тиск впорскування має значний вплив на якість розпилювання палива при переводі дизельного двигуна на роботу на біодизельному паливі. Зі збільшенням тиску впорскування, до певної величини, якість розпилювання покращується, далі динаміка поліпшення якості розпилювання не значна.

5. Для проведення експериментального дослідження було обрано обладнання та описано його характеристики. Виконано планування проведення експериментальних дослідження при роботі дизеля на ДП, БП та їх сумішах, а саме: навантажувальних характеристик дизеля; залежності значення зміни кута випередження впорскування від відсоткового складу суміші палив та частоти обертання колінчастого валу дизеля; залежності концентрації сажі від частоти обертання колінчастого валу дизеля.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Чуваєв П. І. Вплив автомобільного транспорту на навколишнє середовище [електронний ресурс] / П. І. Чуваєв // Вісник Національного транспортного університету. — 2013. — № 27. — с. 380-383. — Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/j-pdf/vntu_2013_27_58.pdf

2. Тарлаков Я.В. Эксплуатационные показатели дизельных электростанций лесного комплекса при работе на биотопливе: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.21.01 «Технология и машины лесозаготовок и лесного хозяйства» / Я. В. Тарлаков. – М, 2013. – 16 с.

3. Осетров О.О. Поліпшення техніко-економічних показників дизеля ЧН 12/14, що працює на біопаливах: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / О. О. Осетров. – Харків, 2015. – 20 с.

4. Крылов А. В. Разработка газодизельного процесса с внутренним смесеобразованием и комплексная оценка его экологических и экономических качеств: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : спец. 11.00.11 «Охрана окружающей среды и рациональное использование природных ресурсов» / А. В. Крылов . – М., 1997. – 20 с.

5. Фадеев С. А. Улучшение показателей тракторных двигателей при работе на биотопливе, обработанном ультразвуком: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : спец. 05.20.03 – «Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве» / С. А. Фадеев . – Саратов, 2011. – 18 с.

6. Фомин В. Н. Повышение технико-экономических показателей автотракторных дизелей, работающих на минерально-растительном топливе: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 – «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / В. Н. Фомин . – УЛЬЯНОВСК , 2011. – 16 с.

7. Шльончак А.І. Покращення економічних та екологічних показників транспортних засобів з дизелем шляхом використання сумішевих палив:

автореф. дис. канд. техн. наук : 05.22.20 / І. А. Шльончак: Нац. трансп. ун-т. – К., 2013. – 20 с.

8. Поляков А. П. Покращення показників дизеля зміною пропорцій дизельного та біодизельного палив в паливній суміші / А. П. Поляков, О. О. Галушак, П. А. Поляков, Д. Л. Королюк // Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних сил. — 2013. — Вип. 3. — С. 167-169.

9. Ефанов А. А. Улучшение экологических характеристик дизеля регулированием состава смесового биотоплива: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.04.02 – «Тепловые Двигатели» / А. А. Ефанов – М., 2008. – 20 с.

10. Водяник І.І. Експлуатаційні властивості тракторів і автомобілів. - К: Урожай. 1994. - 224 с.

11. Марков В. А. Использование смесей дизельного топлива и метилового эфира подсолнечного масла в качестве топлива для транспортных дизелей / В. А. Марков, С. Н. Девянин, С. А. Нагорнов, С. С. Лобода // инженерный журнал: Наука и инновации, электронное научно-техническое издание. – М.: – 2013. – 16 с.

12. Иващенко Н.А. Оптимизация состава смесового биотоплива на основе рапсового масла для транспортного дизеля / Н.А. Иващенко, В.А. Марков, А.А. Ефанов и др. // Двигатель-2007: Материалы докл. междунар. конф., посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана. — М., 2007. — С. 366-371.

13. Левківський О. О. Поліпшення паливної економності і екологічних показників вантажних автомобілів при використанні біодизельного палива: автореф. дис.. кандидат техн. наук: 05.22.20 / О. О. Левківський. – К.: НТУ, 2013. – 20 с.

14. Галушак О.О. Рекомендації щодо використання регулювання відсоткового складу суміші палив для дизеля / О.О. Галушак, В.Б. Рябошапка В.П. Комаха //Всеукраїнський науково-виробничий журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК», ВНАУ. 2018 - №2 – С.67-72

15. Езжев А.А. Совершенствование рабочего процесса дизеля, работающего на смесевом биотопливе: автореф. дис. кандидат техн. наук : 05.04.04 / А.А. Езжев. — М, 2014. — 22 с.
16. Атамась А.І. Результати досліджень екологічних характеристик автомобіля з дизелем під час використання біопалива / А.І. Атамась // Екол. безпека. — 2013. — № 2. — С. 60-64.
17. Семёнов В.Г. Оценка влияния физико–химических показателей биодизельного топлива на параметры дизеля и его эколого–эксплуатационные характеристики / В.Г. Семёнов, М.Н. Лылка // Вісник Аграрної науки причорномор'я спеціальний випуск 2(41) – Миколаїв – 2007. – С. 11.
18. Эксплуатация машинно-тракторного парка. Бондаренко Н.Г. - 2-е изд., доп. и перераб. - К: Вища школа. Головное изд-во, 1984. - 232 с.
19. Дунин А. Ю. Совершенствование системы совместной подачи двух топлив в камеру сгорания дизеля через одну форсунку: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.04.02 – «Тепловые Двигатели» / А. Ю. Дунин – М., 2006. – 18 с.
20. Долганов К.Е., Каньковский Н.Е., Романюк В.И., Головчук А.Ф. Однорежимно-всережимный регулятор частоты вращения для тракторного дизеля// Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 1985. -№8. - С. 11-15.
21. Миронюк С.К. Использование транспорта в сельском хозяйстве. - М.: Колос, 1982. - 287 с.
22. Болтинский В.Н. Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей. - М: Издательство сельскохозяйственной литературы, журналов и плакатов, 1962. - 391 с.
23. В.І. Дуганець, В.В. Майсус, О.В. Думанський. Підвищення завантаження дизельного двигуна за допомогою удосконаленого автоматичного регулятора. / Збірник наукових праць Подільського державного аграрно-технічного університету. Вип. №15, 2007. - С. 504 - 506.
24. Гунько І.В., Бурлака С.А. Система паливоподачі дизельного двигуна з

електронним регулюванням складу дозованої паливної суміші. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. №2 (97). С. 47–51.

25. Водяник І.І. Шляхи збільшення завантаження двигунів з метою підвищення паливної економічності тракторів / Наукові праці Кам'янець-Подільського державного університету. Вип.. 3, том 1, 2004, - С. 218 - 220.

26. Трактори та автомобілі. Ч. I. Автотракторні двигуни: Навч. посіб./М. Г. Сандомирський, М. Ф. Бойко, А. Т. Лебедев та ін./; За ред. проф. А. Т. Лебедева. – К.: Вища школа., 2000. 357 с.: іл.

27. Довідник по усуненню несправностей тракторів. Запитання і відповіді/ І. І. Водяник, В. К. Фаюстов, Ю. А. Бобильов, М. М. Клевцов; За ред. І. І. Водяника. – К.: Урожай, 1990.- 272 с.

28. Гунько І.В., Бурлака С.А., Ярощук Р.О. Вибір оптимальної методики покращення складу сумішевого біопалива з рослинних олій. Вісник Хмельницького національного університету. 2018. №4.

29. Випробування автотракторних дизельних двигунів внутрішнього згорання / Анісімов В. Ф., Гунько І. В., Гуцаленко О. В., Музичук В. І., Комаха В. П., П'ясецький А. А., Рябошапка В. В., Кравець С. М.; за ред. В. В. Біліченка, В. М. Пришляка.- Вінниця, РВВ ВНАУ, 2015.-41

30. Безп'ятий Ф. С., Троїцький І. Ф. Конструкції, основи теорії і розрахунок трактора. – М.: Машинобудування, 1972.-502 с.

31. Войтов В. Техніко-експлуатаційні та екологічні показники дизельних двигунів з використанням біодизеля / В.Войтов, М.Карнаух, М. Даценко // Техніка і технології АПК. – 2009.– № 1 – С. 13-17.

32. . Захарчук В.І. Применение альтернативных топлив в автотракторных дизелях / В.І.Захарчук // Энергосбережение. – 2010. – № 2. – С. 26-28.

33. Девянин С.Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей / С.Н.Девянин, В.А. Марков,В.Г. Семенов – Х.: Новое слово, 2007. – 452 с.

34. Анисимов В.Ф., Серета Л.П., Рябошапка В.Б. Исследование возможности использования биотоплива в автотракторных дизелях // Вібрації в техніці та технологіях. - 2006. - №3(45). - С. 20 - 25.

35. Анисимов В.Ф., Серета Л.П., Рябошапка В.Б., П'ясецький А.А. Дослідження впливу кута випередження подачі на експлуатаційні показники роботи дизеля при переведенні його на біодизельне паливо // Промислова гідравліка і пневматика. - 2008. - №2(20). - С. 100 - 106. с.

36. Semenov V.G. and Zinchenko A.A. CALCULATION OF THE HEAT VALUE OF BIOFUELS WITH CALORIMETRIC AND CHROMATOGRAPHIC DATA.- Chemistry and Technology of Fuels and Oils. Vol. 42, No.6, 2006. p.p. 446-450.

37. А.М. Божок, В.В. Майсус. Можливості і способи регулювання потужності дизеля машинно- тракторного агрегату. / Збірник наукових праць Подільського державного аграрно-технічного університету. Вип. №15, 2007. - С. 489 - 493.

38. Кутовой В.А. Распыливание топлив различной вязкости при впрыске в среду с противодавлением./ В.А. Кутовой // Двигатели внутреннего сгорания, 1971. – № 1. – с. 38-41 (НИИИИформтяжмаш).

39. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях / Н.Ф. Разлейцев //X: Вещь школа, – 1980. – 169с.

40. Bernard Challen Diesel Engine Reference Book Second Edition / Bernard Challen, Rodica Baranescu // Typeset by Replika Press Pvt. Ltd., 100% EOU Delhi 110 040 – India, 1999. – ISBN 075062176

41. Поляков А.П. Дослідження впливу підігріву палива на його характеристики в'язкості і густини / А. П. Поляков, О. О. Галушчак, С. О. Квасневський // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 142/2013. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. — Севастополь, 2013. – С 116 – 119.

42. Poliakov A.P. Provision of required viscosity index for bipropellant fuel / A.P. Poliakov, O.O. Galushchak, D.O. Galushchak // New Technologies and

Products in Machine Manufacturing Technologies, Tehnomus. Suceava, Romania, 2013. – №20. –P. 254-257

43. Mesquita F. M. R. Viscosities and viscosity deviations of binary mixtures of biodiesel + petrodiesel (or n-hexadecane) at different temperatures / F. M. R. Mesquita, F. X. Feitosa, F. R. do Carmo, R. S. de Santiago-Aguiar, H. B. de Sant'Ana / Journal of Chemical Engineering – Brazilian, September, 2012. – Vol. 29. – No. 03. – pp. 653- 664. — ISSN 0104-6632

44. Описание типа средств измерений: Измерители дымности отработавших газов МЭТА-01 МП. – М., 2010.

45. ГОСТ 17.2.2.01-84 Охрана природы. Атмосфера. Дизели автомобильные. Дымность отработавших газов. Нормы и методы измерений. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 11 с.

46. Галушак Д.О. Вплив сумішевого складу палива на екологічні показники дизельного двигуна / Д.О. Галушак // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції «Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів»: 8-11 вересня 2015р. – Одеса: Військова академія, 2015. – С. 46-49.

47. EN 590:2004 Automotive fuels – Diesel – Requirements and test methods (Автомобільні палива. Дизельне паливо. Вимоги та методи випробовування). – [Is valid since 2004-07-01]. – Brussels: European committee for standardization, 2004. – 11 p.

48. ДСТУ 4276:2004 Норми і методи вимірювання димності відпрацьованих газів автомобілів з дизелями або газодизелями. [Чинний з 2004-01-04] . – К.: Державний комітет України з питань технічного регулювання та споживчої політики, 2004. – 13 с.

49. ГОСТ 37.001.234-81 Охрана природы. Атмосфера. Дизели автомобильные. Выбросы вредных веществ с отработанными газами. Нормы и методы измерений

50. ГОСТ 14846-81 (СТ СЭВ 765-77). Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 55 с.

51. Степнов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: Справочник. / М.Н. Степнов. // М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.

52. ДСТУ 4840:2007 Паливо дизельне підвищеної якості. Технічні умови. – [Чинний від 2008-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 2007. – 12 с.

53. ДСТУ 6081:2009 Паливо моторне. Ефіри метилові жирних кислот олій і жирів для дизельних двигунів. Технічні вимоги. – 2009.

54. Гутаревич Ю.Ф. Екологія автомобільного транспорту: навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, Д.В. Зеркалов, А.Г. Говорун, А.О. Корпач, Л.П. Мержиєвська. – К.: Основа, 2002.– 312 с.

55. Сімоненко В.В. Поліпшення екологічних показників міських автобусів використанням дизельного біопалива : автореф. дис. кандидат техн. наук : 05.22.20 / В.В. Сімоненко. — К, 2016. — 22 с.

56. Патент на корисну модель №125234 Україна, МПК(2018.01) F 02 М 37/00 (2018.01) Система живлення дизельного двигуна з електронним регулюванням складу суміші / І. В.Гунько, В.М. Пришляк, А.А. П'ясецький, С.А. Бурлака (Україна). – №125234; заявл. 12.06.2017; опубл. 10.05.2018. – Бюл. № 9. – 4с.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Планування експериментів для визначення навантажувальних часткових характеристик при роботі на різних типах палива

| № експерименту | Тип палива | Частота | Навантаження | Результати, G_n | Положення важеля подачі палива, ψ_{nn} |
|----------------|------------|---------|--------------|-------------------|---|
| 1 | +2 | +1 | +3 | 1 | 1 |
| 2 | +2 | +1 | +2 | 2 | 2 |
| 3 | +2 | +1 | +1 | 3 | 3 |
| 4 | +2 | +1 | 0 | 4 | 4 |
| 5 | +2 | +1 | -1 | 5 | 5 |
| 6 | +2 | +1 | -2 | 6 | 6 |
| 7 | +2 | +1 | -3 | 7 | 7 |
| 8 | +2 | 0 | +3 | 8 | 8 |
| 9 | +2 | 0 | +2 | 9 | 9 |
| 10 | +2 | 0 | +1 | 10 | 10 |
| 11 | +2 | 0 | 0 | 11 | 11 |
| 12 | +2 | 0 | -1 | 12 | 12 |
| 13 | +2 | 0 | -2 | 13 | 13 |
| 14 | +2 | 0 | -3 | 14 | 14 |
| 15 | +2 | -1 | +3 | 15 | 15 |
| 16 | +2 | -1 | +2 | 16 | 16 |
| 17 | +2 | -1 | +1 | 17 | 17 |
| 18 | +2 | -1 | 0 | 18 | 18 |
| 19 | +2 | -1 | -1 | 19 | 19 |
| 20 | +2 | -1 | -2 | 20 | 20 |
| 21 | +2 | -1 | -3 | 21 | 21 |
| 22 | +1 | +1 | +3 | 22 | 22 |
| 23 | +1 | +1 | +2 | 23 | 23 |
| 24 | +1 | +1 | +1 | 24 | 24 |
| 25 | +1 | +1 | 0 | 25 | 25 |
| 26 | +1 | +1 | -1 | 26 | 26 |
| 27 | +1 | +1 | -2 | 27 | 27 |
| 28 | +1 | +1 | -3 | 28 | 28 |
| 29 | +1 | 0 | +3 | 29 | 29 |
| 30 | +1 | 0 | +2 | 30 | 30 |
| 31 | +1 | 0 | +1 | 31 | 31 |
| 32 | +1 | 0 | 0 | 32 | 32 |
| 33 | +1 | 0 | -1 | 33 | 33 |
| 34 | +1 | 0 | -2 | 34 | 34 |
| 35 | +1 | 0 | -3 | 35 | 35 |
| 36 | +1 | -1 | +3 | 36 | 36 |
| 37 | +1 | -1 | +2 | 37 | 37 |
| 38 | +1 | -1 | +1 | 38 | 38 |
| 39 | +1 | -1 | 0 | 39 | 39 |
| 40 | +1 | -1 | -1 | 40 | 40 |
| 41 | +1 | -1 | -2 | 41 | 41 |
| 42 | +1 | -1 | -3 | 42 | 42 |
| 43 | 0 | +1 | +3 | 43 | 43 |
| 44 | 0 | +1 | +2 | 44 | 44 |
| 45 | 0 | +1 | +1 | 45 | 45 |
| 46 | 0 | +1 | 0 | 46 | 46 |
| 47 | 0 | +1 | -1 | 47 | 47 |
| 48 | 0 | +1 | -2 | 48 | 48 |
| 49 | 0 | +1 | -3 | 49 | 49 |

| | | | | | |
|-----|----|----|----|-----|-----|
| 50 | 0 | 0 | +3 | 50 | 50 |
| 51 | 0 | 0 | +2 | 51 | 51 |
| 52 | 0 | 0 | +1 | 52 | 52 |
| 53 | 0 | 0 | 0 | 53 | 53 |
| 54 | 0 | 0 | -1 | 54 | 54 |
| 55 | 0 | 0 | -2 | 55 | 55 |
| 56 | 0 | 0 | -3 | 56 | 56 |
| 57 | 0 | -1 | +3 | 57 | 57 |
| 58 | 0 | -1 | +2 | 58 | 58 |
| 59 | 0 | -1 | +1 | 59 | 59 |
| 60 | 0 | -1 | 0 | 60 | 60 |
| 61 | 0 | -1 | -1 | 61 | 61 |
| 62 | 0 | -1 | -2 | 62 | 62 |
| 63 | 0 | -1 | -3 | 63 | 63 |
| 64 | -1 | +1 | +3 | 64 | 64 |
| 65 | -1 | +1 | +2 | 65 | 65 |
| 66 | -1 | +1 | +1 | 66 | 66 |
| 67 | -1 | +1 | 0 | 67 | 67 |
| 68 | -1 | +1 | -1 | 68 | 68 |
| 69 | -1 | +1 | -2 | 69 | 69 |
| 70 | -1 | +1 | -3 | 70 | 70 |
| 71 | -1 | 0 | +3 | 71 | 71 |
| 72 | -1 | 0 | +2 | 72 | 72 |
| 73 | -1 | 0 | +1 | 73 | 73 |
| 74 | -1 | 0 | 0 | 74 | 74 |
| 75 | -1 | 0 | -1 | 75 | 75 |
| 76 | -1 | 0 | -2 | 76 | 76 |
| 77 | -1 | 0 | -3 | 77 | 77 |
| 78 | -1 | -1 | +3 | 78 | 78 |
| 79 | -1 | -1 | +2 | 79 | 79 |
| 80 | -1 | -1 | +1 | 80 | 80 |
| 81 | -1 | -1 | 0 | 81 | 81 |
| 82 | -1 | -1 | -1 | 82 | 82 |
| 83 | -1 | -1 | -2 | 83 | 83 |
| 84 | -1 | -1 | -3 | 84 | 84 |
| 85 | -2 | +1 | +3 | 85 | 85 |
| 86 | -2 | +1 | +2 | 86 | 86 |
| 87 | -2 | +1 | +1 | 87 | 87 |
| 88 | -2 | +1 | 0 | 88 | 88 |
| 89 | -2 | +1 | -1 | 89 | 89 |
| 90 | -2 | +1 | -2 | 90 | 90 |
| 91 | -2 | +1 | -3 | 91 | 91 |
| 92 | -2 | 0 | +3 | 92 | 92 |
| 93 | -2 | 0 | +2 | 93 | 93 |
| 94 | -2 | 0 | +1 | 94 | 94 |
| 95 | -2 | 0 | 0 | 95 | 95 |
| 96 | -2 | 0 | -1 | 96 | 96 |
| 97 | -2 | 0 | -2 | 97 | 97 |
| 98 | -2 | 0 | -3 | 98 | 98 |
| 99 | -2 | -1 | +3 | 99 | 99 |
| 100 | -2 | -1 | +2 | 100 | 100 |
| 101 | -2 | -1 | +1 | 101 | 101 |
| 102 | -2 | -1 | 0 | 102 | 102 |
| 103 | -2 | -1 | -1 | 103 | 103 |
| 104 | -2 | -1 | -2 | 104 | 104 |
| 105 | -2 | -1 | -3 | 105 | 105 |

ДОДАТОК Б

Публікації виконані в рамках виконання науково-дослідної роботи

1. Гунько І.В., Бурлака С.А., Ярощук Р.О. Вибір оптимальної методики покращення складу сумішевого біопалива з рослинних олій. Вісник Хмельницького національного університету. 2018. №4.

2. Галушак О.О. Рекомендації щодо використання регулювання відсоткового складу суміші палив для дизеля / О.О. Галушак, В.Б. Рябошапка В.П. Комаха //Всеукраїнський науково-виробничий журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК», ВНАУ. 2018 - №2 – С.67-72

Отримано патенти:

1. Патент на корисну модель №125234 Україна, МПК(2018.01) F 02 M 37/00 (2018.01) Система живлення дизельного двигуна з електронним регулюванням складу суміші / І. В.Гунько, В.М. Пришляк, А.А. П'ясецький, С.А. Бурлака (Україна). – №125234; заявл. 12.06.2017; опубл. 10.05.2018. – Бюл. № 9. – 4с.