

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

На правах рукопису

Галушак Олександр Олександрович

УДК 629.113.52

**ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛЯ ШЛЯХОМ ВПЛИВУ НА
РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ДИЗЕЛЯ ПРИ РОБОТІ НА СУМІШІ ПАЛИВ**

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

ДИСЕРТАЦІЯ

на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник

Поляков Андрій Павлович

доктор техн. наук, професор

Вінниця – 2017

ЗМІСТ

| | |
|---|----|
| ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ..... | 5 |
| ВСТУП..... | 6 |
| РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ВПЛИВУ НА ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛЯ ПРОТІКАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ДИЗЕЛЯ ПРИ ПЕРЕВЕДЕННІ ЙОГО НА РОБОТУ НА СУМІШІ ПАЛИВ..... | 13 |
| 1.1 Аналіз робіт, присвячених використанню альтернативних паливах на двигунах автомобілів..... | 13 |
| 1.2 Аналіз фізико-хімічних властивостей біодизельного палив як палива для дизелів..... | 21 |
| 1.3 Особливості протікання робочих процесів дизеля автомобіля при переведенні його на роботу на суміші дизельного та біодизельного палив..... | 27 |
| 1.4 Обґрунтування критеріїв оцінки ефективності використання динамічного регулювання відсоткового складу суміші палив для автомобілів обладнаних дизелями..... | 37 |
| 1.5 Висновки з розділу 1..... | 43 |
| РОЗДІЛ 2 МЕТОДИКА ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛЬНОГО АВТОМОБІЛЯ ШЛЯХОМ ВПЛИВУ НА РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ДИЗЕЛЯ ВИКОРИСТАННЯМ ДИНАМІЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯМ ВІДСОТКОВОГО СКЛАДУ СУМІШІ ПАЛИВ..... | 44 |
| 2.1 Удосконалена система живлення дизеля автомобіля при переведенні його на роботу на суміші дизельного та біодизельного палив з динамічним регулюванням її відсоткового складу..... | 44 |
| 2.2 Розробка методики поліпшення показників дизельного автомобіля шляхом впливу на робочі процеси дизеля використанням динамічного регулюванням відсоткового складу суміші палив..... | 54 |
| 2.3 Удосконалена математична модель системи «Автомобіль – двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив»..... | 69 |

| | |
|---|-----|
| 2.3.1 Завдання дослідження..... | 69 |
| 2.3.2 Вибір структури моделі досліджуваної системи «Автомобіль – двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив»..... | 71 |
| 2.3.3 Удосконалена математична модель системи «Автомобіль – двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив»..... | 76 |
| 2.3.4 Розробка програми для проведення експериментів на ЕОМ..... | 97 |
| 2.5 Висновки з розділу 2..... | 99 |
| РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛЯ ПЕРЕВЕДЕННЯ ДИЗЕЛЯ НА РОБОТУ НА СУМІШІ ДИЗЕЛЬНОГО ТА БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВ З ДИНАМІЧНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ЇЇ ВІДСОТКОВОГО СКЛАДУ..... | |
| | 100 |
| 3.1 Мета експериментальних досліджень..... | 100 |
| 3.2 Установки й устаткування для експериментальних досліджень. Вимірювальна апаратура..... | 101 |
| 3.3 Методи та планування експериментальних досліджень..... | 109 |
| 3.4 Визначення коефіцієнтів апроксимації аналітичних залежностей..... | 122 |
| 3.5 Перевірка адекватності удосконаленої математичної моделі системи «Автомобіль – двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив»..... | 131 |
| 3.6 Висновки з розділу 3..... | 135 |
| РОЗДІЛ 4 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛЯ ПЕРЕВЕДЕННЯ ДИЗЕЛЯ НА РОБОТУ НА СУМІШІ ДИЗЕЛЬНОГО ТА БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВ З ДИНАМІЧНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ЇЇ ВІДСОТКОВОГО СКЛАДУ..... | |
| | 136 |
| 4.1 Оцінка впливу особливостей робочих процесів дизеля при роботі на суміші палив з динамічним регулюванням її відсоткового складу на техніко-економічні та екологічні показники двигуна та автомобіля..... | 136 |

| | |
|---|-----|
| 4.2 Техніко-економічне обґрунтування доцільності використання динамічного регулювання відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив для дизельних автомобілів..... | 153 |
| 4.3 Рекомендації щодо використання динамічного регулювання відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив для дизелів..... | 156 |
| 4.3 Висновки з розділу 4..... | 159 |
| ВИСНОВКИ..... | 161 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... | 163 |
| ДОДАТОК А..... | 178 |
| ДОДАТОК Б..... | 181 |
| ДОДАТОК В..... | 183 |

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

БП – біодизельне паливо

ДП – дизельне паливо

РО - ріпакова олія

п.к.в. – поворот колінчастого валу

ПНВТ – паливний насос високого тиску

ПННТ – паливний насос низького тиску

ФГО – фільтр грубої очистки

ФТО – фільтр тонкої очистки

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання

ККД – коефіцієнт корисної дії

ВМТ – верхня мертва точка

НМТ – нижня мертва точка

ЕБК – електронний блок керування

СО – оксид вуглецю

СО₂ – двооксид вуглецю

С_nН_m – неканцерогенні вуглеводні

NO_x – оксиди азоту

PM – тверді частинки

С_c – концентрація сажі

$n_{БП}$ – вміст біодизельного палива в суміші

$\theta_{впр}$ – кут випередження впорскування палива

$\varphi_{впр}$ – тривалість впорскування

φ_e – тривалість горіння суміші палив

d_{32} – середній діаметр крапель впорскнутого палива (діаметр Саутера)

ВСТУП

Актуальність теми. В часи тотальної залежності економік держав від енергетичних ресурсів імпорту енергоносіїв в Україні складає приблизно 43 % від загальних потреб. Одним з найбільших споживачів рідких нафтових палив є двигуни внутрішнього згорання автомобілів. Їх масове використання також стало причиною значного погіршення екологічного стану навколишнього середовища. Як відомо, викиди шкідливих речовин від двигунів внутрішнього згорання автомобілів за рік, в середньому, становлять 39% від усього обсягу шкідливих викидів, а у містах досягають 70–90 % [1]. Тому на сьогоднішній день вчені активно займаються пошуком альтернативних палив для двигунів внутрішнього згорання автомобілів, які можливо використовувати без внесення змін в конструкцію автомобіля з покращення його техніко-економічних та екологічних показників.

З метою зниження залежності від нафтових палив автомобілів та покращення його показників перспективним є використання альтернативних відновлюваних видів палива, які б могли частково, а в подальшому повністю, замінити традиційні палива викопного походження.

Біодизельне паливо є одним з найбільш перспективних замінників традиційного палива на основі нафти. Україна має потужний потенціал у виробництві біопалив, зокрема біодизельного, починаючи від вирощування сировини - закінчуючи кінцевим продуктом (біодизельним паливом). Сировиною для виробництва біодизельного палива можуть бути різні рослинні олії, зокрема доступними є ріпакова та відпрацьована соняшникова олії.

Фізико-хімічні властивості біодизельного палива відрізняються від дизельного, це зумовлює окремі особливості протікання робочих процесів двигуна, що, в свою чергу, впливає на техніко-економічні та екологічні показники автомобіля. Тому виникає потреба у внесенні конструктивних змін автомобіля. Використання біодизельного палива дозволяє не тільки зменшити кількість

шкідливих викидів відпрацьованих газів дизеля автомобіля, а й зменшити витрати на паливо та залежність від традиційних нафтових палив.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційне дослідження проводилось в рамках: реалізації транспортної стратегії України на період до 2020 року, схваленої розпорядженням Кабінету Міністрів України від 20.10.2010 року № 2174-р; договору № 18/24 про творче співробітництво з Харківським університетом Повітряних Сил імені Івана Кожедуба від 01.05.2014р., № держреєстрації 0101U001782, за темою: «Підвищення техніко-експлуатаційних та екологічних показників транспортних засобів Повітряних Сил Збройних Сил України використанням біопалив»; договору № 18/23 про творче співробітництво з ТОВ виробничо-комерційною фірмою «СЕНС ЛТД» від 14.06.2012р. за темою: «Підвищення економічних, екологічних та експлуатаційних показників дизельного двигуна шляхом переведення його на роботу на біодизельному паливі», м. Вінниця; кафедральної науково-дослідної роботи № 29К2 «Методологічні основи підвищення ефективності системи експлуатації та ремонту транспортних засобів».

Мета і задачі дослідження. *Метою* дисертаційної роботи є підвищення економічних та екологічних показників дизельного автомобіля динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив.

Об'єкт дослідження – взаємозв'язок між змінами відсоткового складу суміші ДП та БП і режимів роботи автомобільного двигуна.

Предмет дослідження – техніко-економічні та екологічні показники дизельного автомобіля за роботи з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші.

Для досягнення поставленої мети вирішуються такі завдання:

– аналіз особливостей протікання робочих процесів дизеля автомобіля при переведенні його на роботу на суміші ДП та БП і обґрунтування критеріїв оцінки ефективності використання динамічного регулювання відсоткового складу суміші;

– розроблення методики поліпшення економічних та екологічних показників дизеля шляхом впливу на його робочі процеси динамічного регулювання відсоткового складу суміші ДП та БП;

– удосконалення алгоритму управління системою живлення дизеля автомобіля для переведення його на роботу з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші ДП та БП і вдосконалення математичної моделі;

– експериментальне та розрахункове дослідження впливу динамічного регулювання відсоткового складу суміші палив на техніко-економічні та екологічні показники дизельного автомобіля. Перевірка адекватності удосконаленої математичної моделі;

– техніко-економічне обґрунтування доцільності використання динамічного регулювання відсоткового складу суміші ДП та БП для дизельних автомобілів.

Методи дослідження. Дослідження базуються на методах фізичного і математичного моделювання, порівняння. При проведенні розрахункових досліджень визначено коефіцієнти апроксимації аналітичних залежностей, які описують роботу дизеля та автомобіля при використанні ДП, БП та їх суміші; за допомогою математичної моделі визначено зміни техніко-економічних та екологічних показників автомобіля КрАЗ-6510 з дизелем ЯМЗ-238 при використанні динамічного регулювання відсоткового складу суміші палив. Для експериментальних досліджень застосовувались методики випробовувань, метод натурного експерименту. При проведенні експериментальних досліджень були визначені показники димності відпрацьованих газів автомобіля під час дорожніх випробувань за різних значень навантажень та відсоткового складу суміші палив; навантажувальні характеристики дизеля за різних значень відсоткового складу суміші палив; вплив зміни кута випередження впорскування суміші палив на витрату суміші ДП та БП при роботі дизеля за різних значень відсоткового складу суміші палив.

Наукова новизна одержаних результатів.

- розроблено методику поліпшення економічних та екологічних показників автомобіля шляхом впливу на робочі процеси дизеля динамічного регулюванням відсоткового складу суміші ДП та БП;

- удосконалено математичну модель системи «Автомобіль – двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив»;

- вперше встановлено, що за використання динамічного регулювання відсоткового складу суміші ДП та БП ефективний крутний момент дизеля автомобіля не змінюється, витрата суміші палив збільшується пропорційно вмісту БП в суміші, димність відпрацьованих газів зменшується.

Практичне значення одержаних результатів:

- удосконалено алгоритм управління системою живлення дизеля при використанні суміші ДП та БП з динамічним регулюванням її відсоткового складу;

- отримано результати розрахункових та експериментальних досліджень впливу робочих процесів дизеля на показники автомобіля при роботі на суміші палив з динамічним регулюванням її відсоткового складу;

- розроблено рекомендації щодо доцільності використання динамічного регулювання відсоткового складу суміші ДП та БП для автомобіля.

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем особисто. Роботи [43, 45], написані здобувачем особисто. В роботі [43] представлено можливі шляхи покращення показників роботи дизеля й розроблена структурна схема системи живлення сумішшю дизельного та біодизельного палив з динамічним регулюванням її відсоткового складу для системи живлення дизеля «Common Rail». В роботі [45] представлені: схема системи живлення дизеля Common Rail сумішшю дизельного та біодизельного палива з динамічним регулюванням її відсоткового складу; методика управління системою живлення дизеля при переведенні його на роботу на суміші дизельного та біодизельного палив з динамічним регулюванням її відсоткового складу. Монографія [55] написана у співавторстві, в ній здобувачем удосконалено алгоритм управління системою живлення дизеля сумішшю дизельного та біодизельного палив з динамічним регулюванням її відсоткового складу та макет дослідно-експериментальної установки.

У роботах, які написані у співавторстві, здобувачу належать: [8] – обґрунтована необхідність використання зміни пропорцій дизельного та біодизельного палив в суміші при різних режимах роботи двигуна; [24] – оцінено вплив значення коефіцієнта надлишку повітря на характеристики двигуна та необхідність його зміни при використанні суміші дизельного та біодизельного палив; [27] – обґрунтована можливість використання біодизельного палива та газу як палива для дизеля; [32] – розроблені рекомендації щодо конструктивних та налагоджувальних змін в системах дизеля; [35] – обробка розрахункових даних при порівнянні техніко-економічних та експлуатаційних характеристик дизельного двигуна при переводі його на роботу на біодизельному паливі; [34, 37] – розрахункові дослідження впливу показників паливної апаратури на дрібність розпилювання палива при переведенні дизеля на роботу на біодизельному паливі; [36] – розрахункове дослідження впливу підігріву біодизельного палива на його дрібність розпилювання; [38] – обґрунтовано вибір критеріїв оцінки роботи двигуна на біодизельному паливі; [46] – удосконалено математичну модель системи «Двигун – система живлення сумішшю дизельного та біодизельного палив»; [49] – визначено температуру біодизельного палива, за якої при змішуванні з дизельним паливом в різних концентраціях, в'язкість суміші змінюється в межах 1%; [50] – визначено температуру біодизельного палива, при якій його фізичні властивості максимально наближаються до властивостей дизельного палива; [53] – розроблено методику визначення раціонального відсоткового складу суміші палив за умови максимального використання біодизельного палива та забезпечення необхідних параметрів роботи двигуна; [54] – проведено дослідження тривалості горіння суміші палива за різних значень температур, відсоткових складах та циклових подачах суміші палив; [77] – проведено дослідження впливу динамічного регулювання відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив на показники дизеля ЯМЗ-238 залежно від навантаження та режиму роботи; [108] – проведено дослідження впливу використання біодизельного палив на показники дизеля ЯМЗ-238 з наддувом і проміжним охолодженням повітря та без нього.

Реалізація роботи. Матеріали дисертаційної роботи впроваджені у Департаменті енергетики, транспорту та зв'язку Вінницької міськради, у комунальному підприємстві «Вінницька транспортна компанія», у Харківському університеті Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, у ТОВ виробничо-комерційній фірмі «СЕНС ЛТД» та у навчальний процес у Вінницькому національному технічному університеті.

Апробація результатів дисертації. Результати роботи доповідались і обговорювались на XLII – XLIV науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу, співробітників та студентів Вінницького національного технічного університету з участю працівників науково-дослідних організацій та інженерно-технічних працівників підприємств м. Вінниці та області (2013-2015 рр.), LXIX - LXXI наукових конференціях професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету (НТУ м. Київ, 2013-2015 рр.), XVI міжнародній науково-технічній конференції «Автомобільний транспорт: проблеми і перспективи» (м. Севастополь, 2013 р.), VI, VII міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (м. Вінниця, 2013 р., 2015р.), I-III Міжнародних науково-практичних інтернет-конференціях «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (м. Вінниця, 2013-2015 рр.), VIII Всеукраїнській науково-практичній конференції студентів та аспірантів «Підвищення надійності машин і обладнання», (м. Кіровоград, 2014 р.), V Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми розвитку транспортних систем і логістики» (м. Луганськ, 2014р., 2016р.), Міжнародній науково-практичній конференції з нагоди Дня автомобіліста і дорожника: «Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту і експертизи автомобіля» (м. Харків, 2014 р.), VII Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (м. Житомир, 2014 р.), The XVIII international conference New technologies and products in Machine manufacturing technologies

(Suceava – Romania, 2015), Науково-практичній конференції «Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів» (Одеса, 2015 р.), Всеукраїнській науково-практичній конференції «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні» (м. Львів 2015 р.) .

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи викладені в 32 наукових працях, з них: 1 монографія; 14 публікацій у наукових фахових виданнях України, з них 3 – у електронних виданнях; 2 – у наукових періодичних виданнях інших держав; 13 – в матеріалах конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел (131 найменування) та додатків. Загальний обсяг роботи – 188 сторінок, в тому числі 162 сторінки основного тексту, 42 рисунки, 25 таблиць.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ВПЛИВУ НА ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛЯ ПРОТІКАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ДИЗЕЛЯ ПРИ ПЕРЕВЕДЕННІ ЙОГО НА РОБОТУ НА СУМІШІ ПАЛИВ

1.1 Аналіз робіт, присвячених використанню альтернативних паливах на двигунах автомобілів

Використання альтернативних палив у двигунах внутрішнього згорання є актуальним питанням вже тривалий час. Фізико-хімічні властивості альтернативних палив зумовлюють окремі особливості протікання робочих процесів в циліндрах двигуна і впливають на його техніко-економічні та екологічні показники. Використання альтернативних палив впливає, як правило, на протікання робочих процесів, що призводить до зменшення потужності двигуна та погіршення його економічних показників. Тому науковцями багато уваги приділяється розробці рекомендацій по адаптації системи живлення дизеля та удосконаленню алгоритмів організації робочих процесів двигунів внутрішнього згорання при переведенні їх на роботу на альтернативних паливах.

Для встановлення закономірності впливу складу паливної суміші на експлуатаційні показники дизельної електростанції [2] розглянуто використання біопалива як добавки до звичайного ДП. Як біопаливо використовувалась РО. В роботі [2] удосконалено математичну модель визначення оптимального складу паливної суміші для дизельних електростанцій лісового комплексу з урахуванням обмежень по показниках потужності, економічності та екологічності. За результатами проведених досліджень запропоновано оптимальне співвідношення компонентів паливної суміші, зокрема: 10 % – РО і 90 % – ДП; 15 % – РО і 85 % – ДП або 20 % – РО і 80 % – ДП. При таких співвідношеннях складових палива потужності дизеля мінімальне зі збереженням економічних показників на рівні базової установки. Було встановлено, що зі збільшенням концентрації біопалива в суміші палив токсичність викидів знижується, особливо в діапазоні вмісту РО від 10 % до 20 %.

Проводились дослідження впливу на техніко-економічні та екологічні показники дизеля застосуванням паливної суміші ДП та РО сталого відсоткового складу [3]. За об'єкт досліджень обрано дизель 4ЧН12/14. В роботі встановлено, що при використанні паливної суміші з об'ємним вмістом РО 25 % покращуються техніко-економічні та екологічні показники двигуна, ніж при використанні ДП. Автором знайдені раціональні значення параметрів дизеля та налаштування системи живлення, зокрема: ступінь стиску $\varepsilon = 15,5 - 16,5$; кут випередження впорскування палива $\theta_{впр} = 7 - 11^\circ$ п.к.в. ВМТ; тривалість впорскування палива $\varphi_{впр} = 14^\circ$ п.к.в.; тиск наддуву $p_s = 0,215 - 0,24$ МПа. Варіювання цих параметрів у зазначених діапазонах дозволяє знизити ефективну витрату суміші палив на 10 – 15 г/(кВт·год), викиди окису азоту до 2,8 г/(кВт·год) та димність до 15 %. На думку автора [3], при використанні біопалив раціонально збільшувати значення ступеня стиску в циліндрах двигуна, порівняно з базовим двигуном, а значення кута випередження впорскування і тиску наддуву зменшувати на 1 – 2° п.к.в. і 0,02 – 0,04 МПа, відповідно.

Використання природного газу як альтернативного палива передбачає встановлення додаткового обладнання на двигунах внутрішнього згорання, при цьому, в двигунах з примусовим запаленням робочої суміші, штатна система живлення не змінюється.

В дизелях, при переведенні їх на роботу на природному газі, в зв'язку з необхідністю запалювання робочої суміші, одночасно використовується система живлення газом та система живлення ДП. При цьому в циліндри двигуна подається ДП призначене для запалювання робочої суміші, а основна частка тепла виділяється від згорання газу.

Газодизелі з внутрішнім сумішеутворенням працюють на суміші двох палив ДП та зрідженого газового. За результатами проведеного дослідження встановлено [4], що економічність газодизеля погіршується на 10 – 15 % порівняно з базовим двигуном, зниження токсичності відпрацьованих газів за викидами оксиду азоту NO_x приблизно 20 %, а димності 40 – 60 %.

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 [5] 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 [6]. 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 [7] 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 ($\varepsilon = 18$), 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 ($n_\partial = 1700$ об/хв) та на 3,36 % на режимі максимальної потужності ($n_\partial = 2800$ об/хв). Паливна економічність при усталеному русі автобуса «Богдан» з дизелем DONG FENG, при живленні паливом В20 покращилась на 2,8%.

В роботі [13] 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 [14] 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 [8]. 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 згорання 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 [9]. 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. 1.1). Регулювання складу суміші палива відбувається пропорційно тиску ДП в паливопроводах високого тиску. Швидкодія такого пристрою складає близько двох суміжних циклів паливоподачі. Недоліком даного методу є те, що відсотковий склад суміші палив залежить від частоти обертання колінчастого валу і не враховує ступінь навантаження двигуна.

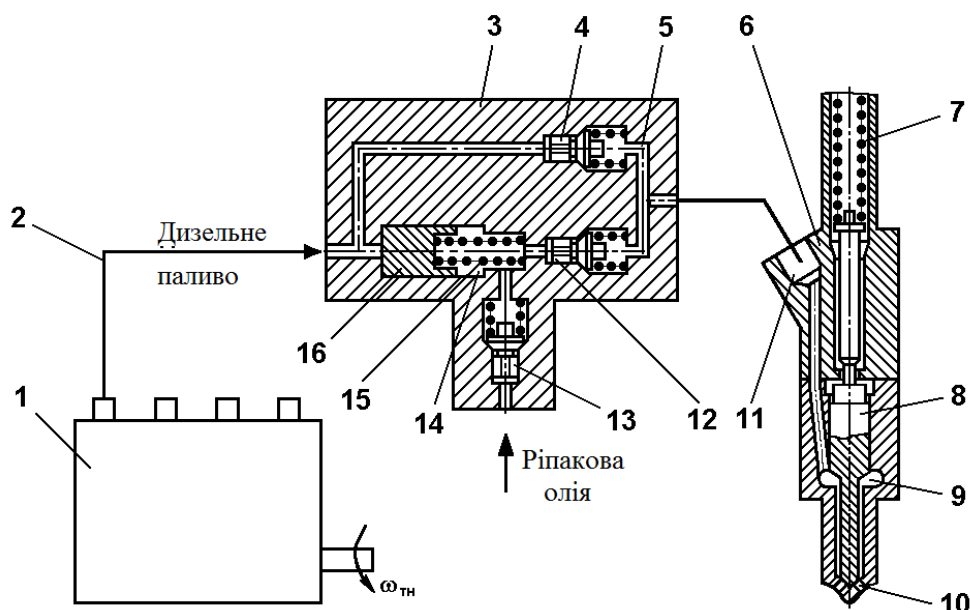


Рисунок 1.1 – Схема системи подачі сумішевого біопалива в КС дизеля: 1 - ПНВТ; 2 - паливо провід; 3 - змішувач; 4 - нагнітальний клапан; 5 - змішувальна порожнину; 6 - форсунка; 7 - пружина; 8 - голка; 9 - надгольчата порожнину; 10 - соплові канали розпилювача; 11 - штуцер форсунки; 12 - нагнітальний 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 [10]. 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. 1.2) 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.

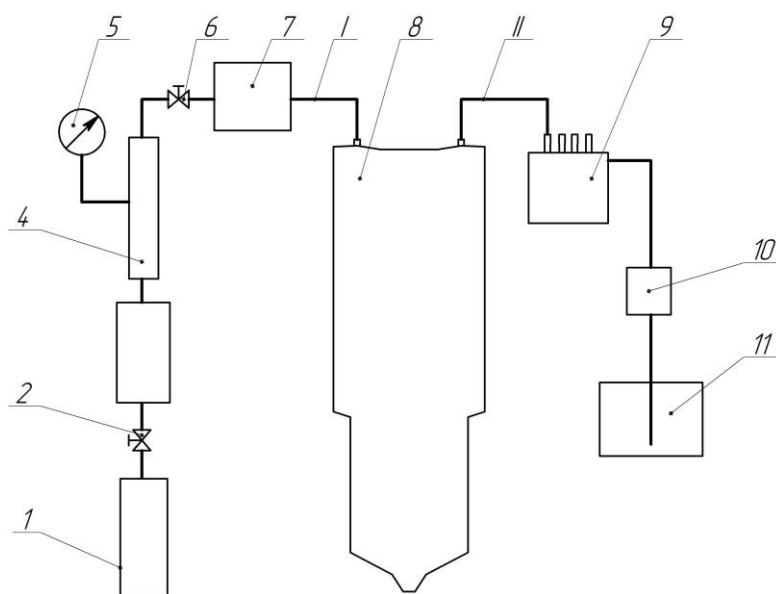


Рисунок 1.2 – Схема системи спільної подачі двох палив в камеру згорання дизеля через одну форсунку: 1 – балон з газом; 2 – редуктор; 3 – балон з альтернативним паливом; 4 – акумулятор; 5 – манометр; 6 – кран; 7 – зворотній клапан; 8 – двопаливна форсунка; 9 – ПНВТ; 10 – підкачувальний насос; I, II – паливопроводи.

Для реалізації подачі двох палив через одну форсунку були удосконалені два варіанта форсунок [15], які забезпечують подачу двох незалежних потоків палива через одну форсунку (рис.1.3). 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 [11, 12], 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.

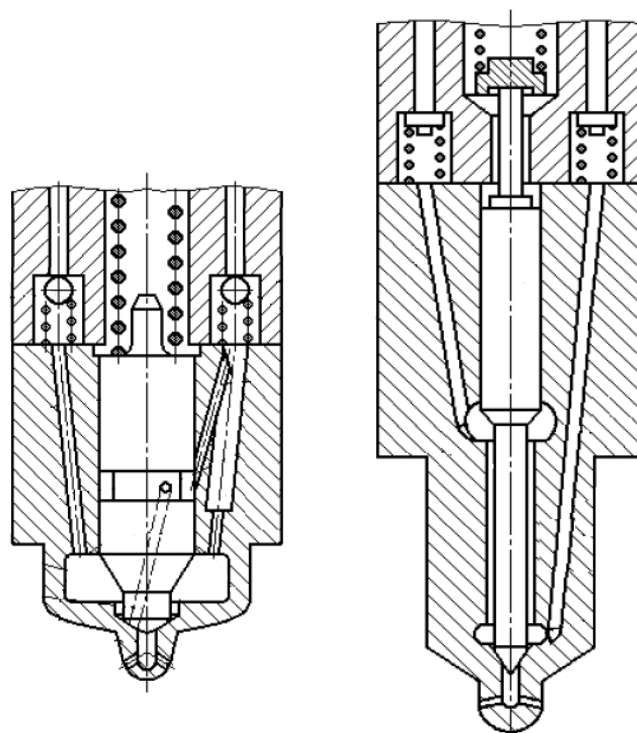


Рисунок 1.3 – Схеми форсунок подачі двох палив

Велика увага фахівців приділяється дослідженню впливу використання суміші палив на екологічні показники двигуна [13-17] 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 [17]. Викиди оксидів азоту NO_x та димність відпрацьованих газів зменшуються на всьому діапазоні режимів роботи двигуна.

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 унеможливорює 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 в дисертаційній роботі запропоновано використовувати динамічне регулювання відсоткового складу суміші ДП та БП, залежно від режимів роботи двигуна.

1.2 Аналіз фізико-хімічних властивостей біодизельного палива як палива для дизелів

БП є альтернативним, відновлювальним і екологічно чистим видом палива. Його використовують для заміни звичайного ДП. Сировиною для виробництва БП можуть бути різні рослинні олії (ріпакова, соєва, арахісова, пальмова, відпрацьовані соняшникова, оливкова та інші) і тваринні жири.

В Україні розроблені та затверджені вимоги щодо якості БП – ТУ У 24,1-2055500133-001:2006. Наказом Держспоживстандарту від 20.01.2009 р. №27 затверджено стандарт щодо властивостей БП як палива для двигунів внутрішнього згоряння - ДСТУ 6081:2009 “Паливо моторне. Ефіри метилові жирних кислот олій і жирів для дизельних двигунів. Технічні вимоги” [18].

В табл. 1.1 наведені фізико-хімічні властивості БП за нормативними документами європейських країн і технічними умовами України. Як видно з таблиці, відмінності фізико-хімічних властивостей практично відсутні.

Різниця фізико-хімічних властивостей БП порівняно з ДП є незначною, проте вона зумовлює особливості протікання робочих процесів в циліндрі двигуна та вплив на його техніко-економічні, екологічні показники та надійність.

Таблиця 1.1 – Загальні показники якості біодизельного палива [19]

| № | Властивості | Одиниці вимірювання | Вимоги щодо якості БП згідно з PN-EN 14214 | Вимоги щодо якості БП згідно з E DIN 51606 | Вимоги щодо якості БП, згідно з ТУ У 24,1-2055500133-001:2006 |
|---|--|---------------------|---|---|---|
| 1 | Густина при температурі 15 °С | кг/м ³ | 860-900 | 875-900 | 860-910 (при 20 °С) |
| 2 | Кінематична в'язкість при температурі 40 °С | мм ² /с | 3,5-5,0 | 3,5-5,0 | 3,5-5,0 |
| 3 | Температура спалаху | °С | 120 | 110 | 110 |
| 4 | Вміст сірки | | 10,0 (мг/кг) | 0,01 (%) | 0,02 (%) |
| 5 | Коксівність 10% залишку | % (м/м) | 0,3 | 0,05 | 0,3 |
| 6 | Цетанове число | | 51 | 49 | 48 |
| 7 | Зольність | % (м/м) | 0,02 | 0,03 | 0,02 |
| 8 | Вміст води | мг/кг | 500 | 300 | 0,05 (%) |
| 9 | Вміст механічних домішок | мг/кг | 24 | 20 | відсутність |
| 10 | Випробування на мідній пластині (3 год при температурі 50 °С) | | витримує | витримує | витримує |
| 11 | Стійкість до окиснення при температурі 110 °С (кислотне число, мг КОН/см ³ , не більше ніж) | год. | 6,0 | – | 6,0 |
| 12 | Кислотність | мг КОН/г | 0,5 | 0,5 | – |
| 13 | Йодне число | г йоду/100 г | 120 | 115 | 120 |
| 14 | Температура застигання | °С | 0 ¹⁾ -10 ²⁾ -20 ³⁾ | 0 ¹⁾ -10 ²⁾ -20 ³⁾ | -10 |
| ¹⁾ Для літнього періоду з 16 квітня по 16 вересня. ²⁾ Для перехідного періоду з 1 березня по 15 квітня та з 15 жовтня по 15 листопада. ³⁾ Для зимового періоду з 16 листопада до кінця лютого. | | | | | |

Густина БП залежить від сировини та технології виготовлення і знаходиться в діапазоні 0,86 – 0,90 г/см³. Вона підвищується при зростанні кількості вуглецю в БП; при цьому збільшується відношення С/Н, що призводить до зростання димності відпрацьованих газів [20]. Залежно від типу сировини, густина БП, порівняно з ДП, більша приблизно на 7 %. За умови впорскування однакового об'єму ДП та БП в циліндри дизеля подається більша маса БП відносно ДП, чим збільшується

енергетична цінність паливо-повітряної суміші. Це дещо компенсує менше значення нижчої теплоти згоряння БП порівняно з ДП.

В'язкість палива впливає на процес впорскування та горіння. 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 згоряння. Збільшення далекобійності паливного струменя призводить до зміни характеру сумішеутворення, при цьому збільшується частка палива, що згоряє біля стінки камери згоряння. Це призводить до утворення більшої зони зі збагаченою паливо-повітряною сумішшю, що може спричинити підвищення вмісту сажі в відпрацьованих газах дизеля.

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.

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. В табл. 1.2 наведено вплив різного відсоткового складу суміші палив на його на кінематичну в'язкість [20].

Таблиця 1.2 – Кінематична в'язкість сумішей дизельного і біодизельного палив

| Показник | 100 % | 10 % | 20 % | 30 % | 40 % | 50 % | 60 % | 70 % | 80 % | 90 % | 100 % |
|--|-------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------|
| | БП | ДП+ 90 % БП | ДП+ 80 % БП | ДП+ 70 % БП | ДП+ 60 % БП | ДП+ 50 % БП | ДП+ 40 % БП | ДП+ 30 % БП | ДП+ 20 % БП | ДП+ 10 % БП | |
| Кінематична в'язкість, мм ² /с (20°C) | 7,62 | 6,84 | 6,46 | 6,04 | 5,64 | 5,04 | 4,98 | 4,69 | 4,38 | 4,22 | 4 |

Однією з властивостей БП, яка впливає на процес сумішеутворення, є поверхневий натяг, який менший за поверхневий натяг ДП на 10 – 15 %. Це

спричиняє зменшення довжини та збільшення кута розкриття паливного факела [21], при цьому зменшуються частки палива, що згоряють біля стінки камери згоряння. Зниження поверхневого натягу на 10 – 20 % призводить до зменшення середнього діаметру крапель на 30 – 60 %. В табл. 1.3 наведено значення поверхневого натягу ДП і БП. Незважаючи на менше значення поверхневого натягу БП, більше значення його в'язкості зумовлює збільшення діаметра крапель впорскнутого в циліндр дизеля.

Таблиця 1.3 – Поверхневий натяг дизельного і біодизельного палив

| Показник | БП | ДП |
|--|-------|--------|
| Поверхневий натяг, Н/м при $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ | 0,027 | 0,0314 |

Нижча теплота згоряння – кількість тепла, що виділяється 1 кг палива, з урахуванням згоряння водню у водяну пару і випаровування вологи палива. Для БП вона 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 палива, яке подається, обмежується кількістю повітря в циліндрі дизеля та тривалістю впорскування, сумішеутворення і згоряння, – тому постійне її підвищення неможливе.

Важливою характеристикою використання БП є температура помутніння та застигання. Для забезпечення роботи дизеля необхідно, щоб температура застигання палива була на 8 – 12 °С 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. В табл. 1.4 наведені температури помутніння та застигання суміші ДП і БП різного відсоткового складу.

Таблиця 1.4 – Температура помутніння та застигання суміші дизельного і біодизельного палив різного відсоткового складу [20]

| № | Показники | 10 % ДП+ 90 % БП | 20 % ДП+ 80 % БП | 30 % ДП+ 70 % БП | 40 % ДП+ 60 % БП | 50 % ДП+ 50 % БП | 100 % ДП |
|---|----------------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------|
| 1 | Температура помутніння, °С | -4 | -4 | -5 | -4 | -4 | (-17) – (-8) |
| 2 | Температура застигання, °С | -15 | -15 | -16 | -15 | -15 | (-36) – (-30) |

Більш висока температура помутніння та застигання БП в порівнянні з ДП, призведе до ускладнень в роботі дизеля при низьких температурах. Оскільки температура повітря в зимовий період може бути нижчою за температуру помутніння та застигання БП, тому виникає необхідність підігріву БП перед його застосуванням.

Цетанове число – основна властивість палива, яка характеризує тривалість періоду затримки самозаймання палива в дизелі. За цетанове число приймають процентний вміст (за об'ємом) цетана $C_{16}H_{34}$ в такій його суміші з альфаметилнафталіном $C_{11}H_{10}$, яка еквівалентна самозайманню палива при проведенні випробувань у стандартних умовах.

Цетанове число БП дорівнює 51 одиниці, що більше цетанового числа ДП на 13 %. Більше значення цетанового числа БП забезпечує зниження тривалості самозаймання 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 [22]. 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 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 [23].

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.

Йодне число свідчить про вміст у паливі алкінів, які найбільш схильні до окислення і подальших перетворень палива. Йодне число визначає хімічну стабільність палива. Значення йодного числа БП в десятки разів перевищує його значення в ДП. У БП йодне число не повинне перевищувати 120 г йоду на 100 г палива проти 6 г йоду на 100 г у ДП. Це свідчить про низьку хімічну стабільність БП, тобто, воно схильне до окислення більше ніж ДП, тому довготривале зберігання БП ускладнене.

Кількість повітря, яке необхідне для повного згоряння палива, залежить від його хімічного складу. Кількість кисню в складі БП на 8,9% більше ніж в ДП. Тому для повного згоряння 1 кг БП величина теоретично необхідної кількості повітря складає 12,6 кг, що на 12 % менше ніж необхідно для повного згоряння ДП, для якого потрібно 14,5 кг повітря на 1 кг палива. 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 СО₂.

Таким чином, БП є екологічно чистим видом палива, що виготовляється з відновлювальної сировини. Використання БП в дизелях дозволяє покращити його екологічні показники. Оскільки температура спалаху у БП вища ніж у ДП, то його зберігання є більш безпечнішим ніж ДП, але при тривалому зберіганні БП можливе його окислення та розкладання. Перевагою використання БП є кращі змащувальні

властивості ніж у ДП. Відмінності фізико-хімічних властивостей БП порівняно з ДП спричиняють зміну характеру протікання робочих процесів дизеля і призводять до зменшення періоду затримки samozаймання, збільшення тривалості впорскування, випаровування та горіння палива, що, в свою чергу, погіршує дисперсність розпилювання палива. Оскільки БП має меншу енергетичну цінність ніж ДП, то для забезпечення необхідних технічних показників двигуна при використанні БП необхідно збільшувати циклову подачу палива. При цьому для згоряння БП необхідна менша кількість повітря, ніж для згоряння ДП. Для компенсування негативного впливу особливостей фізико-хімічних властивостей БП на протікання робочих процесів дизеля та максимального використання його переваг доцільно використовувати БП в суміші з ДП.

1.3 Особливості протікання робочих процесів дизеля автомобіля при переведенні його на роботу на суміші дизельного та біодизельного палив

Техніко-економічні та екологічні показники автомобіля, в основному, залежать від повноти використання енергії згоряння палива в циліндрах двигуна. Тому для ефективного використання БП потрібно проаналізувати вплив його фізико-хімічних властивостей на протікання робочих процесів та врахувати їх при переведенні двигуна автомобіля на роботу на суміші палив.

Розглянемо вплив використання БП на протікання робочих процесів дизеля. Аналіз фізико-хімічних властивостей БП показав, що вони практично не впливають на такти впуску, стиснення та випуску; найбільший вплив здійснює на такт згоряння і розширення.

На такті стиснення створюються сприятливі умови для займання робочої суміші. У дизелях температура в кінці стиснення забезпечується на рівні 600 – 700°C. Таким чином, в циліндрах двигуна створюються сприятливі умови для гарантованого займання БП.

Під час такту згоряння і розширення відбувається згоряння паливо-повітряної суміші та розширення продуктів згоряння. Тривалість такту можна розділити на

декілька фаз: період утворення зон горіння, або період затримки самозаймання; період розповсюдження полум'я по об'єму горіння, або період швидкого горіння; період горіння, або період повільного горіння; розширення робочих газів.

Для визначення впливу фізико-хімічних властивостей БП на такті згорання і розширення потрібно проаналізувати особливості протікання кожної фази такту окремо. Процес зміни тиску в циліндрі двигуна, залежно від кута п.к.в., наведено на розгорнутій індикаторній діаграмі (рис. 1.4).

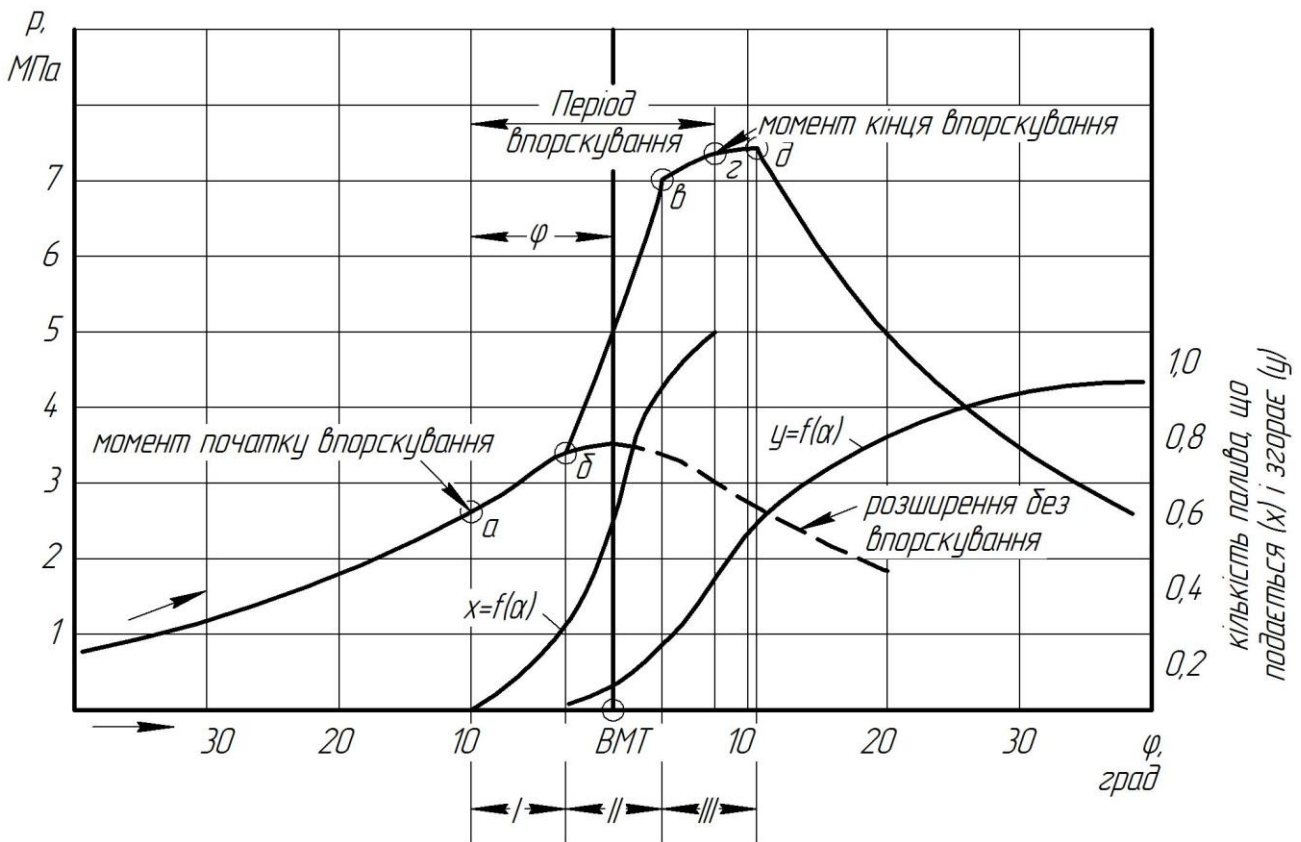


Рисунок 1.4 – Розгорнута індикаторна діаграма дизеля

На діаграмі наведені фази протікання такту згорання і розширення:

1. перша фаза (від точки a до точки $б$) – період утворення зон горіння, або період затримки самозаймання;
2. друга фаза – (від точки $б$ до точки $в$) – період розповсюдження полум'я по об'єму горіння, або період швидкого горіння;

3. третя фаза – (від точки ϵ до точки δ) – період горіння, або період повільного горіння;

4. четверта фаза – (від точки δ до початку відкриття випускних клапанів) – період розширення робочих газів.

Розглянемо вплив фізико-хімічних властивостей БП на протікання кожної фази такту згоряння і розширення.

Період затримки самозаймання – від початку впорскування палива до початку його займання. У цей період паливо впорскується під тиском в циліндр, випаровується, перемішується з повітрям; утворюється паливо-повітряна суміш і створюються зони горіння. На початок періоду в циліндрі повітря стиснуте до 3,5 – 4,5 МПа і нагріте до 600 – 700 °С.

Фізико-хімічні властивості БП зумовлюють збільшення далекобійності паливного струменя, збільшення діаметра крапель палива, впорскнутого в циліндр двигуна та зменшення кута розкриття паливного факела – це впливає на процес сумішеутворення. При збільшенні діаметра крапель палива збільшується тривалість їх випаровування та згоряння. Збільшення далекобійності паливного струменя та зменшення розкриття паливного факела призводить до зміни характеру сумішеутворення. При цьому збільшується частка палива, яка згоряє біля стінки камери згоряння. Паливо, що потрапляє на стінки, швидше прогрівається, відповідно, інтенсивніше відбувається його випаровування. Крім того, в циліндрах двигуна збільшуються зони зі збагаченою та збідненою паливними сумішами. Значення цетанового числа БП більше ніж у ДП, це спричиняє зменшення періоду затримки самозаймання.

В період швидкого згоряння кількість палива, що пройшло передполуменеву підготовку за період затримки самозаймання, згоряє з великою швидкістю. Чим більша подача палива і дрібніше розпилювання, тим інтенсивніше тепловиділення і зростання тиску. При використанні БП період передполуменевої підготовки зменшується, кількість палива, що пройшло передполуменеву підготовку, також зменшується. Використання БП зумовлює погіршення дрібності розпилювання, відповідно, і тривалість протікання періоду швидкого згоряння палива збільшиться. Використання суміші БП та ДП, навіть з малим відсотковим вмістом БП, позитивно

впливає на проходження періоду швидкого згоряння палива. Займання БП відбувається раніше і з меншою інтенсивністю. Це спричиняє швидше проходження передполуменевої підготовки ДП та збільшує інтенсивність горіння суміші.

Розглянемо період повільного згоряння впорскнутого в циліндр палива. На цьому етапі важливим є якість розпилювання і кількість палива, що впорскується після початку згоряння. Середній діаметр крапель впорскнутого БП збільшується, що зумовлює збільшення періоду повільного згоряння. За рахунок використання суміші ДП та БП з регулюванням відсоткового вмісту БП в ній, можна зменшити тривалість періоду повільного згоряння впорскнутого в циліндр палива.

Період розширення робочих газів. Після точки δ (див. рис. 1.4) починається процес розширення, при якому тиск в циліндрах двигуна падає. Частина палива догорає в процесі розширення: чим довше воно догорає, тим гірші характеристики двигуна (збільшується доля тепла, що передається в системи охолодження та випуску відпрацьованих газів). При використанні БП цей період збільшиться, але використовуючи регулювання відсоткового вмісту БП в суміші палив, можна варіювати тривалістю протікання періоду розширення газів.

Отже з проведеного аналізу протікання робочих процесів дизеля видно, що тривалість горіння палива є основним показником, який змінюється при переведенні двигуна автомобіля на роботу на суміш ДП та БП.

Для більш об'єктивного аналізу впливу фізико-хімічних властивостей суміші палив на протікання робочих процесів в циліндрах двигуна доцільно процес згоряння розглядати разом з процесом впорскування. Від того, як змінюються параметри процесу впорскування палива в камеру згоряння циліндрів двигуна, який переведений на роботу на суміш ДП та БП, залежить і процес згоряння паливо-повітряної суміші. Основними параметрами оцінки впорскування палива в циліндри дизеля приймаємо момент початку та тривалість впорскування, тонкість розпилювання та розподіл палива в камері згоряння, момент початку згоряння, циклова подача палива. Основними фізико-хімічними властивостями палив, які впливають на процеси впорскування і згоряння, є густина, в'язкість і поверхневий натяг палива.

При використанні БП або його суміші з ДП як палива для дизелів, за умови збереження потужності та частоти обертання колінчастого валу двигуна, потрібно визначити доцільність зміни кута випередження впорскування палива та величини циклової подачі в залежності від особливостей протікання робочих процесів. Для вирішення поставленої задачі застосовуємо діаграму Ішикави (рис. 1.5), яка використовується для ухвалення управлінських рішень на базі структурованого аналізу причинно-наслідкових взаємозв'язків між фізико-хімічними та енергетичними властивостями паливної суміші і параметрами робочих процесів в циліндрах двигуна.

Відомо, що тривалість горіння залежить від періоду затримки самозаймання, тривалостей впорскування, випаровування та згоряння палива, що в свою чергу, залежить від фізико-хімічних властивостей палива таких, як густина, енергія активації, середній діаметр крапель та параметрів системи живлення дизеля: кута випередження впорскування, циклової подачі, тиску впорскування, площі поперечного перерізу та коефіцієнта витрати прохідних перерізів соплових отворів форсунок, коефіцієнта надлишку повітря, константи випаровування.

За результатами проведеного аналізу впливу вище наведених показників на протікання робочих процесів двигуна встановлено, що площа поперечного перерізу соплових отворів, коефіцієнт витрати прохідних соплових отворів та константа випаровування не залежать від фізико-хімічних властивостей палива, яке використовується і є незмінними в процесі роботи дизеля, тому при аналізі діаграми Ішикави вони не будуть враховуватись.

Метою аналізу діаграми Ішикави є визначення доцільності корегування величини кута випередження впорскування палива, величини циклової подачі та відсоткового складу суміші ДП та БП при переведенні дизеля на роботу на суміші палив. Корегування визначених параметрів проводиться на основі оцінки їх впливу на тривалість горіння при переведенні двигуна на роботу на суміші ДП та БП з динамічним регулюванням її відсоткового складу. Припущенням дослідження є забезпечення незмінної потужності дизеля за умови забезпечення ефективного протікання робочих процесів. В разі неможливості забезпечити ефективне протікання робочих процесів при збільшенні навантаження або частоти обертання

колінчастого валу двигуна попереднім складом суміші палив, змінюється його відсотковий склад. На рис. 1.5 наведена діаграма Ішикави для визначення тривалості горіння палива в циліндрах залежно від параметрів системи живлення дизеля та фізико-хімічних властивостей палива.

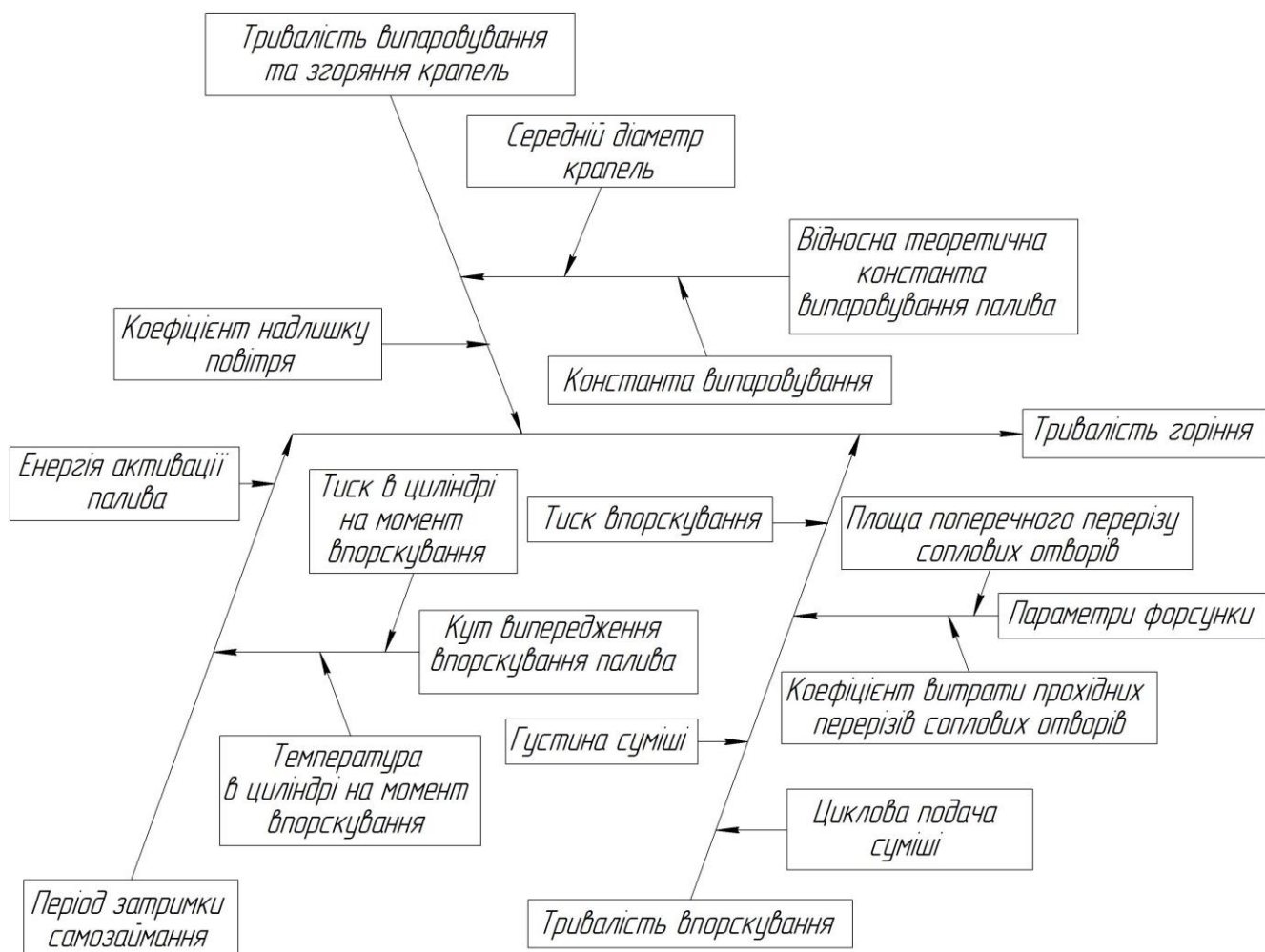


Рисунок 1.5 – Діаграма Ішикави для визначення тривалості горіння палива

Розглянемо, як кожний з показників, наведений на діаграмі Ішикави, впливає на тривалості впорскування, періоду затримки самозаймання, випаровування та згорання.

Тривалість впорскування залежить від циклової подачі суміші ДП та БП, її густини та тиску впорскування. Для збереження потужності дизеля, враховуючи менше значення нижчої теплоти згорання БП, потрібно збільшувати циклову подачу суміші палив пропорційно вмісту БП в ній, що разом з його більшою густиною

спричиняє зростання тривалості впорскування суміші палив. Зменшити її тривалість впорскування можливо за рахунок збільшення тиску впорскування палива.

Період затримки самозаймання паливо-повітряної суміші залежить від енергії активації та кута випередження впорскування палива. Енергія активації є основним показником палива, який залежить від відсоткового складу суміші палив. Більше цетанове число БП зумовлює його меншу енергію активації ніж в ДП. Тому, зі збільшенням відсоткового вмісту БП в суміші палив, енергія активації зменшується, – це призводить до зменшення періоду затримки самозаймання.

Тиск та температура повітря в циліндрах двигуна під час впорскування палива залежить від кута випередження впорскування. Чим ближче поршень до ВМТ, тим значення тиску і температури більші, що сприяє полегшенню процесу займання паливо-повітряної суміші. Період затримки самозаймання паливо-повітряної суміші визначає кут випередження впорскування палива, який при використанні БП потрібно змінити. Зі збільшенням відсоткового вмісту БП в суміші палив зменшується період затримки самозаймання паливо-повітряної суміші, відповідно, кут випередження впорскування потрібно зменшувати. В класичній системі живлення дизеля управління кутом випередження впорскування палива ускладнене. За класичну приймаємо систему живлення, в якій значення циклової подачі палива залежить від роботи ПНВТ. Тому, при переведенні двигуна з такою системою живлення на роботу на суміші ДП та БП з динамічним регулюванням відсоткового складу, кут випередження впорскування палива не змінюється. В системі живлення дизеля Common Rail можлива зміна величини кута випередження впорскування палива. Тому при переведенні двигуна системою живлення Common Rail на роботу на суміші ДП та БП з динамічним регулюванням відсоткового складу, кут випередження впорскування палива можливо змінювати залежно від відсоткового складу суміші палив та режимів роботи дизеля.

Таким чином, для забезпечення ефективного протікання робочих процесів в циліндрах двигуна при переведенні його на роботу на суміші ДП та БП з динамічним регулюванням відсоткового складу потрібно змінювати циклову подачу та кут випередження впорскування палива відповідно до відсоткового складу суміші палив.

Тривалість випаровування та згоряння суміші палив залежить від коефіцієнта надлишку повітря та відносної теоретичної константи випаровування палива. При переведенні дизеля на роботу на суміші ДП та БП величина коефіцієнта надлишку повітря збільшується, оскільки в складі БП присутній кисень. Це спричиняє зменшення тривалості випаровування та згоряння суміші палив. Необхідно відмітити, що відсотковий склад суміші ДП та БП змінюється в залежності від режимів роботи дизеля. Проте значення коефіцієнта надлишку повітря ніколи не буде меншим його базового значення, що зумовлює повноту згоряння паливо-повітряної суміші на всіх режимах роботи дизеля [24].

Відносна теоретична константна випаровування палива залежить від середнього діаметра крапель палива, впорскнутого в циліндр. Середній діаметр крапель – це комплексний показник, який варто розглянути більш детально, для цього використовуємо діаграму Ішикави (рис. 1.6). Середній діаметр крапель палива, впорскнутого в циліндр, залежить від параметрів системи живлення дизеля, таких як діаметр соплових отворів і тиск впорскування палива та фізико-хімічних властивостей палива: густини, поверхневого натягу та в'язкості суміші палив. Коефіцієнт витрати форсунки залежить від конструкції форсунки, тому він не буде враховуватись.

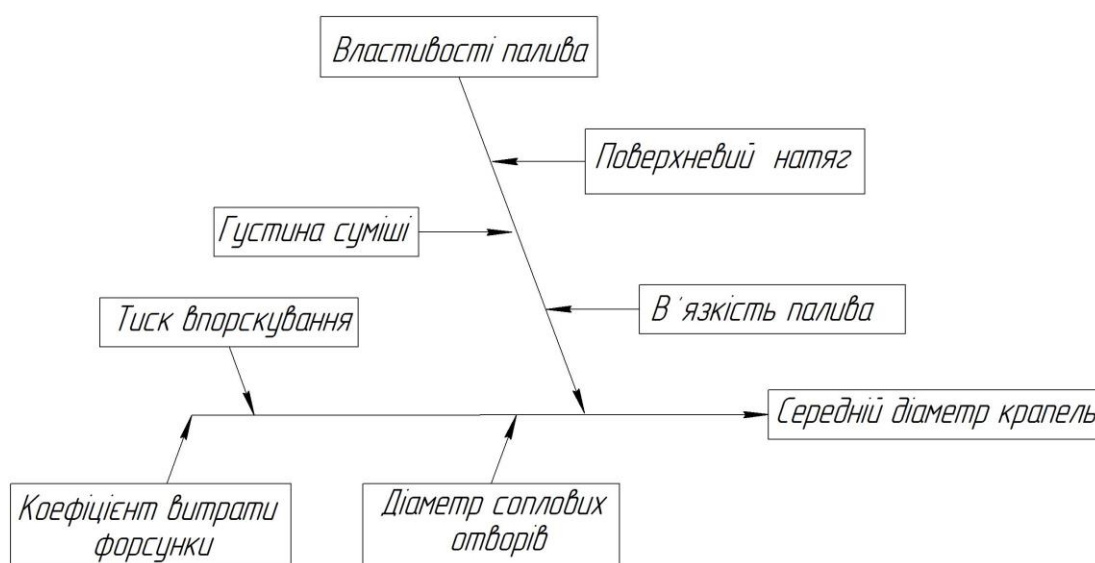


Рисунок 1.6 – Діаграма Ішикави для визначення середнього діаметра крапель палива, впорскнутого в циліндр

Метою аналізу діаграми Ішикави є дослідження впливу суміші ДП та БП на значення діаметра крапель палива, впорскнутого в циліндр, та доцільність динамічного регулювання її відсоткового складу.

Різні фізико-хімічні властивості ДП та БП при використанні суміші палив призводять до зміни середнього діаметра крапель палива, впорскнутого в циліндр. Велика в'язкість БП спричиняє збільшення розміру крапель палива при розпилюванні. Науковцями встановлена експериментальна залежність між зміною в'язкості палива та середнім діаметром крапель при розпилюванні [30]:

$$\frac{d}{d_{\text{вх}}} = \left(\frac{\nu}{\nu_{\text{вх}}} \right)^{0,5}, \quad (1.1)$$

де d – середній діаметр краплі палива при кінематичній в'язкості ν ;

$d_{\text{вх}}$ – відомий середній діаметр краплі палива при кінематичній в'язкості $\nu_{\text{вх}}$.

Проводились теоретичні [31-32] та експериментальні дослідження [33] залежності між зміною в'язкості палива і середнім діаметром крапель при розпилюванні. Так, при використанні БП як палива, середній діаметр крапель в 1,3 більший, ніж у ДП, що приводить до ускладнення горіння і, відповідно, до неповного згорання.

Густина БП більша ніж густина ДП, це спричиняє збільшення середнього діаметру крапель палива. Поверхневий натяг БП на 10 – 15 % менший ніж у ДП – це теж призводить до зменшення середнього діаметру крапель. Менше значення поверхневого натягу БП спричиняє зменшення довжини та збільшення кута розкриття факела палива [20].

Отже, використання БП призводить до збільшення середнього діаметра крапель палива, впорскнутого в циліндр, при чому зі зростанням відсоткового вмісту БП в суміші палив середній діаметр крапель збільшується.

Зростання тиску впорскування палива спричиняє збільшення середньої швидкості витікання палива з розпилювача форсунки та до зменшення середнього

діаметра крапель палива. Тому одним з варіантів для забезпечення базового діаметра крапель БП, впорскнутого в циліндр, є збільшення тиску впорскування палива на 85 % [34]. При цьому, якщо не змінювати параметри впорскування, циклова подача збільшиться на 39 %.

Діаметр соплового отвору форсунки є вагомим параметром, який впливає на середній діаметр крапель палива. Були проведені дослідження впливу зміни діаметра соплового отвору форсунки на показники робочого процесу дизеля при використанні БП як палива [35-37]. Розрахунки розпилування палива та робочих процесів для різних значень діаметра соплового отвору показали, що зі зменшенням його діаметра зменшується середній діаметр крапель палива та тривалість згоряння БП. Проте існує оптимальне значення діаметра соплового отвору форсунки, подальше зменшення якого призводить до погіршення показників робочих процесів.

Робота дизеля на режимі холостого ходу характеризується малою цикловою подачею палива, відповідно, малою потужністю двигуна та низькою частотою обертання колінчастого валу. При цьому тривалість горіння палива невелика. При використанні БП або його суміші з ДП середній діаметр крапель, впорскнутих в циліндр двигуна, збільшується, період затримки самозаймання зменшується, а тривалості горіння палива зростає. Тому, на режимі холостого ходу можна використовувати БП, оскільки збільшення тривалості горіння не буде перевищувати допустимого значення.

На режимі часткових навантажень дизель працює з середньою цикловою подачею палива та середньою частотою обертання колінчастого валу. При цьому тривалість горіння палива зростає. Використання БП зумовлює погіршення протікання робочих процесів, оскільки тривалість горіння може перевищувати допустиме значення. Тому для забезпечення ефективного протікання робочих процесів доцільно використовувати ДП та його суміші з БП.

Робота дизеля на режимі максимальної потужності характеризується максимальною цикловою подачею палива та великою частотою обертання колінчастого валу. При цьому тривалість горіння палива близьке до максимально

допустимого. Використання БП або його суміш з ДП зумовлює погіршення протікання робочих процесів, оскільки тривалість горіння палива перевищує допустиме значення. Використання ДП на режимі максимальної потужності дизеля забезпечує ефективність протікання робочих процесів.

Отже, для компенсування відмінностей фізико-хімічних властивостей ДП і БП та забезпечення ефективного протікання робочих процесів дизеля доцільно використовувати динамічне регулювання відсоткового складу суміш палив, яке забезпечує використання БП при роботі дизеля на режимі холостого ходу; зменшення частки БП в суміші палив – при збільшенні навантаження та використання ДП при роботі двигуна на режимі максимального навантаження. При переведенні дизеля на роботу на суміш ДП і БП з динамічним регулюванням її відсоткового складу потрібно змінювати циклову подачу, відсотковий склад та кут випередження впорскування суміші палив (в системах живлення де це можливо). Також необхідно удосконалювати методику управління робочими процесами.

1.4 Обґрунтування критеріїв оцінки ефективності використання динамічного регулювання відсоткового складу суміші палив для автомобілів обладнаних дизелями

При переведенні автомобіля з дизелем на роботу на суміші ДП та БП, в зв'язку зі зміною фізико-хімічних властивостей суміші палив, змінюються його технічні, економічні та екологічні показники [39].

До технічних показників автомобіля та двигуна відносяться: ефективна потужність, ефективний крутний момент, ефективний коефіцієнт корисної дії та механічний коефіцієнт корисної дії. Використання суміші ДП та БП для живлення дизелів зумовлює виділення меншої кількості теплоти при згорянні робочої суміші в циліндрах двигуна з однаковою цикловою подачею, що в свою чергу, веде до зменшення потужності двигуна.

Ефективна потужність двигуна автомобіля N_e розраховується за формулою:

$$N_e = \frac{P_e n_\delta V_l}{30\tau}, \quad (1.2)$$

де P_e – середній ефективний тиск;

n_δ – частота обертання колінчастого валу двигуна;

V_l – робочий об'єм двигуна;

τ – показник тактності двигуна.

З перелічених параметрів на потужність двигуна при використанні суміші ДП та БП впливає тільки середній ефективний тиск P_e , який розраховується за формулою:

$$P_e = \frac{H_u}{l_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \rho_{пов} \cdot \eta_m, \quad (1.3)$$

де H_u – нижча теплота згоряння палива;

l_0 – кількість повітря, теоретично необхідного для згоряння 1 кг палива;

η_i – індикаторний ККД циклу;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

η_v – коефіцієнт наповнення;

$\rho_{пов}$ – густина повітря;

η_m – механічний ККД.

При використанні суміші палив нижча теплота згоряння та кількість повітря, теоретично необхідного для згоряння 1 кг суміші палив, зменшуються; коефіцієнт надлишку повітря збільшується. В кінцевому результаті, вплив вище наведених показників зумовлює зниження середнього ефективного тиску та, відповідно, ефективної потужності двигуна.

Ефективна потужність двигуна та ефективний крутний момент M_e є взаємопов'язаними величинами:

$$M_e = \frac{\pi \cdot n_d \cdot N_e}{3 \cdot 10^4}. \quad (1.4)$$

Тому, при зміні ефективного крутного моменту, пропорційно змінюється і ефективна потужність двигуна.

Використання БП як палива для дизеля впливає на ефективний ККД η_e , який визначається за формулою:

$$\eta_e = \frac{P_e \cdot V_h}{q_{цв} \cdot \rho_n \cdot H_u}, \quad (1.5)$$

де V_h – робочий об'єм одного циліндра;

$q_{цв}$ – об'ємна циклова подача;

ρ_n – густина палива.

При використанні суміші ДП та БП, як палива для дизеля, зменшується середній ефективний тиск і нижча теплота згоряння та збільшується густина БП, що спричиняє падіння ефективного ККД.

Використання суміші палив, як палива для дизеля, впливає на механічний ККД η_m , який визначається за формулою:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_e + N_m}, \quad (1.6)$$

де N_m – потужність механічних втрат.

Механічний ККД двигуна, в основному, залежить від потужності механічних втрат, проте, з використанням БП ефективна потужність двигуна зменшується, що спричиняє погіршення механічного ККД.

Таким чином, обрані технічні показники дають можливість в повній мірі оцінити вплив на дизель при переведенні його на роботу на суміші палив, який зі збільшенням відсоткового вмісту БП в суміші зростає.

До економічних показників дизеля відносяться питома ефективна витрата палива, годинна витрата палива та сумарна годинна витрата палива. Питома ефективна витрата палива g_e визначається за формулою:

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e}. \quad (1.7)$$

Враховуючи те, що нижча теплота згоряння БП менша ніж у ДП, то питома ефективна витрата суміші ДП та БП збільшиться, що також призведе до зростання годинної витрати суміші палив G_n автомобілем:

$$G_n = N_e g_e. \quad (1.8)$$

Годинна витрата палива залежить від питомої ефективної витрати, яка в свою чергу, залежить від нижчої теплота згоряння палива. При роботі двигуна на сумішах з різним відсотковим вмістом палив, її нижча теплота згоряння буде змінюватись (оскільки нижча теплота згоряння ДП та БП різні), відповідно, і витрата палива теж буде змінюватись. Тому для оцінки паливної економічності автомобіля, двигун якого працює на суміші ДП та БП, прийнято переводити витрату палив у теплові одиниці.

Годинна витрата теплоти БП $Q_{БП}$ при подачі суміші палив в двигун:

$$Q_{БП} = H_{uБП} \cdot G_{БП}, \quad (1.9)$$

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

$G_{БП}$ – годинна витрата БП.

Приведена (еквівалентна) годинна витрата $G_{нБП}$ БП автомобілем:

$$G_{нБП} = Q_{БП} / H_{иДП}, \quad (1.10)$$

де $H_{иДП}$ – нижча теплота згоряння ДП.

Сумарна годинна витрата, приведена до ДП $G_{нсум}$ автомобілем:

$$G_{нсум} = G_{нБП} + G_{ДП}, \quad (1.11)$$

де $G_{ДП}$ – годинна витрата ДП.

Порівнявши сумарну годинну витрату суміші палив автомобілем, приведену до ДП, та сумарну годинну витрату ДП за ідентичних режимів роботи автомобіля, оцінюється паливна економічність дизеля.

Таким чином, обрані економічні показники дають можливість в повній мірі оцінити вплив переведення автомобіля з дизелем на роботу на суміш ДП та БП.

Найбільш показовим критерієм для оцінювання екологічних показників автомобіля є димність відпрацьованих газів, яка зумовлена наявністю дисперсних частинок (сажа, оксиди, незгорілі вуглеводні, органічно розчинна фракція), що утворюються при згорянні палива і масла. Як правило, димність визначається за залежностями, отриманими експериментальним шляхом. Аналітичний вираз в явному вигляді, що характеризує димність відпрацьованих газів дизеля, буде отриманий після апроксимування даних отриманих експериментальним:

$$C_c = f(N_e, n_{БП}), \quad (1.12)$$

де C_c – концентрація сажі;

$n_{БП}$ – вміст БП в суміші палив.

Провівши аналіз впливу використання БП на екологічні показники автомобіля отримано, що вміст шкідливих викидів в відпрацьованих газах знижується: СО – на 12 %, СпНм – на 35 %, РМ (тверді частинки) – на 36 %, сажа – на 50 %. [39].

Для оцінки ефективності протікання робочих процесів в циліндрі дизеля можливо використовувати такі показники, як кількість теплоти, що подається в циліндр, тривалість протікання робочих процесів та всі наведені вище критерії.

У циліндр дизеля за один цикл впорскується паливо при згорянні якого виділяється кількість теплоти Q :

$$Q = H_u \cdot q_u, \quad (1.13)$$

де q_u – циклова подача палива.

Нижча теплота згорання суміші ДП та БП менша ніж у ДП, тому кількість теплоти, що виділиться в циліндрі дизеля за незмінної циклової подачі суміші палив, зменшиться.

Тривалість протікання робочих процесів в циліндрі дизеля оцінюється за тривалістю процесів впорскування, випаровування та згорання палива. Оскільки, допустиме значення тривалістю цих процесів буде змінюватись, залежно від кута випередження впорскування суміші палив, то для зручності, доцільно оцінювати ефективність протікання робочих процесів в циліндрі дизеля за значенням кута п.к.в. дизеля при закінченні горіння суміші палив φ_{32} :

$$\varphi_{32} = 360^\circ - \theta_{впр} + \varphi_{впр} + \varphi_2, \quad (1.14)$$

де $\theta_{впр}$ – кут випередження впорскування палива;

$\varphi_{впр}$ – тривалість впорскування;

φ_2 – тривалість горіння суміші палив.

Таким чином, за основні критерії оцінювання показників автомобіля з дизелем при переведенні його на роботу на суміші ДП та БП з динамічним регулюванням її відсоткового складу було обрано ефективний крутний момент, годинну витрату та сумарну годинну витрату палив, димність відпрацьованих газів. Для оцінки ефективності протікання робочих процесів в циліндрі дизеля обрано значенням

значення кута п.к.в. дизеля при закінченні горіння суміші палив. Обрані критерії в повній мірі дозволяють оцінити ефективність переведення дизеля на роботу на суміші ДП та БП з динамічним регулюванням їх відсоткового складу.

1.5 Висновки з розділу 1

1. Перспективним альтернативним паливом для автомобілів з дизелями є БП, використання якого можливе в чистому виді або в суміші з ДП. Використовуючи БП як палива для автомобілів, можна досягнути кращих екологічних показників і зменшити витрати на паливо та залежність від традиційних нафтових палив.

2. При використанні суміші палив ДП та БП з постійним відсотковим складом забезпечується покращення екологічних показників дизелів, проте погіршує їх техніко-економічні показники. Пристрої, що компенсують особливості фізико-хімічних властивостей БП, не дозволяють в повній мірі реалізувати його переваги. При цьому, будь-яка модернізація системи живлення дизеля унеможливилоє однаково ефективну роботу двигуна на ДП та на суміші палив, тобто, двопаливність дизеля ускладнена.

3. В результаті проведеного аналізу літературних джерел не було виявлено інформацію про регулювання складу суміші палив під час роботи автомобіля, за умови збереження його технічних показників на всіх режимах роботи. Тому запропоновано використовувати динамічне регулювання відсоткового складу суміші ДП та БП, залежно від режимів роботи двигуна та автомобіля.

4. Особливості фізико-хімічних властивостей БП впливають на протікання робочих процесів в циліндрах двигуна, та впливають на його техніко-економічні та екологічні показники. Тому виникає необхідність в адаптації системи живлення та удосконаленню методики управління робочими процесами дизеля при переведенні його на роботу на БП.

5. Обґрунтовано та обрано основні критерії оцінки ефективності переведення автомобіля з дизелем на роботу на суміші дизельного та біодизельного палив з динамічним регулюванням відсоткового складу із забезпеченням ефективного протікання робочих процесів

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИКА ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛЬНОГО АВТОМОБІЛЯ ШЛЯХОМ ВПЛИВУ НА РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ДИЗЕЛЯ ВИКОРИСТАННЯМ ДИНАМІЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯМ ВІДСОТКОВОГО СКЛАДУ СУМІШІ ПАЛИВ

2.1 Удосконалена система живлення дизеля автомобіля при переведенні його на роботу на суміші дизельного та біодизельного палив з динамічним регулюванням її відсоткового складу

Динамічне регулювання відсоткового складу суміші ДП та БП залежно від режиму роботи дизеля має забезпечити відповідну зміну відсоткового складу суміші палив, ефективне протікання робочих процесів та збереження технічних показники двигуна на потрібному рівні.

На сьогоднішній день найбільшого поширення набули класичні системи живлення дизеля та системи живлення Common Rail. Тому при удосконаленні системи живлення дизеля переведенням його на роботу на суміші ДП та БП з динамічним регулюванням її відсоткового складу розглядались ці два варіанти.

Для удосконалення класичної системи живлення при переведенні дизеля на роботу на суміші ДП та БП з динамічним регулюванням її відсоткового складу було додано ряд елементів: паливний бак для БП з підігрівачем, фільтри грубої та тонкої очистки, паливний насос низького тиску, змішувач палив, додатковий паливний бак з підігрівачем та датчиком рівня палива, електромагнітні, зворотні та перепускний клапани. Для запобігання змішування суміші з чистими паливами було змінено місце з'єднання зворотнього трубопроводу, який забезпечує подачу невикористаного палива з форсунок та ПНВТ в систему живлення після змішувача палив перед ПНВТ. Змішувач палив і ЕБК забезпечують регулювання відсоткового складу суміші ДП та БП в процесі роботи двигуна. Таким чином удосконалена система живлення дизеля з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші палив (для класичної системи живлення дизеля наведено на рис. 2.1) забезпечує роботу двигуна на ДП, БП та їх сумішах з різними відсотковими складами зі збереженням ефективних показників дизеля. Удосконалення системи живлення ніяким чином не впливає на роботу дизеля на ДП.

На рис. 2.1 наведені такі позначення: 1 – паливний бак для ДП; 2 – фільтр грубої очистки ДП; 3 – насос низького тиску ДП; 4 – фільтр тонкої очистки ДП; 5 – змішувач палив; 6 – паливний насос високого тиску (ПНВТ); 7 – форсунка; 8 – електронний блок керування (ЕБК); 9 – важіль подачі палива; 10 – перепускний клапан; 11 – датчик частоти обертання колінчастого валу двигуна; 12 – датчик температури охолоджуючої рідини; 13 – паливний бак для БП; 14 – фільтр грубої очистки БП; 15 – насос низького тиску БП; 16 – фільтр тонкої очистки БП; 17 – додатковий паливний бак; 18 – насос низького тиску з додаткового паливного баку; 19, 20 – електромагнітний клапан; 21, 24 – зворотній клапан; 22 – підігрівачі палив; 23 – датчик рівня палива.

В системі живлення дизеля з механічною муфтою випередження впорскування суміші палив потрібно додатково встановити муфту зміни кута випередження впорскування залежно від відсоткового складу суміші палив.

Система живлення з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші палив забезпечує запуск та прогрів дизеля на ДП та працює таким чином.

В ЕБК 8 поступають сигнали про тиск T_o та температуру P_o навколишнього середовища; сигнал про положення важеля подачі палива 9 ψ_{mn} від відповідного датчика, сигнал про частоту обертання колінчастого валу двигуна n_d від датчика 11, сигнал про температуру охолоджуючої рідини T_{ox} від датчика 12.

Прогрів двигуна визначається за температурою охолоджуючої рідини T_{ox} . При цьому електромагнітний клапан 19 – відкритий ($U_2 = 0$), а 20 – закритий клапан ($U_1 = 0$). Оскільки фізико-хімічні властивості БП відрізняються від фізико-хімічних властивостей ДП, то виникає необхідність в підігріванні БП. Нагрівачами 22 нагрівається до необхідної температури БП ($U_6 = 1$) в паливному баку для БП 13 та суміш палив ($U_4 = 1$) в додатковому паливному баку 17. Сигнали з інформацією про температури палив в додатковому паливному баку 17 T_n та в паливному баку для БП 13 $T_{БП}$ поступають в ЕБК 8. Якщо температура охолоджуючої рідини T_{ox} та

температура БП $T_{БП}$ набули мінімально допустимого значення, то дизель переходить на роботу на суміші палив.

В ЕБК 8 визначаються значення відсоткового складу $n_{БП}$ та циклової подачі q_u суміші палив. Сигнал зі значенням $n_{БП}$ поступає в мікроконтролер змішувача 5, сигнал зі значенням q_u поступає на електромагнітний регулятор кількості палива ПНВТ 6.

При роботі двигуна на суміші палив, в першу чергу, використовується паливо з додаткового паливного баку 17. При цьому електромагнітний клапан 19 – відкритий ($U_2 = 0$), електромагнітний клапан 20 – закритий ($U_1 = 0$), насос низького тиску з додаткового паливного баку 18 увімкнений ($U_3 = 1$). Суміш палив із додаткового паливного баку 17 поступає через зворотній клапан 21 в зворотній трубопровід. В додатковому паливному баку 17 знаходиться датчик рівня палива 23, сигнал V_n з якого поступає в ЕБК; коли рівень палива набуває мінімального значення, тоді ЕБК дає сигнал насосу низького тиску з додаткового паливного баку 18 про вимкнення ($U_3 = 0$). Зворотній клапан 21 запобігає потраплянню палива в додатковий паливний бак 17, коли насос низького тиску з додаткового паливного баку 18 вимкнений.

Перед зупинкою дизеля з ЕБК поступає сигнал на керуючий орган змішувача 5 на встановлення в положення, яке забезпечує 100% ДП ($n_{БП} = 0$), при цьому паливний насос низького тиску 15 вимикається ($U_5 = 0$), електромагнітний клапан 19 – закривається ($U_2 = 1$), а електромагнітний клапан 20 – відкривається ($U_1 = 1$). При цьому суміш палив зі зворотнього трубопроводу подається в додатковий паливний бак 17 для невикористаного палива і система живлення дизеля (паливні трубопроводи низького тиску після змішувача, паливні трубопроводи високого тиску, ПНВТ, форсунки) заповнюється ДП. Це забезпечить наступний легкий запуск дизеля. З датчика 23 в ЕБК 8 поступає сигнал V_n з інформацією про рівень палива в додатковому паливному баку 17 для невикористаного палива і за зміною рівня визначається об'єм палива поданого з системи живлення та момент, коли система

живлення заповнена ДП. Об'єм палива, що подається в додатковий паливний бак 17 для невикористаного палива, та, відповідно, час подачі, буде відрізнятись залежно від двигуна та режиму його роботи. Після заповнення системи живлення дизеля ДП, електромагнітний клапан 19 – закривається ($U_2 = 1$), електромагнітний клапан 20 – відкривається ($U_1 = 1$), насос низького тиску з додаткового паливного баку 18 вимикається ($U_3 = 0$). Це забезпечить заповнення зворотнього трубопроводу між електромагнітним клапаном 19 і ПНВТ 6 ДП. Тепер двигун готовий до зупинки. Заповнення системи живлення дизеля ДП можливе безпосередньо перед зупинкою дизеля (після "вимкнення запалення"), або примусово за певний час до його зупинки при роботі двигуна з навантаженням (ввімкнувши перемикач в положення подачі палива в додатковий паливний бак 17 для невикористаного палива).

Для запобігання потрапляння суміші палив в змішувач встановлено зворотній клапан 24. Також встановлено перепускний клапан 10, який при створенні надлишкового тиску в зворотньому трубопроводі, забезпечує подачу надлишку палива в додатковий паливний бак 17.

На сьогоднішній день набула поширення сучасніша система живлення дизеля Common Rail, яка забезпечує зменшення витрати палива на 15% при збільшенні літрової потужності двигуна майже на 40%, покращення екологічних показників, зменшення шумності та жорсткості роботи дизеля [40].

Оскільки, в системі живлення Common Rail об'єм палива, який знаходиться в акумуляторі під високим тиском значно більший за значення циклової подачі палива, то при впорскуванні палива в циліндр двигуна його тиск майже не змінюється [41]. Процес стиснення палива і впорскування в системі живлення Common Rail повністю розділені. Циклова подача палива, кут випередження впорскування, відсотковий склад суміші палив і тиск впорскування визначаються за положенням важеля подачі палива, частотою обертання колінчастого валу і т.п. [42] на основі програмованих матриць ЕБК та характеристик, що зберігаються в пам'яті мікропроцесора.

В системі живлення Common Rail величина циклової подачі визначається часом перебування форсунки у відкритому стані. Оскільки в паливному акумуляторі підтримується постійний високий тиск палива, то його величина подачі є прямо пропорційною тривалості відкриття електромагнітного клапана.

В системі живлення Common Rail подача палива в циліндр двигуна здійснюється за три незалежних впорскування: попереднє, основне та вторинне. Попереднє та вторинне впорскування спрямовані на покращення протікання робочих процесів в циліндрі двигуна та зменшення шкідливих викидів відпрацьованих газів.

Величина кута випередження впорскування визначається відповідною системою, передбаченою в системі електронного управління дизелів. При зміні відсоткового складу суміші палив в ЕБК відбувається корегування величини кута випередження впорскування. При використанні БП або його суміші з ДП кут випередження впорскування палива потрібно зменшувати, що можливо реалізувати в системі живлення Common Rail.

Кут випередження попереднього впорскування (запальної порції палива) може скласти 90° п.к.в. до ВМТ. Якщо кут випередження впорскування є меншим за 40° п.к.в. до ВМТ, то краплі палива можуть осідати на поверхні поршня і стінках циліндра, що може привести до розрідження моторного мастила. Вплив БП на моторне мастило більш негативне ніж вплив ДП [42]. Тому, за встановленого кута випередження попереднього впорскування, БП має повністю випаруватись.

Енергія для отримання потужності двигуна виділяється від згорання палива, яке подається в циліндр дизеля підчас основного впорскування. Циклову подачу палива при використанні БП потрібно збільшувати, що в Common Rail регулюється часом перебування форсунки в відкритому стані.

Вторинне впорскування палива застосовується для зниження шкідливих викидів при установці на двигуни каталітичних нейтралізаторів. Це впорскування йде за основним і відбувається з інтервалом до 20° п.к.в. після НМТ. В цей момент

процес горіння вже закінчився і в циліндрі знаходяться тільки відпрацьовані гази. При вторинному впорскуванні палива в циліндр вводиться точно дозована кількість палива.

При використанні каталітичного нейтралізатора NO_x додаткова доза палива, впорскнута у відпрацьовані гази, використовується як агент, що знижує вміст NO_x в відпрацьованих газах. Оскільки вміст NO_x в відпрацьованих газах при використанні БП на певних режимах роботи дизеля перевищують вміст NO_x при використанні ДП, то вторинне впорскування є актуальним. Проте, занадто пізніе вторинне впорскування може призводити до розбавлення мастила в двигуні. Особливості хімічних властивостей БП зумовлюють негативний вплив на присадки, присутні в моторному мастилі [42], що збільшує знос двигуна. Тому, обов'язковою умовою використання вторинного впорскування є повне випаровування палива в середовищі відпрацьованих газів.

На рис. 2.2 наведено схему системи живлення дизеля Common Rail з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші ДП та БП. На схемі системи живлення Common Rail присутні ті ж елементи, що і в класичній системі живлення, проте, є певні конструктивні відмінності – паливний акумулятор високого тиску 25 [43]. Відповідно, суміш палив після ПНВТ 6 подається в паливний акумулятор високого тиску 25, з якого – в форсунку 7. Невикористане паливо з ПНВТ 6, акумулятора високого тиску 25 та форсунки 7 подається у зворотній трубопровід. Тиск палива в акумуляторі високого тиску 25 контролюється датчиком тиску. Сигнал зі значенням тиску палива p_a поступає в ЕБК 8. В системі живлення Common Rail з ЕБК 8 сигнал з інформацією про момент та тривалість відкриття форсунки 7 $\tau_{\text{впр}}$ поступає безпосередньо на її виконавчий орган.

Для системи живлення дизеля сумішшю ДП та БП з динамічним регулюванням її відсоткового складу було розроблено конструкцію змішувача двох палив, схема якого наведена на рис. 2.3.

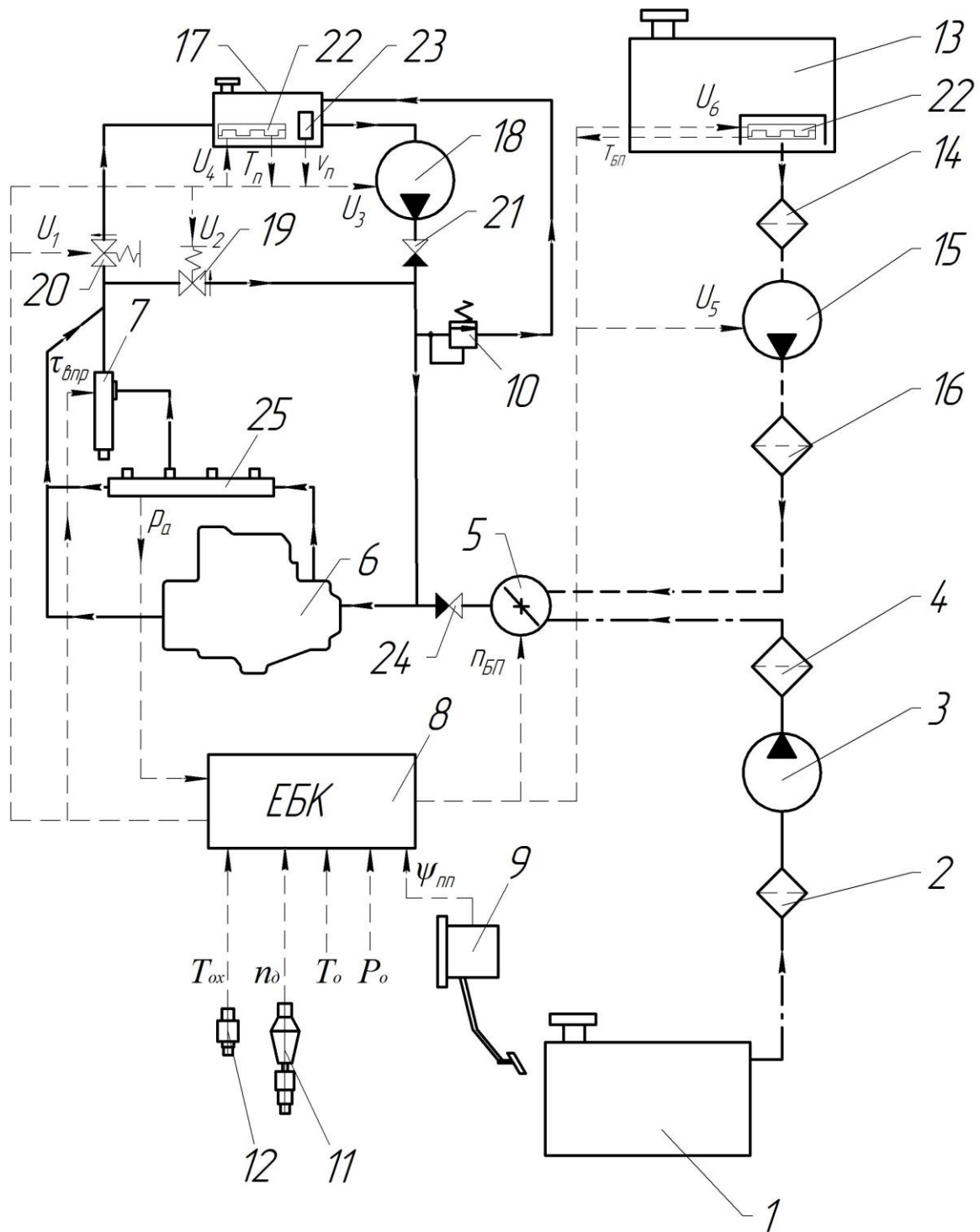


Рисунок 2.2 – Схема системи живлення дизеля Common Rail сумішшю дизельного та біодизельного палив з динамічним регулюванням її відсоткового складу

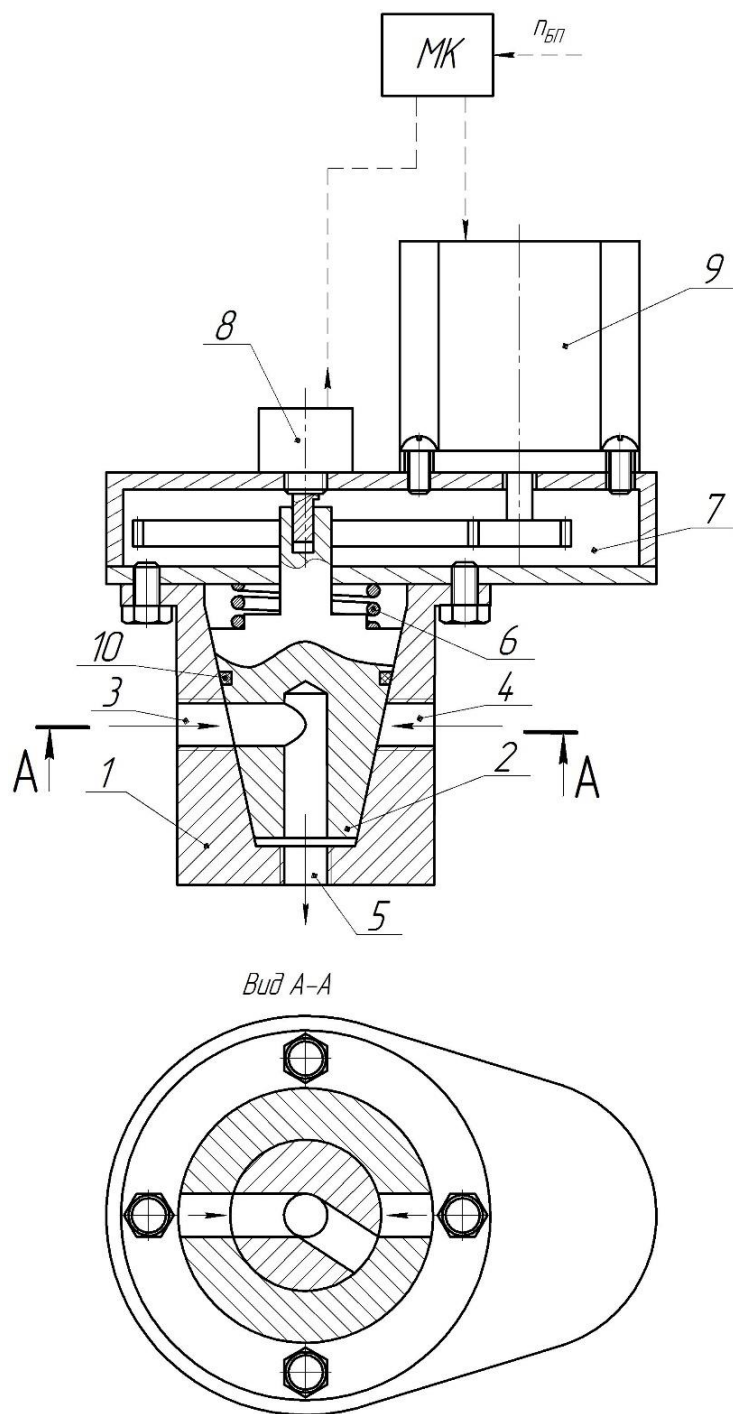


Рисунок 2.3 – Схема змішувача двох палив

На рис. 2.3 наведені такі позначення: 1 – корпус; 2 – поворотний конус; 3, 4 – отвори для під'єднання вхідних трубопроводів; 5 – отвір для під'єднання вихідного трубопроводу; 6 – пружина; 7 – редуктор з циліндричною передачею; 8 – датчик кута повороту; 9 – кроковий двигун; 10 – ущільнювач.

Змішувач призначений для забезпечення динамічного регулювання відсоткового складу суміші ДП та БП під час роботи дизеля у необхідних

співвідношеннях, залежно від режиму роботи двигуна. Він складається з пристрою регулювання відсоткового складу суміші палив (регулюючий пристрій), який через редуктор з циліндричною передачею 7 з'єднаний з кроковим двигуном 9. Регулюючий пристрій складається з корпусу 1, поворотного конуса 2, пружини 6 та ущільнювача 10. Корпус 1 має три отвори для під'єднання трубопроводів. До отворів 3 і 4 під'єднуються вхідні трубопроводи, через які подаються ДП та БП в регулюючий пристрій. До отвору 5 під'єднується вихідний трубопровід, через який подається отримана суміш з регулюючого пристрою. Поворотний конус 2 знаходиться в корпусі 1 і з'єднаний з циліндричною шестернею редуктора 7. Для забезпечення герметичності регулюючого пристрою в поворотний конус 2 встановлений ущільнювач 10, також встановлена пружина 6, яка притискає поворотний конус 2 до корпусу 1. Датчик кута повороту 8 з'єднаний з валом поворотного конуса 2. Регулюючий пристрій, кроковий двигун 9 та датчик кута повороту 8 встановлені на корпусі редуктора 7. Кроковий двигун 9 та датчик кута повороту 8 електричним зв'язком з'єднанні з мікроконтролером.

Змішувач працює таким чином. Запуск двигуна здійснюється на ДП, тому поворотний конус в регулюючому пристрої встановлений в положення 100% ДП. З датчика кута повороту 8 поступає сигнал на мікроконтролер з інформацією про положення поворотного конуса 2, чим визначається на який відсотковий склад встановлений регулюючий пристрій змішувача. За різницею сигналів з ЕБК та датчика кута повороту 8 в мікроконтролері визначається, на який кут і в яку сторону потрібно повернути вал крокового двигуна 9. Змішувач забезпечує регулювання відсоткового складу суміші ДП та БП з кроком в 1%.

Конструкція змішувача є універсальною і може використовуватись в системах живлення дизелів різної потужності, які переводяться на роботу на суміші ДП та БП з динамічним регулюванням її відсоткового складу. В залежності від потужності двигуна потрібно підібрати необхідні поперечні перерізи магістралей для палива, кроковий двигун відповідної потужності, величини кроку та передаточні числа редуктора змішувача для забезпечення відповідної точності.

2.2 Розробка методики поліпшення показників дизельного автомобіля шляхом впливу на робочі процеси дизеля використанням динамічного регулюванням відсоткового складу суміші палив

Для дизелів автомобілів характерна робота при значних змінах теплового, навантажувального та швидкісного режимів роботи. При експлуатації двигуни найчастіше працюють на несталих режимах, до яких можна віднести пуск, прогрів, розгін, гальмування, збільшення та зменшення навантаження, зупинка. Тому виникає необхідність в розробці методики управління робочими процесами дизеля при переведенні його на роботу на суміші ДП та БП з динамічним регулюванням відсоткового складу на всіх режимах його роботи.

Двигуни є динамічно не симетричними об'єктами [44], тобто процеси, що протікають при збільшенні та зменшенні навантаження на колінчастий вал, при запуску та зупинці двигуна, відрізняються один від одного. При розробці методики управління робочими процесами дизеля при переведенні його на роботу на суміші ДП та БП з динамічним регулюванням її відсоткового складу потрібно враховувати, що управління на різних режимах роботи двигуна буде відрізнятись.

В перелік технічних показників автомобіля та дизеля та його системи живлення, на які безпосередньо здійснюється вплив при управлінні робочими процесами, входять: крутний момент, частота обертання колінчастого валу, температура охолоджуючої рідини, температура БП, відсотковий склад суміші палив. До економічних показників відноситься витрата палива; до екологічних – склад і кількість шкідливих викидів. Відносна значимість цих показників залежить від призначення та умов роботи дизеля. Так, для двигунів, які експлуатуються в місті, важливими є екологічні показники; для двигунів, які працюють з великими навантаженнями, важливими є технічні показники.

В сучасних автомобілів управління системами та безпосередньо робочими процесами двигунів здійснюється за допомогою ЕБК. Система управління складається з датчиків та виконавчих механізмів. Основна ціль використання ЕБК –

оптимізація управління двигуном, тобто, забезпечення в будь-який момент часу таких значень керованих параметрів, які, в свою чергу, забезпечать ефективне протікання робочих процесів та необхідні технічні показники двигуна при мінімальній витраті палива та мінімальних шкідливих викидах відпрацьованих газів.

Використання БП та його суміші з ДП впливає на протікання робочих процесів дизеля. Нижча теплота згорання БП менша ніж у ДП і це означає, що при повному згоранні БП отримується менше енергії ніж при згоранні тієї ж кількості ДП. Тому при використанні суміші палив для збереження технічних показників дизеля на необхідному рівні потрібно збільшувати циклову подачу, – це, в свою чергу, призведе до збільшення годинної витрати суміші палив. При збільшенні циклової подачі суміші ДП та БП збільшуються тривалості її впорскування, випаровування та горіння. При великих циклових подачах та високих частотах обертання колінчастого валу двигуна суміш палив згорає неповністю, що призведе до порушень протікання робочих процесів та негативно позначиться на техніко-економічних та екологічних показниках дизеля. Тому використання системи живлення дизеля з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші палив потребує особливих підходів до організації роботи системи живлення, для чого необхідно розробити методикку управління робочими процесами.

Управління робочими процесами дизеля при переведенні його на роботу на суміші ДП та БП з динамічним регулюванням її відсоткового складу повинна забезпечити:

- ефективність протікання робочих процесів;
- надійний запуск;
- тривалу експлуатацію;
- максимальне наближення технічних показників до базових;
- покращення екологічних показників.

В удосконаленій системі живлення дизеля, на робочі процеси двигуна також впливає відсотковий склад суміші ДП та БП, тому його регулювання здійснюється з трьох міркувань:

- забезпечення потрібного ефективного крутного моменту;

- забезпечення ефективного протікання робочих процесів;
- максимальне використання БП.

За розробленою методикою управління робочими процесами дизеля реалізується таким чином [45]. Запуск дизеля відбувається на ДП. Це зумовлено тим, що висока в'язкість та густина БП збільшують навантаження на елементи системи живлення, погіршують процеси розпилювання та згоряння палива. Також виникає небезпека коксування сопел форсунок. Перед запуском дизеля ЕБК отримує сигнали від датчиків і система живлення працює відповідно до алгоритму, закладеного заводом-виробником.

Для забезпечення ефективного протікання робочих процесів в дизелі автомобіля, перед використанням БП, відбувається його підігрівання до встановленої температури, що призводить до зниження в'язкості та поверхневого натягу БП. Це забезпечує наближення фізико-хімічних властивостей БП до властивостей ДП (під які розроблявся двигун заводом-виробником). Також виникає необхідність в прогріванні дизеля, оскільки в холодному двигуні погіршуються процеси випаровування та згоряння палива, збільшується ймовірність потрапляння палива в мастило. Коли температура охолоджуючої рідини та БП досягають допустимих значень, тоді система живлення дизеля переходить на роботу на суміші палив. У випадку, якщо в процесі експлуатації двигуна температура БП опуститься нижче допустимої, двигун переходить на роботу на ДП.

Після визначення необхідної циклової подачі суміші палив, відбувається аналіз тривалості її впорскування, випаровування та горіння. Якщо тривалість впорскування менша максимально допустимого значення, то вміст БП в суміші збільшується [46] до тих пір, поки не буде отримано необхідне значення тривалості впорскування, випаровування та горіння суміші палив, або відсотковий вміст БП в суміші не стане рівним 100 %. Залежно від відсоткового вмісту ДП та БП в суміші, змінюється її нижча теплота згоряння. Але енергетична цінність заряду, що впорскується в циліндр двигуна, має залишитись незмінною за різних відсоткових

складів суміші палив, – це компенсується збільшенням або зменшенням циклової подачі суміші ДП та БП.

В залежності від відсоткового складу суміші палив збільшення циклової подачі можливе до 12,4 %, що забезпечить крутний момент при використанні БП рівний тому, який забезпечується при роботі дизеля на ДП. Збільшення циклової подачі суміші палив дає можливість компенсувати менше значення нижчої теплоти згорання суміші палив та забезпечується повітрям для її повного згорання; при цьому зростає тривалість протікання робочих процесів в циліндрах двигуна.

Тривалість впорскування, випаровування та горіння суміші палив, в залежності від частоти обертання колінчастого валу двигуна, майже не змінюється. Проте, за різних частот, час, виділений на протікання процесів впорскування, випаровування та горіння палива, буде змінюватись. Тому частота обертання колінчастого валу двигуна накладає обмеження на значення максимальної циклової подачі палива. Зі збільшенням частоти обертання допустима тривалість впорскування, випаровування та горіння суміші палив зменшується, – тому для забезпечення необхідного ефективного крутного моменту потрібно зменшувати вміст БП в суміші палив та її циклову подачу.

В дисертаційному дослідженні прийнято, що на всіх режимах роботи автомобіля з використанням ДП відбувається ефективно протікання робочих процесів в циліндрах двигуна і тривалість впорскування, випаровування та горіння палива знаходиться в допустимих межах. Використання БП при роботі автомобіля на малих навантаженнях забезпечує необхідну кількість теплоти зі збереженням ефективного протікання робочих процесів дизеля. При зростанні навантаження, для збереження технічних показників автомобіля, необхідно збільшити кількість теплоти, що підводиться в циліндр дизеля і, відповідно, циклову подачу БП до тих пір, поки забезпечується ефективно протікання робочих процесів. Подальше зростання кількості теплоти потребує збільшення вмісту ДП в суміші. При навантаженні, близькому до максимального, неможливо сумішшю палив

забезпечити необхідну кількість теплоти, тому для збереження технічних показників автомобіля потрібно використовувати ДП.

При зупинці двигуна, для його подальшого легкого запуску, система живлення (паливні трубопроводи низького тиску після змішувача, паливні трубопроводи високого тиску, ПНВТ, форсунки та акумулятор тиску в системі живлення Common Rail) заповнюється ДП. Суміш палив із системи живлення подається в додатковий паливний бак.

В розробленій методиці при визначенні відсоткового складу суміші ДП та БП потрібно враховувати інертність системи живлення. Зміна відсоткового складу суміші палив в змішувачі – це швидкий процес, проте інертність зумовлюють залишки суміші палив в системі живлення з попереднім значенням відсоткового складу. Враховуючи інертність системи живлення, в розробленій методиці прийнято не реагувати на короточасні зміни режиму роботи двигуна, оскільки поки потрібний відсотковий склад суміші палив потрапить безпосередньо в циліндр дизеля, то його режим роботи вже зміниться – і цей склад палива стане нерациональним. Тому, на виконавчий механізм змішувача подається сигнал зі значенням відсоткового складу суміші палив, який забезпечить ефективне протікання робочих процесів в циліндрі дизеля протягом останніх 30 с. роботи дизеля.

Для розробленої методики поліпшення економічних та екологічних показників автомобіля шляхом впливу на робочі процеси дизеля використанням динамічного регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив було удосконалено алгоритм управління системою живлення, який наведено на рис. 2.4. Рациональним відсотковим складом суміші палив прийнято таке співвідношення ДП та БП, яке забезпечить ефективне протікання робочих процесів в циліндрах двигуна під час робочого ходу; циклова подача суміші палив рационального відсоткового складу при згоранні має виділити таку кількість енергії, яка забезпечити необхідний крутний момент дизеля.

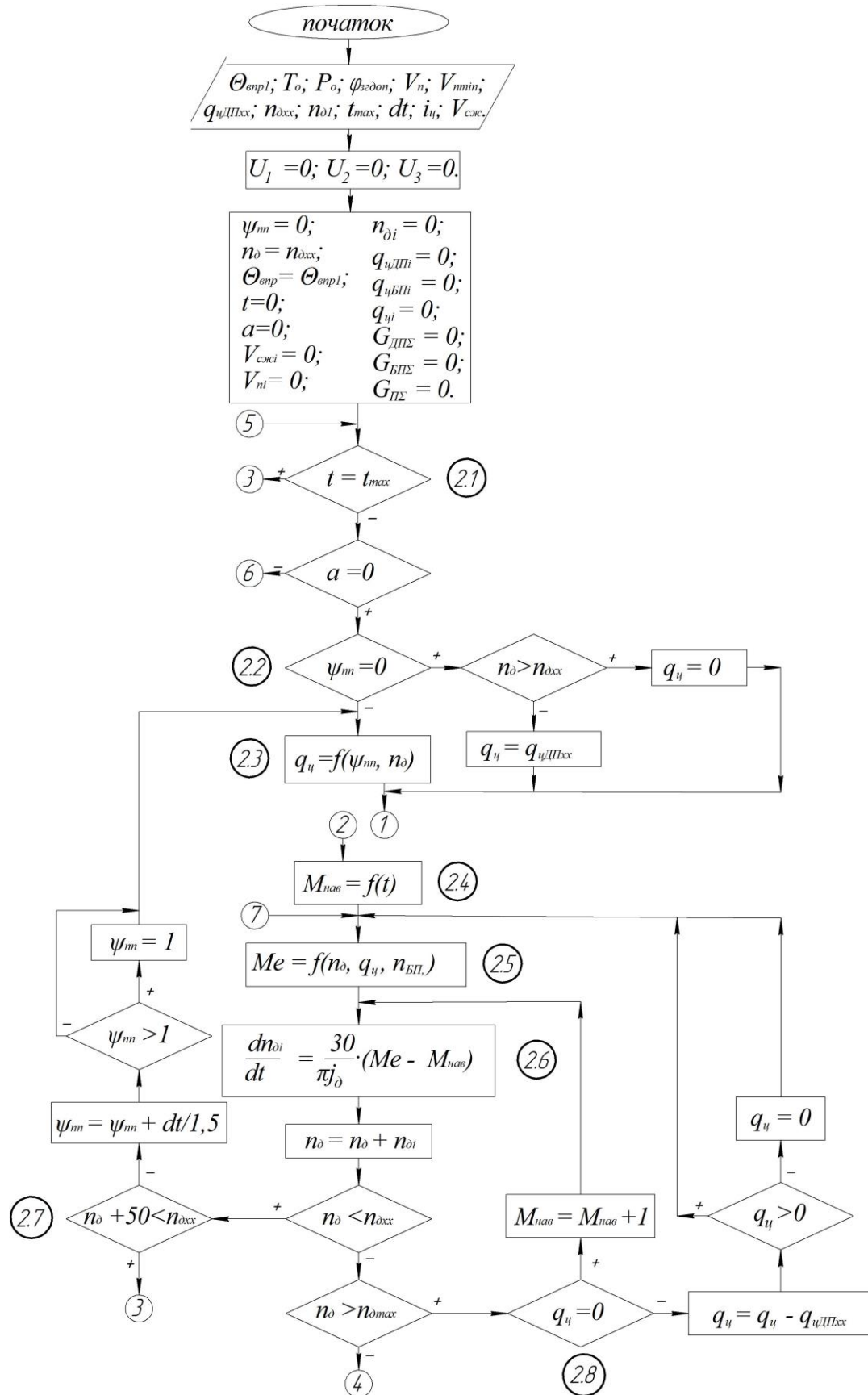


Рисунок 2.4 – Удосконалений алгоритм управління системою живлення дизеля при переведенні його на роботу на суміші дизельного та біодизельного палив з динамічним регулюванням її відсоткового складу

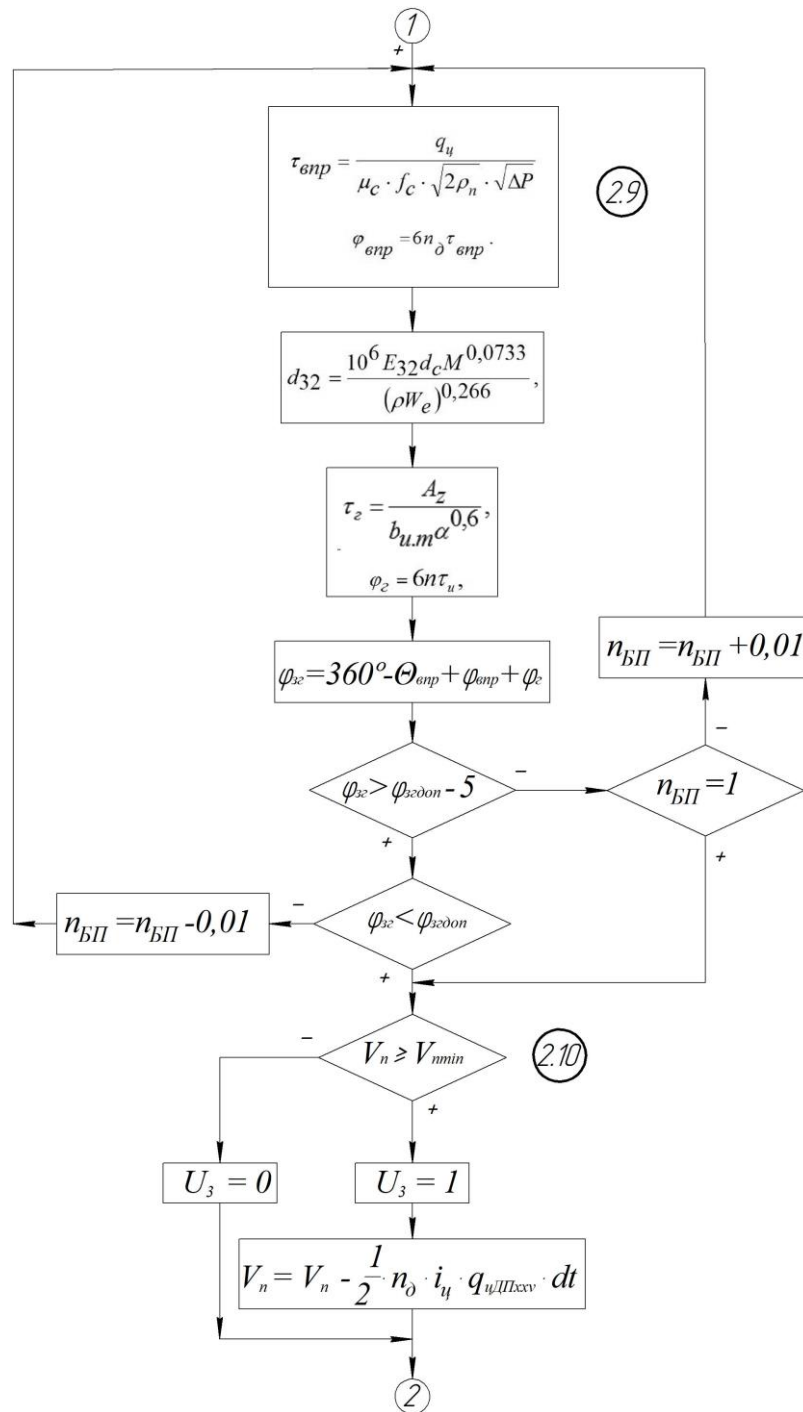


Рисунок 2.4 – (продовження)

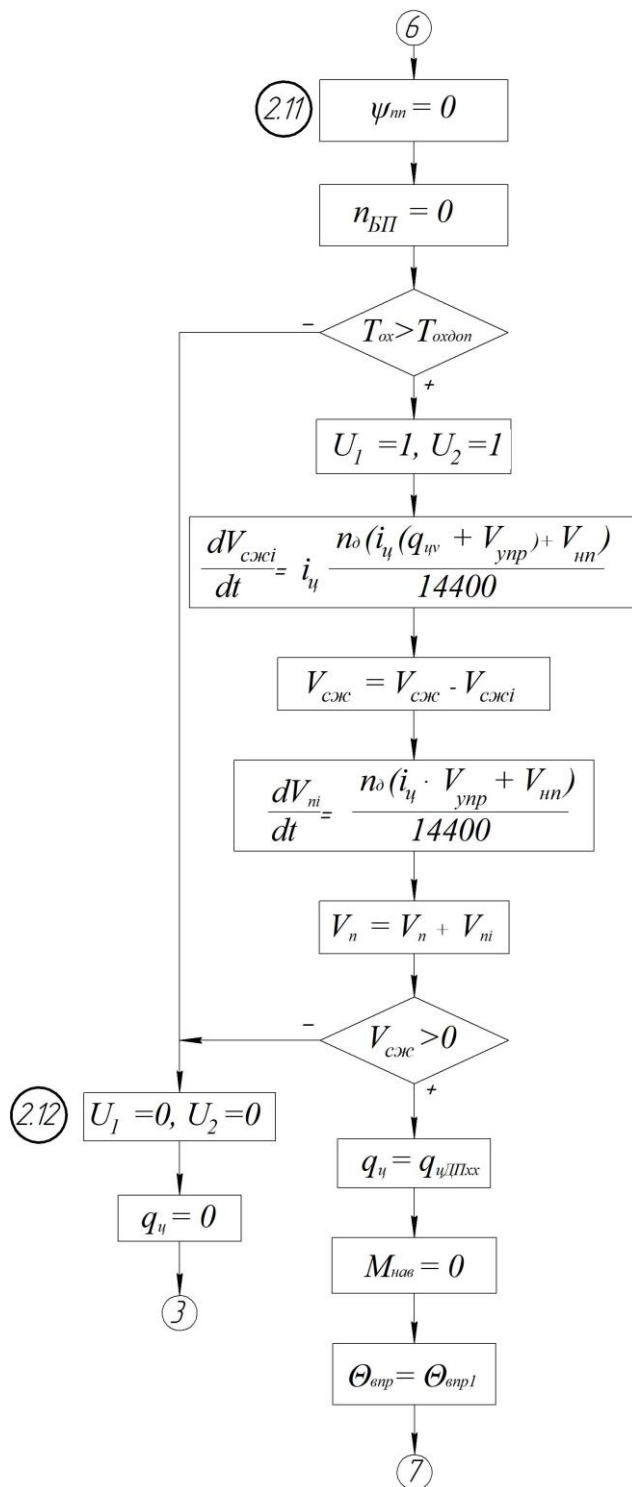


Рисунок 2.4 – (продовження)

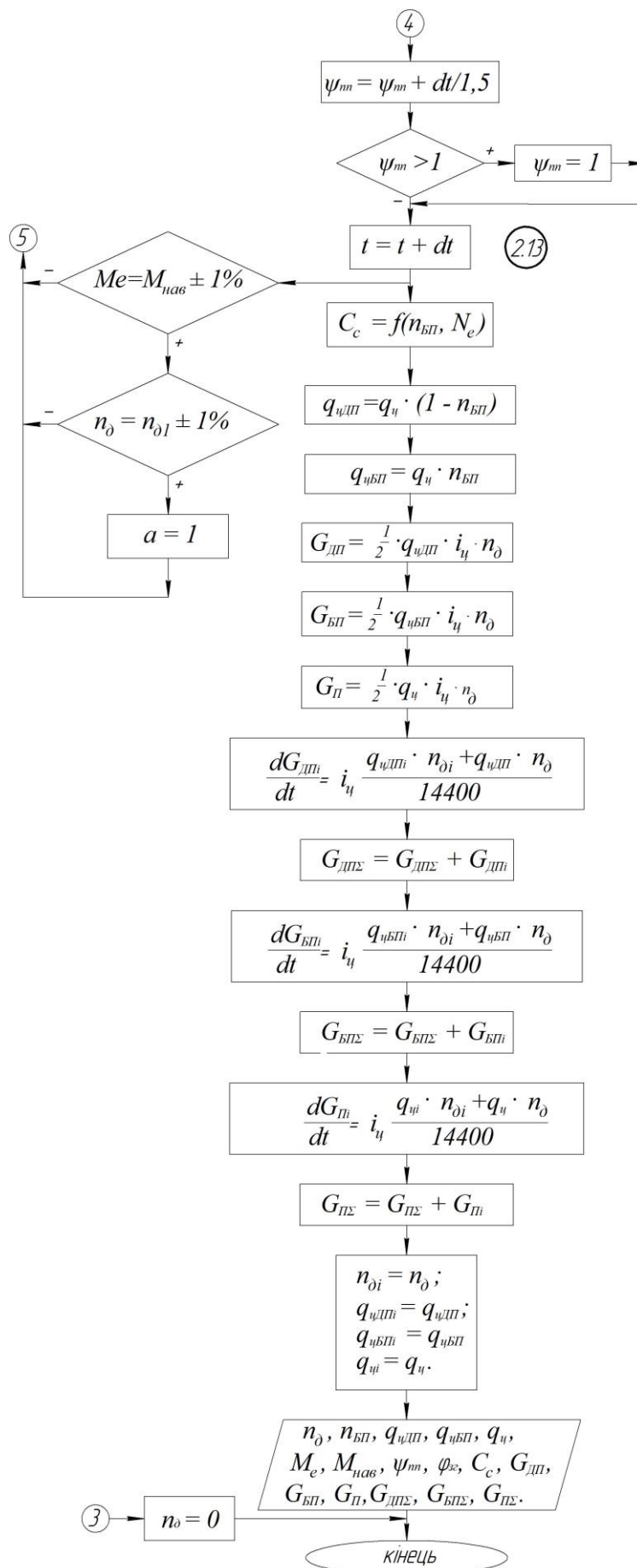


Рисунок 2.4 – (продовження)

Робота системи живлення дизеля, відповідно до алгоритму, починається з моменту, коли дизель вже працює на режимі холостого ходу. При цьому охолоджуюча рідина та БП прогріті до робочих температур.

Робота алгоритму починається зі зчитування вхідних даних:

- $\theta_{впр1}$, кут випередження впорскування палива;
- T_o , температура навколишнього середовища;
- P_o , тиск навколишнього середовища;
- $\varphi_{здон}$, допустиме значення кута п.к.в. при закінченні горіння суміші палив;
- V_n , V_{nmin} , об'єм палива та нижній рівень об'єму палива в додатковому паливному баку;
- $q_{цДПхх}$, циклова подача дизельного палива на холостому ходу;
- $n_{дхх}$, частота обертання колінчастого валу дизеля холостого ходу;
- $n_{д1}$, частота обертання колінчастого валу дизеля, яка задається;
- t_{max} , час кінця розрахунку;
- dt , крок розрахунку;
- $i_{ц}$, кількість циліндрів дизеля;
- $V_{сж}$, об'єм суміші палив в системі живлення.

Змінним U_1 , U_2 та U_3 присвоюється значення «0». Положення важеля подачі палива ψ_{nn} приймається рівним «0»; частота обертання колінчастого валу дизеля n_d приймається рівною частоті на режимі холостого ходу $n_{дхх}$; кут випередження впорскування палива $\theta_{впр}$ приймається рівним вхідному значенню кута випередження впорскування палива $\theta_{впр1}$. Ці показники характеризують роботу дизеля на режимі холостого ходу. Значення часу t приймається рівним «0», що означає початок відліку. Також значенням «0» присвоюється таким змінним:

- a , змінна, що сигналізує про режим примусового заповнення системи живлення ДП перед зупинкою дизеля;
- $V_{сжi}$, зміна об'єму суміші палив в системі живлення за один цикл алгоритму;
- V_{ni} , зміна об'єму суміші палив в додатковому паливному баку за один цикл алгоритму;

– $n_{\partial i}$, зміна частоти обертання колінчастого валу дизеля за один цикл алгоритму;

– $q_{цДПі}$, $q_{цБПі}$, $q_{ці}$ зміни циклових подач ДП, БП та їх суміші за один цикл алгоритму відповідно;

– $G_{ДП\Sigma}$, $G_{БП\Sigma}$, $G_{П\Sigma}$ витрати ДП, БП та їх суміші за весь час роботи дизеля відповідно.

Далі перевіряється умова $t = t_{max}$. Якщо вона виконується, то значенню частоти обертання колінчастого валу дизеля n_{∂} присвоюється значення «0» та відбувається перехід до кінця алгоритму. Якщо умова $t = t_{max}$ не виконується, перевіряється умова $a = 0$. Якщо вона не виконується, то відбувається перехід до блоку 2.11, якщо виконується – то перевіряється умова $\psi_{nn} = 0$. Якщо умова $\psi_{nn} = 0$ не виконується, – то визначається циклова подача палива $q_{ц}$ (блок 2.3), а якщо виконується – перевіряється умова $n_{\partial} > n_{\partial xx}$. Якщо умова $n_{\partial} > n_{\partial xx}$ не виконується, то циклова подача $q_{ц}$ приймається рівною цикловій подачі ДП на холостому ходу $q_{цДПxx}$. Якщо умова $n_{\partial} > n_{\partial xx}$ виконується, то циклова подача $q_{ц}$ приймається «0», оскільки це є режим примусового холостого ходу.

Після цього повторно перевіряється умови $a = 0$. Якщо вона не виконується, то відбувається перехід до блоку 2.4, якщо виконується, – відбувається безпосередньо визначення відсоткового складу суміші палив $n_{БП}$. Для цього визначається тривалість впорскування суміші палив $\varphi_{впр}$ (блок 2.9), яка залежить від характеристик форсунки (коефіцієнта витрати прохідних перерізів соплових отворів μ_c та площі поперечного перерізу соплових отворів f_c), тиску впорскування суміші палив в циліндр двигуна ΔP та густини суміші палив ρ_n .

Далі визначається середній діаметр крапель суміші палив, впорскнутої в циліндр двигуна d_{32} , який залежить від конструкції форсунки (E_{32} – емпіричний коефіцієнт), діаметра соплового отвору форсунки d_c , критерію, що характеризує співвідношення сил поверхневого натягу M , критерію Вебера W_e та відношення густини повітря до густини палива ρ .

Далі визначається тривалість випаровування та згорання великих крапель, що залежить від константи часу випаровування великих крапель A_z , коефіцієнта

надлишку повітря α та відносної теоретичної константи випаровування палива $b_{u,m}$, яка в свою чергу залежить від середнього діаметра крапель суміші палив d_{32} .

Враховуючи вище наведене, визначається значення кута п.к.в. при закінченні горіння суміші палив φ_{zg} . Якщо він менший ніж допустиме значення $\varphi_{zgdop} - 5^\circ$ (діапазон нечутливості $- 5^\circ$), то перевіряється відсотковий склад суміші n_{BP} : якщо вміст БП в суміші рівний 100 % ($n_{BP} = 1$) – відбувається перехід до блоку 2.10; якщо ж менше 100 % – то його вміст в суміші збільшується на 1 % та відбувається перехід до блоку 2.9.

Якщо значення кута п.к.в. при закінченні горіння φ_{zg} суміші палив більше допустимого значення φ_{zgdop} , то вміст БП в суміші зменшується на 1 % та відбувається перехід до блоку 2.9; якщо ж менше допустимого значення φ_{zgdop} відбувається перехід до блоку 2.10.

Використання палива з додаткового паливного баку відбувається за алгоритмом, наведеним далі. Перевіряється об'єм палива в додатковому баку V_n (блок 2.10). Якщо він менший за нижній рівень V_{nmin} , то змінній U_3 присвоюється значення «0» (ННТ не вмикається) та відбувається перехід до блоку 2.4. Якщо об'єм палива V_n більший за нижній рівень об'єму палива V_{nmin} , то змінній U_3 присвоюється значення «1» (ННТ вмикається). Об'єм палива V_n в додатковому паливному баку зменшується на значення $q_{цДПхх} \cdot dt$ за один цикл роботи алгоритму.

В блоці 2.4 визначається момент навантаження $M_{нав}$, далі – ефективний крутний момент M_e (блок 2.5). Враховуючи різницю моментів та момент інерції дизеля J_d , визначається приріст частоти обертання колінчастого валу двигуна n_{di} (блок 2.6) та фактична частота обертання колінчастого валу двигуна n_d . Перевіряється умова $n_d < n_{dхх}$. Якщо умова виконується, то відбувається перехід до блоку 2.7, якщо не виконуються, – перевіряється така умова $n_d > n_{dmax}$. Якщо умова $n_d > n_{dmax}$ виконуються, – відбувається перехід до блоку 2.8, якщо вона не виконуються, то значення положення важеля подачі палива ψ_{nn} збільшується на значення $dt/1,5$. Далі перевіряється умова $\psi_{nn} > 1$. Якщо вона не виконується, –

відбувається перехід до блоку 2.13; якщо виконується, то положення важеля подачі палива ψ_{nn} присвоюється значення «1» та відбувається перехід до блоку 2.13.

В блоці 2.8 перевіряється умова $q_u = 0$. Якщо вона виконується, то момент навантаження збільшується на «1» і відбувається перехід до блоку 2.6; якщо умова не виконується, то значення циклової подачі суміші палив зменшується на $q_{uДПхх}$ та перевіряється умова $q_u > 0$. Якщо $q_u > 0$ не виконується, то значенню циклової подачі суміші палив q_u присвоюється «0», далі відбувається перехід до блоку 2.5.

В блоці 2.7 перевіряється умова $n_d + 50 < n_{dхх}$. Якщо умова виконується, то приймається, що двигун зупинився, тому значенню частоти обертання колінчастого валу дизеля n_d присвоюється значення «0». Якщо умова $n_d + 50 < n_{dхх}$ не виконується, то значення положення важеля подачі палива ψ_{nn} збільшується на значення $dt/1,5$. Перевіряється умова $\psi_{nn} > 1$. Якщо вона не виконується, то відбувається перехід до блоку 2.3; якщо виконується, то положення важеля подачі палива ψ_{nn} присвоюється значення «1» та відбувається перехід до блоку 2.3.

Зупинка дизеля починається з моменту, коли змінній a присвоюється значення «1» та відбувається перехід в блок 2.11, де значенню положення важеля подачі палива ψ_{nn} присвоюється «0», значенню відсоткового вмісту БП в суміші $n_{БП}$ теж присвоюється «0». Якщо температура охолоджуючої рідини двигуна T_{ox} менша за допустиму $T_{oxдоп}$, то відбувається перехід до блоку 2.12; якщо більша, – це означає, що двигун вже працював на суміші палив, оскільки, до тих пір, поки температура охолоджуючої рідини двигуна не досягне допустимого рівня, дизель працює на ДП. Електромагнітні клапани переходять в стан, що забезпечує подачу палива в додатковий паливний бак. Для цього змінним U_1 та U_2 присвоюється «1». Далі визначається об'єм суміші палив $V_{сжсi}$, який використовується за один цикл алгоритму та об'єм суміші палив в системі живлення $V_{сжс}$, який ще потрібно використати.

Далі визначається об'єм суміші палив V_{ni} , який подається в додатковий паливний бак за один цикл алгоритму та значення об'єму суміші палив V_n , який знаходиться в додатковому паливному баку. Перевіряється умова $V_{сжс} > 0$. Якщо умова не виконується, то відбувається перехід до блоку 2.12; якщо ж виконується, –

тоді значенню циклової подачі $q_{\text{ц}}$ присвоюється значення циклової подачі ДП на холостому ходу $q_{\text{цДПхх}}$, моменту навантаження $M_{\text{нав}}$ присвоюється «0», куту випередження впорскування палива $\theta_{\text{впр}}$ присвоюється вхідне значення кута випередження впорскування палива $\theta_{\text{впр1}}$ (для системи живлення Common Rail).

В блоці 2.12 змінним U_1 та U_2 присвоюється значення «0», тобто, електромагнітні клапани переходять в стан, що забезпечує подачу невикористаного палива в систему живлення між ПНВТ та змішувачем. Значенню циклової подачі $q_{\text{ц}}$ присвоюється «0», це означає, що двигун зупинився, отже, значенню частоти обертання колінчастого валу дизеля $n_{\text{д}}$ присвоюється «0».

В блоці 2.13 відбувається перехід на інший крок розрахунку, $t = t + dt$. Далі алгоритм рухається по двох паралельних напрямках.

1. Перевіряється умова рівності ефективного крутного моменту M_e з моментом навантаження $M_{\text{нав}}$ з допуском в 1 %. Якщо умова не виконується, то відбувається перехід до блоку 2.1; якщо виконується – перевіряється умова рівності частоти обертання колінчастого валу дизеля $n_{\text{д}}$ з заданою частотою обертання колінчастого валу дизеля $n_{\text{д1}}$ з допуском в 1 %. Якщо ця умова не виконується, то відбувається перехід до блоку 2.1; якщо виконується – то a присвоюється значення «1» та відбувається перехід до блоку 2.1.

2. Визначається димність відпрацьованих газів C_c , циклові подачі ДП $q_{\text{цДП}}$, БП $q_{\text{цБП}}$, годинні витрати ДП $G_{\text{ДП}}$, БП $G_{\text{БП}}$ та суміші палив $G_{\text{П}}$. Визначається витрата ДП $G_{\text{ДПі}}$ за один цикл розрахунків та сумарна витрата ДП $G_{\text{ДП}\Sigma}$ за весь час роботи дизеля, аналогічно визначаються витрати для БП $G_{\text{БПі}}$, $G_{\text{БП}\Sigma}$ та суміші палив $G_{\text{Пі}}$, $G_{\text{П}\Sigma}$. Для того, щоб розрахувати витрату палива за один цикл розрахунків на наступному циклі, потрібно замінити значення змінних, тому присвоюємо: $n_{\text{дi}} = n_{\text{д}}$; $q_{\text{цДПi}} = q_{\text{цДП}}$; $q_{\text{цБПi}} = q_{\text{цБП}}$; $q_{\text{цi}} = q_{\text{ц}}$. Далі відбувається виведення отриманих результатів.

Алгоритми управління системою живлення Common Rail та класичною системою живлення дизеля дещо відрізняються. Фрагмент алгоритму, на якому є відмінності, наведено на рис. 2.5. В системі живлення дизеля Common Rail є можливість корегування циклової подачі $q_{\text{ц}}$ та кута випередження впорскування суміші палива $\theta_{\text{впр}}$, тому всі переходи в блок 2.9 замінені на переходи в блок 2.14.

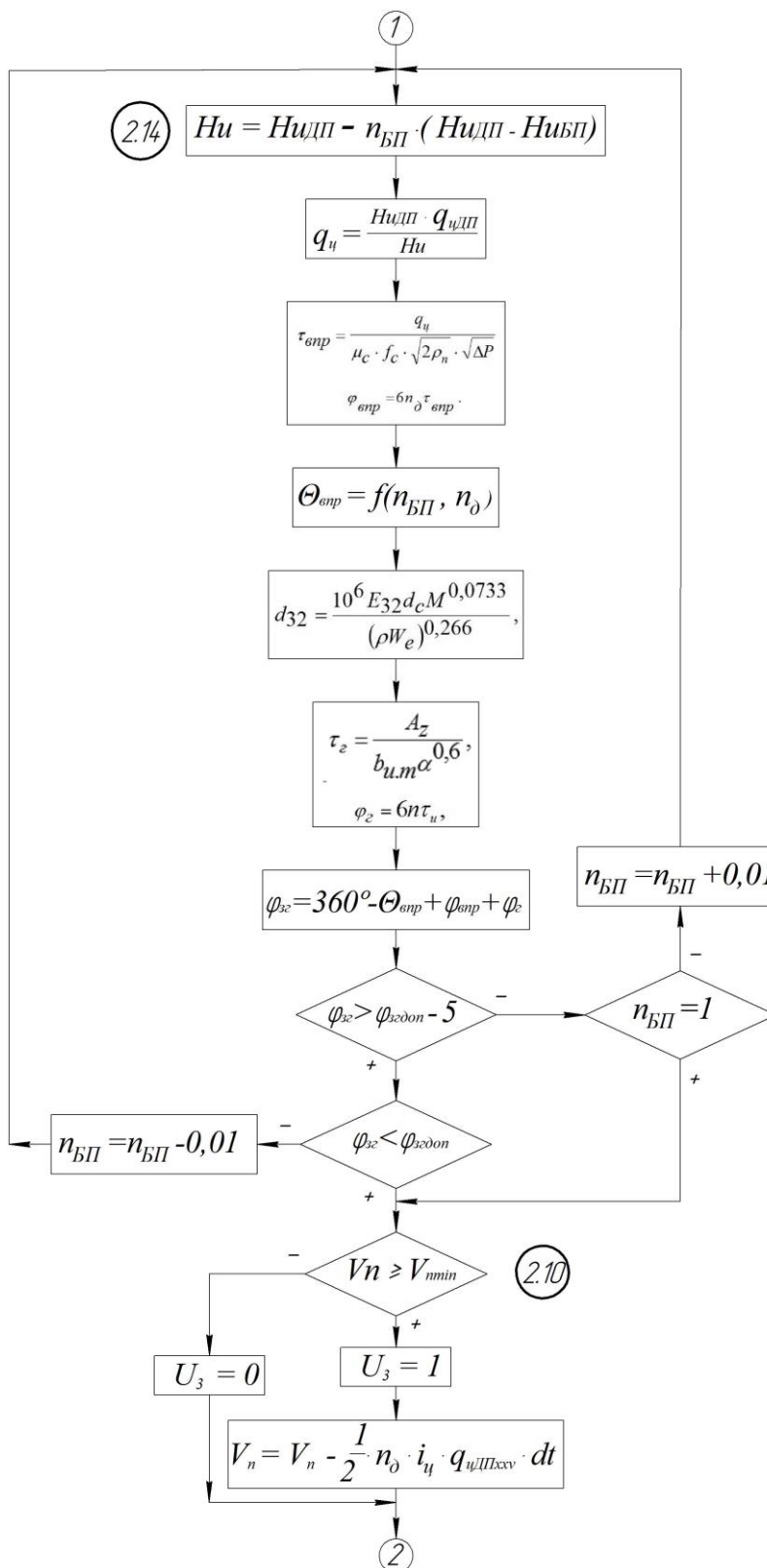


Рисунок 2.5 – Удосконалений алгоритм управління системою живлення дизеля Common Rail при переведенні його на роботу на суміші дизельного та біодизельного палив з динамічним регулюванням її відсоткового складу

Визначення відсоткового складу суміші палив починається з блоку 2.14, де визначається її нижча теплота згоряння H_u , а далі – циклова подача суміші палив $q_{ци}$. Циклова подача суміші ДП та БП це такий об'єм палива, згоряння якого забезпечить таку ж кількість теплоти, яка отримується при згорянні ДП на даному режимі роботи дизеля.

Також проводиться корегування кута випередження впорскування палива $\theta_{впр}$, зміна якого залежить від відсоткового складу суміші палив та частоти обертання колінчастого валу дизеля.

Отже, за розробленою методикою відбувається вплив на робочі процеси дизеля використанням динамічного регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив, що забезпечує збереження технічних показників, на необхідному рівні, з покращенням економічних та екологічних показників автомобіля на всіх режимах роботи. Методика реалізується за допомогою алгоритму управління системою живлення дизеля при переведенні його на роботу на суміші ДП та БП з динамічним регулюванням її відсоткового складу.

2.3 Удосконалена математична модель системи «Автомобіль – двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив»

2.3.1 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 [46]. 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 автомобіля використання динамічного регулювання відсоткового складу суміші ДП, та БП. Завданням дослідження є визначення раціонального співвідношення палив в суміші за різних умов роботи автомобіля, її вплив на робочі процеси, ефективний крутний момент дизеля та техніко-економічні й екологічні показники автомобіля 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.

У дисертації удосконалено математичну модель, в якій за основу взято модель руху автомобіля та робочого процесу дизеля. Автомобіль розглядається як складова частина системи, яка включає в себе дизель, характеристику навколишнього середовища (температура, тиск) і оператора, через якого відбувається управління.

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

Система АДРС 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 руху автомобіля 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 АДРС.

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

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

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

в) оцінка впливу зміни параметрів навколишнього середовища на показники автомобіля;

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

2.3.2 Вибір структури моделі досліджуваної системи «Автомобіль – 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 автомобіля, наприклад: зміна моменту навантаження, зміна швидкості автомобіля і т.п. Також удосконалена математична модель враховує інертність зміни відсоткового складу палива в системі живлення.

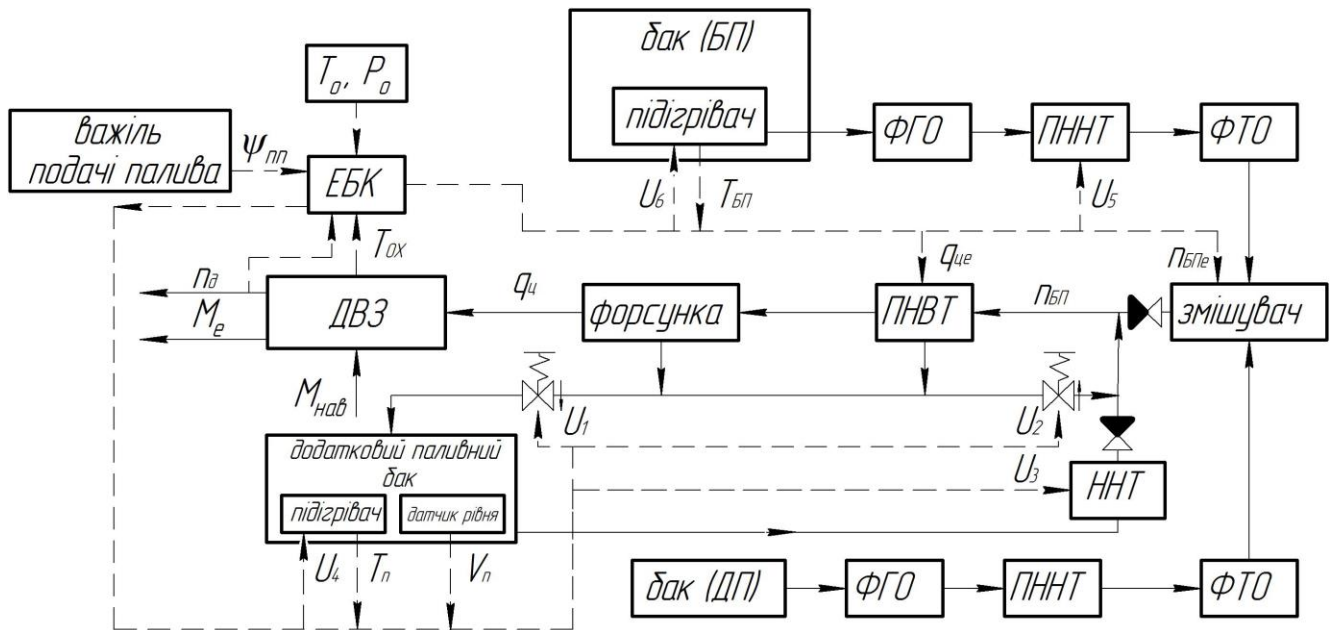
Розглянемо функціональні схеми системи АДРС для класичної системи живлення (рис. 2.6) та для системи живлення Common Rail (рис. 2.7). Момент навантаження ($M_{нав}$) характеризується режимом роботи автомобіля.

В систему АДРС входять 3 підсистеми першого рівня:

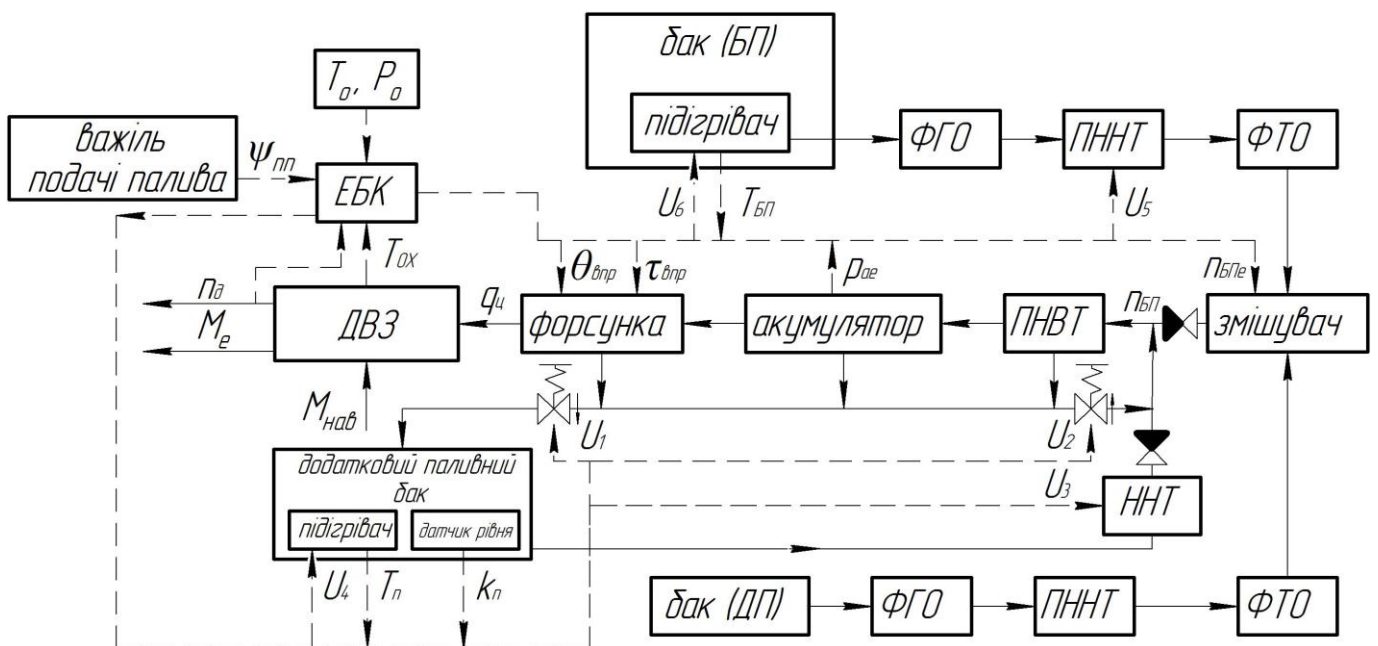
а) силова установка, яка складається з дизеля та системи живлення сумішшю ДП та БП, до якої додано паливний бак з підігрівачем БП, фільтр грубої очистки (ФГО) БП, ПННТ БП, фільтр тонкої очистки (ФТО) БП, змішувач, додатковий паливний бак з підігрівачем та датчиком рівня палива;

б) електронний блок керування, який складається з самого ЕБК, датчиків та виконавчих механізмів;

в) навколишнє середовище, представлене температурою та тиском.



Рисунку 2.6 – Функціональна схема системи АДРС для дизеля з класичною системою живлення



Рисунку 2.7 – Функціональна схема системи АДРС 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 $q_{ц}$;
- ефективний крутний момент M_e .

До збурюючих впливів (вхідних параметрів) відносяться:

- момент навантаження $M_{нав}$, переданий на колінчастий вал дизеля;
- положення важеля подачі палива, ψ_{nn} ;
- 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. 2.1 наведені позначення вхідних і вихідних параметрів всіх ланок і зв'язків системи АДРС для класичної системи живлення та Common Rail.

Таблиця 2.1 – 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_u 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, $T_{ох}$ |
| 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_u 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, $T_{БП}$ |
| 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 |

Продовження табл. 2.1

| 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_{nn} Частота обертання колінчастого валу двигуна, n_d 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 |
| 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 ПННТ 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} |

Продовження табл. 2.1

| 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 | |
| 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, $\theta_{впр}$ | |

2.3.3 Удосконалена математична модель системи «Автомобіль – двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив»

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

- а) дизель автомобіля може працювати як на ДП, БП так і на їх сумішах;
- б) прогрівання двигуна відбувається на ДП;
- в) при роботі автомобіля 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 системи «Автомобіль – двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив» створена на основі положень, викладених у працях та по методиці, розробленій під керівництвом доктора технічних наук, професора Полякова А. П. на кафедрі "Автомобілі та транспортний менеджмент" Вінницького національного технічного університету.

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

Розглянемо рівняння, що відносяться до руху автомобіля та роботи дизеля на суміші ДП та БП. Розрахунки в удосконаленій математичній моделі «Автомобіль –

двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив» відбуваються відповідно до наведеного в розділі 2.2 алгоритму управління системою живлення дизеля при переведенні його на роботу на суміші ДП та БП з динамічним регулюванням її відсоткового складу, а рух автомобіля описується використовуючи загально-відомі з теорії автомобіля рівняння [52].

Рівняння руху має такий вигляд [53]:

$$F_o = F_f + F_w \pm F_j \pm F_a, \quad (2.1)$$

де F_o – сила опору руху автомобіля;

F_f – сила опору кочення коліс;

F_w – сила опору повітря;

F_j – сила інерції автомобіля;

F_a – сила опору підйому.

Трансформуємо рівняння (2.1) у рівняння суми моментів сил, що діють на нього автомобіль, для цього рівняння руху потрібно перемножити на динамічний радіус коліс:

$$M_o = M_f + M_w \pm M_j \pm M_a, \quad (2.2)$$

де M_o – момент сили опору руху автомобіля;

M_f – момент сили опору кочення коліс;

M_w – момент сили опору повітря;

M_j – момент сили інерції автомобіля;

M_a – момент сили опору підйому.

Момент опору руху автомобіля, який передається до колінчастого валу дизеля:

$$M_{нав} = \frac{M_o}{i_{тр} \cdot \eta_{тр}},$$

$$M_o = M_{нав} \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}, \quad (2.3)$$

де i_{mp} – загальне передатне число трансмісії;

η_{mp} – к.к.д. трансмісії.

$$i_{mp} = i_n \cdot i_0 \cdot i_p, \quad (2.4)$$

де i_n , i_0 , i_p – передатне число n -ої передачі, головної передачі та роздавальної передачі, відповідно.

Момент сили опору дороги складається з суми моментів сил опору кочення коліс та опору підйому:

$$M_{он.дор.} = M_f \pm M_\alpha, \quad (2.5)$$

$$M_{он.дор.} = G_a \cdot (f \cdot \cos\alpha \pm \sin\alpha) \cdot r_\kappa, \quad (2.6)$$

де G_a – вага автомобіля, Н;

f – коефіцієнт опору кочення, який залежить від типу дорожнього покриття;

α – кут поздовжнього нахилу дороги, град;

r_κ – динамічний радіус колеса, м.

$$f = f_0(1 + 6,5 \cdot 10^{-4} V_a^2), \quad (2.7)$$

де f_0 – коефіцієнт опору кочення при русі автомобіля з малою швидкістю;

V_a – швидкість руху автомобіля, м/с.

Момент сили опору повітря:

$$M_w = F_w \cdot k_w \cdot V_a^2 \cdot r_\kappa, \quad (2.8)$$

де F_w – лобова площа автомобіля, м²;

k_w – коефіцієнт опору повітря, кг/м³.

Момент сили інерції автомобіля :

$$M_j = m_a \cdot \frac{dV_a}{dt} \cdot \delta_{об} \cdot r_\kappa, \quad (2.9)$$

де m_a – маса автомобіля, кг;

$\frac{dV_a}{dt}$ – прискорення автомобіля, м/с²;

$\delta_{об}$ – коефіцієнт врахування впливу інерції обертових мас автомобіля.

Коефіцієнт врахування впливу інерції обертових мас автомобіля розраховуються:

$$\delta_{об} = 1,03 + \sigma \cdot i_n^2, \quad (2.10)$$

де σ – момент інерції обертових мас (0,05...0,07 – для легкових автомобілів; 0,04...0,05 – для вантажних);

i_n – передатне число n -ої передачі.

Підставивши рівняння 2.3, 2.5-2.7, 2.10 в 2.2, отримаємо:

$$M_{нав} \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp} = G_a \cdot (f \cdot \cos\alpha \pm \sin\alpha) \cdot r_\kappa + F_w \cdot k_w \cdot V_a^2 \cdot r_\kappa \pm \pm m_a \cdot \frac{dV_a}{dt} \cdot \delta_{об} \cdot r_\kappa. \quad (2.11)$$

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

$$M_e = M_{нав}. \quad (2.12)$$

Рівність (2.12) 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:

$$M_e = M_{нав} + M_{J\delta}. \quad (2.13)$$

Ефективний крутний момент двигуна M_e рівний:

$$M_e = M_i - M_{мех}, \quad (2.14)$$

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 C_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:

$$\begin{aligned} M_e = & a_{\delta 1} + a_{\delta 2} \cdot q_u + a_{\delta 3} \cdot n_\delta + a_{\delta 4} \cdot n_{БП} + a_{\delta 5} \cdot q_u^2 + a_{\delta 6} \cdot n_\delta^2 + \\ & + a_{\delta 7} \cdot n_{БП}^2 + a_{\delta 8} \cdot q_u \cdot n_\delta \cdot n_{БП}, \\ M_{мех} = & a_{м 1} + a_{м 2} \cdot n_\delta, \end{aligned} \quad (2.15)$$

де $a_{\delta 1}, a_{\delta 2}, \dots, a_{\delta 8}; a_{м 1}, a_{м 2}$, – постійні коефіцієнти апроксимації.

Загальний вигляд апроксимованих залежності циклової подачі палива, q_u :

$$q_u = b_1 + b_2 \cdot n_\partial + b_3 \cdot \psi_{mn} + b_4 \cdot n_\partial^2 + b_5 \cdot \psi_{mn}^2 + b_6 \cdot n_\partial \cdot \psi_{mn}, \quad (2.16)$$

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

ψ_{mn} – положення важеля подачі палива.

Момент сили інерції дизеля визначаємо за формулою:

$$M_{J\partial} = \frac{1}{30} J_\partial \pi \frac{dn_\partial}{dt}, \quad (2.17)$$

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

Тому рівняння зміни частоти обертання колінчастого валу дизеля виглядає так:

$$\frac{dn_\partial}{dt} = \frac{30}{\pi \cdot J_\partial} (M_e - M_{нав}). \quad (2.18)$$

Коли значення циклової подачі ДП $q_{uДП}$ відоме, розраховується кількість теплоти Q , що отримується від його згоряння:

$$Q = H_{uДП} \cdot q_{uДП}, \quad (2.19)$$

де $H_{uДП}$ – нижча теплота згоряння ДП.

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

$$H_u = n_{ДП} \cdot H_{uДП} + n_{БП} \cdot H_{uБП} = H_{uДП} - n_{БП} \cdot (H_{uДП} - H_{uБП}), \quad (2.20)$$

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

$n_{ДП}$ – частка ДП в суміші палив.

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

$$q_u = \frac{H_{uДП} \cdot q_{uДП}}{H_u}. \quad (2.21)$$

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:

$$\varphi_{зг} = 360^\circ - \theta_{впр} + \varphi_{впр} + \varphi_2, \quad (2.22)$$

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

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

φ_2 – тривалість горіння суміші палив, градуси п.к.в.

Залежність тривалості впорскування від циклової подачі [47]:

$$\varphi_{впр} = 6n_\delta \cdot \tau_{впр}, \quad (2.23)$$

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

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:

$$\varphi_z = 6n_d \cdot \tau_z,$$

$$\tau_z = \frac{A_z}{b_{u.m} \alpha^{0,6}}, \quad (2.24)$$

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:

$$b_{u.m} = \frac{K}{d_{32}^2}, \quad (2.25)$$

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 :

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1}, \quad (2.26)$$

де P_a – тиск в кінці впуску, МПа;

ε – ступінь стиснення;

n_1 – показник політропи стиску.

Тиск в кінці впуску:

$$P_a = P_o - (\beta^2 + \varphi_{en}) \cdot \frac{W^2}{2} \cdot \rho_o \cdot 10^{-5}, \quad (2.27)$$

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:

$$\rho_o = \frac{P_o \cdot 10^5}{R_n T_o}, \quad (2.28)$$

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

T_o – температура навколишнього середовища.

Температура кінця впуску T_a :

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma}, \quad (2.29)$$

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:

$$\rho_n = n_{ДП} \rho_{ДП} + n_{БП} \rho_{БП} = \rho_{ДП} - n_{БП} (\rho_{ДП} - \rho_{БП}), \quad (2.30)$$

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 згорання палива, яке впорскнуто в циліндр.

Середній діаметр крапель впорскуваного палива визначається за такою формулою [30]:

$$d_{32} = \frac{10^6 E_{32} d_c M^{0,0733}}{(\rho W_e)^{0,266}}, \quad (2.31)$$

де E_{32} – емпіричний коефіцієнт, що залежить від конструкції 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 [47]:

$$\rho = \frac{\rho_{нов}}{\rho_n}, \quad (2.32)$$

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:

$$\rho_{нов} = \frac{\mu_{нов} \cdot M_v}{V_c}, \quad (2.33)$$

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

M_v – кількість газів в циліндрі, кмоль;

V_c – об'єм камери згоряння:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}, \quad (2.34)$$

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

$$V_h = 10^3 \cdot \frac{V_l}{i_c}, \quad (2.35)$$

де V_l – робочий об'єм дизеля, m^3 ;

i_c – кількість циліндрів.

Визначення кількості газів в циліндрі:

$$M_v = M_{cm} \cdot (1 + \gamma), \quad (2.36)$$

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

Коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon P_o - P_r}, \quad (2.37)$$

де P_r – тиск в кінці процесу випуску, МПа:

$$P_r = (1,1 - 1,2) \cdot P_o. \quad (2.38)$$

Визначення кількості свіжого заряду:

$$M_{cm} = \frac{\eta_v \cdot 10^3 \cdot P_o \cdot V_h}{(8,312 \cdot T_o)}, \quad (2.39)$$

де η_v – коефіцієнт наповнення циліндра:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{P_o \cdot (\varepsilon - 1)} \cdot \frac{P_a \cdot T_o}{(T_o + \Delta T + \gamma T_r)} \quad (2.40)$$

Критерій M визначається за формулою:

$$M = \frac{\mu_n^2}{d_c \cdot \rho_n \cdot \sigma_n}, \quad (2.41)$$

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:

$$W_e = \frac{U_o^2 \rho_n d_c}{\sigma_n}, \quad (2.42)$$

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

$$U_o = \frac{24 \cdot q_u \cdot n_o}{0,75 \cdot \rho_n \cdot \pi \cdot d_c^2 \cdot i_c \cdot \varphi_{впр}}, \quad (2.43)$$

де i_c – кількість сопел форсунки.

Період затримки самозаймання суміші палив $\Delta\phi_i$ визначається за формулою[48]:

$$\Delta\phi_i = \left(0,36 + 0,22 \cdot C_n\right) \times \exp \left(E_a \left(\frac{1}{R \cdot T_H \cdot \varepsilon^{m_1 - 1}} - \frac{1}{17190} \right) + \left(\frac{21,2}{P_H \cdot \varepsilon^{m_1 - 12,4}} \right)^{0,63} \right) \quad (2.44)$$

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 обладнані 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.

$$\theta_{впр} = \theta_{впр} - \Delta\theta_{впр},$$

$$\Delta\theta_{впр} = f(n_{БП}, n_{\partial}). \quad (2.45)$$

Визначення середньої швидкості поршня:

$$C_n = \frac{S \cdot n_d}{30}, \quad (2.46)$$

де S – хід поршня, м.

Визначення енергії активації палива [48]:

$$E_a = \frac{618840}{C + 25}, \quad (2.47)$$

де C – цетанове число палива.

Температура газів в момент початку впорскування:

$$T_n = T_a \cdot \left(\frac{V_c + V_h}{V_H} \right)^{1,37-1}, \quad (2.48)$$

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

$$V_H = V_c \left(1 + \frac{(\varepsilon - 1)\sigma_n}{2} \right), \quad (2.49)$$

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

$$\sigma_n = 1 - \cos \theta_{впр} + 1/\lambda \cdot (1 - \cos (\arcsin (\lambda \cdot \sin \theta_{впр}))), \quad (2.50)$$

де λ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Тиск газів в момент початку впорскування:

$$P_n = P_a \left((V_c + V_h) / V_H \right)^{1,37}. \quad (2.51)$$

Визначення коефіцієнту надлишку повітря:

$$\alpha = \frac{M_{cm}}{q_u \cdot L_o}, \quad (2.52)$$

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

$$L_o = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right). \quad (2.53)$$

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 1кг суміші палив, буде зменшуватись, тому формула 2.42 набуде такого вигляду:

$$L_o = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C_{ДП} - n_{БП}(C_{ДП} - C_{БП})}{12} + \frac{H_{ДП} - n_{БП}(H_{ДП} - H_{БП})}{4} + \frac{O_{ДП} - n_{БП}(O_{ДП} - O_{БП})}{32} \right); \quad (2.54)$$

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 АДРС потрібно розглянути вплив підігріву палива на три основні фізичні характеристики: в'язкість, густину та поверхневий натяг [49].

Для розрахунку в'язкості двокомпонентного палива Ф. Р. до Кармо запропонував модель на основі принципу відповідних станів [50]:

$$\nu = \frac{\left(\frac{p_{\text{сум}}}{p_{\text{ДП}}}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{A_{r,\text{сум}}}{A_{r,\text{ДП}}}\right)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{T_{\text{сум}}}{T_{\text{ДП}}}\right)^{1/6}} \cdot \nu_{\text{ДП}}(T_{\text{ДП}}, p_{\text{ДП}}) \times \left(\frac{\left(\frac{p_{\text{ДП}}}{p_{\text{БП}}}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{A_{r,\text{ДП}}}{A_{r,\text{БП}}}\right)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{T_{\text{ДП}}}{T_{\text{БП}}}\right)^{1/6}} \cdot \frac{\nu_{\text{БП}}(T_{\text{БП}}, p_{\text{БП}})}{\nu_{\text{ДП}}(T_{\text{ДП}}, p_{\text{ДП}})} \right)^K, \quad (2.55)$$

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:

$$K = \frac{A_{r,\text{сум}} - A_{r,\text{ДП}}}{A_{r,\text{БП}} - A_{r,\text{ДП}}}. \quad (2.56)$$

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

$$\rho_x = \rho_{20} - a(t - 20), \quad (2.57)$$

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

a – температурна поправка до густини.

Значення температурної поправки розраховуємо в залежності від густини БП [51]:

$$a = 0,0018342 - 0,00132 \cdot \rho_{БП}. \quad (2.58)$$

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:

$$\sigma \cdot V^{2/3} = k \cdot (T_c - \Delta T_n - T), \quad (2.59)$$

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:

$$V = \frac{M}{\rho_n}, \quad (2.60)$$

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:

$$V_{заг} = V_{зміш} + V_{пмн} + V_{пмв} + V_{пнвт} + V_{форс} + V_{зл}, \quad (2.61)$$

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:

$$V_{заг} = V_{зміш} + V_{пмн} + V_{пмв} + V_{ПНВТ} + V_{ак} + V_{форс} + V_{зл}, \quad (2.62)$$

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:

$$\frac{dV_{сж}}{dt} = n_{\partial} \cdot \frac{(i_{\psi} \cdot q_{\psi V} + V_{пер})}{14400}. \quad (2.63)$$

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

$q_{\psi V}$ – об’ємна циклова подача суміші палив, мл/цикл.

Для системи живлення Common Rail:

$$\frac{dV_{сж}}{dt} = \frac{(i_{\psi} \cdot (q_{\psi V} + V_{упр}) + V_{пер})}{14400}, \quad (2.64)$$

де $V_{упр}$ – 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:

$$\frac{dV_n}{dt} = n_\delta \cdot \frac{V_{nep}}{14400}. \quad (2.65)$$

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

$$\frac{dV_n}{dt} = n_\delta \cdot \frac{(i_u \cdot V_{unp} + V_{nep})}{14400}. \quad (2.66)$$

При розрахунках на ЕОМ, також використовуються такі формули.

Ефективна потужність дизеля N_e , кВт:

$$N_e = \frac{\pi \cdot n_\delta \cdot M_e}{3 \cdot 10^4}. \quad (2.67)$$

Циклова подача суміші палив складається з суми циклових подач ДП та БП.

Циклова подача ДП $q_{цДП}$, визначається за формулою:

$$q_{цДП} = q_\zeta \cdot (1 - n_{БП}). \quad (2.68)$$

Циклова подача БП $q_{цБП}$:

$$q_{цБП} = q_\zeta \cdot n_{БП}. \quad (2.69)$$

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

$$G_{II} = \frac{1}{2} \cdot n_{\partial} \cdot i_{\psi} \cdot q_{\psi}, \quad (2.70)$$

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

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

Сумарна витрата суміші палив $G_{II\Sigma}$, ДП $G_{ДП\Sigma}$ та БП $G_{БП\Sigma}$ за час роботи автомобіля:

$$G_{II\Sigma} = \sum_{i=1}^n i_{\psi} \cdot \frac{n_{\partial(i-1)} \cdot q_{\psi(i-1)} + n_{\partial i} \cdot q_{\psi i}}{14400}, \quad (2.71)$$

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

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

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

$$V_a = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{n_{\partial} \cdot r_{\kappa}}{i_{mp}}. \quad (2.72)$$

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

$$C_c = c_1 + c_2 \cdot N_e + c_3 \cdot n_{БП} + c_4 \cdot N_e^2 + c_5 \cdot n_{БП}^2 + c_6 \cdot N_e \cdot n_{БП}, \quad (2.73)$$

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

2.3.4 Розробка програми для проведення експериментів на ЕОМ

Програму розроблено відповідно до алгоритму управління системою живлення дизеля при переведенні його на роботу на суміші ДП та БП з динамічним регулюванням її відсоткового складу.

Розроблена програма може використовуватись для таких розрахунків:

- руху автомобіля за заданим циклом руху та відповідну роботу дизеля;
- розгін та сповільнення автомобіля з швидкості V_{a1} до швидкості V_{a2} ;
- руху автомобіля з різним навантаженням;
- збільшення та зменшення частоти обертання колінчастого валу з навантаженням та без;
- збільшення частоти обертання колінчастого валу дизеля з частоти обертання $n_{\partial 1}$ до $n_{\partial 2}$, значення яких задаються в програму;
- збільшення частоти обертання колінчастого валу дизеля від моменту навантаження $M_{нав1}$ при частоті обертання колінчастого валу $n_{\partial 1}$ до $M_{нав2}$ при $n_{\partial 2}$, значення яких задаються в програму;
- збільшення та зменшення частоти обертання колінчастого валу дизеля залежно від умов руху автомобіля.

Всі розрахунки можна виконати при роботі дизеля автомобіля на ДП, БП, їх суміші будь-якого відсоткового складу та на суміші палив з динамічною зміною її відсоткового складу.

Програма містить три основних блоки:

- а) розрахунок показників автомобіля;
- б) розрахунок показників дизеля;
- в) розрахунок раціонального відсоткового складу суміші ДП та БП.

Програма створена на базі пакету прикладних програм Microsoft office – Excel з використанням Visual Basic for Application.

Перед початком розрахунків в програму вводяться вхідні дані для автомобіля, дизеля та фізико-хімічні властивості ДП і БП. Момент навантаження може

задаватись числовим значенням, залежністю або визначатись автоматично оцінюючи режим роботи автомобіля.

Розглянемо особливості розробленої програми.

В програмі значення положення важеля подачі палива змінюється від «0» до «1», при цьому час, затрачений на зміну положення, складає 1,5 с. Відповідно, будь-яка зміна положення важеля подачі палива займає час, пропорційний 1,5 с.

Розгін колінчастого валу двигуна до частоти обертання $n_{\partial 1}$ чи $n_{\partial 2}$ відбувається таким чином. За 50 об/хв до необхідної частоти обертання колінчастого валу двигуна значення положення важеля подачі палива починає зменшуватись. Розгін до встановленої частоти обертання колінчастого валу дизеля вважається виконаним, коли $n_{\partial 1} = n_{\partial}$ та $M_{нав} = M_e$; після цього починається наступний етап розгону чи сповільнення до встановленої частоти обертання колінчастого валу.

При розгоні та сповільненні автомобіля, за необхідності, відбувається перемикання передач. В програму закладено, що час затрачений на перемикання на нижчу чи на вищу передачі складає 1,5 с.

Система живлення дизеля з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші палив передбачає перед зупинкою подачу невикористаної суміші палив в додатковий паливний бак, що зумовлює необхідність використання палива з нього.

Для опису використання палива з додаткового паливного баку прийнято такий вираз:

$$V_{n(i)} = V_{n(i-1)} - \frac{i_y \cdot n_{\partial} \cdot q_{wДПххv}}{14400} \cdot dt, \quad (2.74)$$

де $q_{wДПххv}$ – об'ємна циклова подача ДП на холостому ході, мл/цикл.

Було прийнято, що об'єм використання палива з додаткового паливного баку еквівалентний цикловій подачі ДП на холостому ході.

Ще однією особливістю програми є розрахунок значень в'язкості, густини та поверхневого натягу для суміші ДП та БП при зміні їх температури, для чого в програму вводяться значення температури кожного з палива.

2.5 Висновки з розділу 2

1. Удосконалено систему живлення дизеля автомобіля сумішшю ДП та БП для забезпечення динамічного регулювання її відсоткового складу. Розроблені схеми для класичної системи живлення дизеля та системи живлення Common Rail. Також розроблено конструкцію змішувача двох палив, який забезпечує крок регулювання відсоткового складу суміші палив, рівний 1%.

2. Розроблена методика поліпшення економічних та екологічних показників автомобіля шляхом впливу на робочі процеси дизеля використанням динамічного регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив, що забезпечує ефективне протікання робочих процесів на всіх режимах роботи дизеля з необхідними технічними показниками автомобіля. Основною особливістю методики є визначення раціонального відсоткового складу суміші ДП та БП залежно від режиму роботи автомобіля.

3. Для розробленої методики удосконалено алгоритм управління системою живлення дизеля при переведенні його на роботу на суміші ДП та БП з динамічним регулюванням її відсоткового складу.

4. Удосконалено математичну модель системи «Автомобіль – двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив» на базі якої створена програма для проведення розрахункових досліджень: у програму закладена можливість перемикання передач як при розгоні автомобіля, так і при його сповільненні.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛЯ ПЕРЕВЕДЕННЯ ДИЗЕЛЯ НА РОБОТУ НА СУМІШІ ДИЗЕЛЬНОГО ТА БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВ З ДИНАМІЧНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ЇЇ ВІДСОТКОВОГО СКЛАДУ

3.1 Мета експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є перевірка наукової гіпотези, отримання вихідних даних для визначення коефіцієнтів апроксимування аналітичних виразів, що входять до удосконаленої математичної моделі системи «Автомобіль – двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив» та перевірка її адекватності.

При проведенні експериментальних досліджень визначались:

- показники димності відпрацьованих газів автомобіля під час дорожніх випробувань при завантаженості автомобіля на 50 %, 100 % та без завантаження.
- навантажувальні характеристики дизеля при роботі на ДП;
- навантажувальні характеристики дизеля при роботі на суміші ДП та БП з вмістом БП у суміші 25 %, 50 %, 75 %;
- навантажувальні характеристики дизеля при роботі на БП;
- показники димності відпрацьованих газів дизеля при роботі на ДП;
- показники димності відпрацьованих газів дизеля при роботі на суміші ДП та БП з вмістом БП у суміші 25 %, 50 %, 75 %;
- показники димності відпрацьованих газів дизеля при роботі на БП;
- час розгону дизеля з холостого ходу до максимальної частоти обертання колінчастого валу без навантаження при роботі на ДП;
- час розгону дизеля з холостого ходу до максимальної частоти обертання колінчастого валу без навантаження при роботі на БП;
- час сповільнення дизеля з максимальної частоти обертання колінчастого валу дизеля до холостого ходу без навантаження;

- вплив зміни кута випередження впорскування суміші палив на витрату суміші ДП та БП при роботі дизеля з вмістом БП у суміші 25 %, 50 %, 75 %.

Шляхом апроксимації даних отриманих в результаті експериментального дослідження були отримані залежності ефективного крутного моменту від частоти обертання колінчастого валу, циклової подачі та відсоткового складу суміші палив; циклової подачі суміші палива від частоти обертання колінчастого валу та положення важеля подачі палива; димності відпрацьованих газів від ефективної потужності дизеля та відсоткового складу суміші палив. Отримані раціональні значення кута випередження впорскування залежно від відсоткового складу суміші ДП та БП.

Експериментальні дослідження проводились в лабораторіях кафедри автомобілів та транспортного менеджменту Вінницького національного технічного університету та на базі державного підприємства "45 Експериментальний механічний завод".

3.2 Установки й устаткування для експериментальних досліджень. Вимірювальна апаратура

Для проведення експериментальних досліджень використовувалась установка [55], яка складається з дизеля СМД – 15Э, генератора ГСМ-30 та навантажувального пристрою (рис. 3.1). Характеристики дизеля наведені в табл. 3.1 [56, 57].

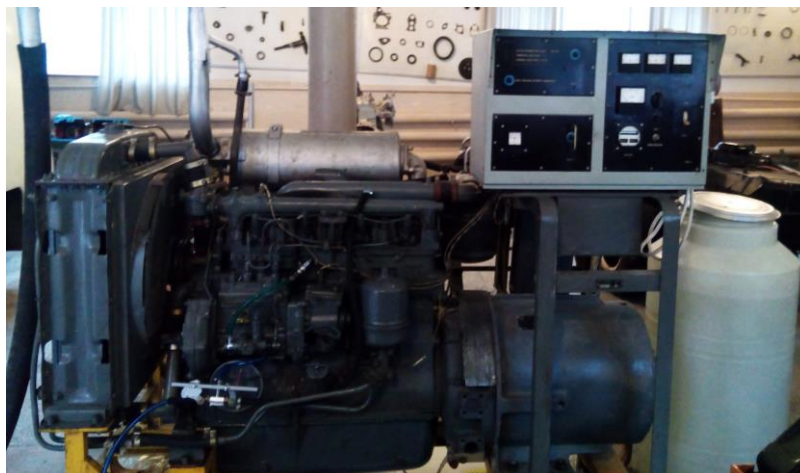


Рисунок 3.1 – Установка для проведення експериментальних досліджень

Таблиця 3.1 – Характеристики двигуна СМД – 15

| № | Показник | Значення |
|-----|---|---|
| 1. | Номінальна частота обертання колінчастого валу, об/хв | 1800 |
| 2. | Крутний момент при номінальній частоті обертання, Н·м | 312 |
| 3. | Потужність номінальна, кВт (к.с.) | 61,1 (83) |
| 4. | Число циліндрів | 4 |
| 5. | Положення циліндрів | рядне |
| 6. | Порядок роботи циліндрів | 1-3-4-2 |
| 7. | Діаметр циліндра, мм | 120 |
| 8. | Хід поршня, мм | 140 |
| 9. | Робочий об'єм, л | 6,33 |
| 10. | Ступінь стиснення | 17 |
| 11. | Напрямок обертання колінчастого валу | Праве |
| 12. | Мінімальна частота обертання колінчастого валу на холостому ході, не більше об/хв | 600 |
| 13. | Максимальна частота обертання колінчастого валу на холостому ході, не більше об/хв | 1950 |
| 14. | Тиск мастила в головній магістралі системи мащення при температурі мастила 85-100°C, МПа, не менше: при номінальній частоті обертання ($n_0 = 1800$ об/хв) при частоті обертання холостого ходу ($n_0 = 600$ об/хв) | 1,245-0,441 0,1 |
| 15. | Питома витрата палива в режимі номінальної потужності, г/кВт·год (г/к.с.·год) | 248 (183) |
| 16. | Розрідженість у впускному колекторі за повітряним очисником, кПа | до 2,5 |
| 17. | Перепад тиску до і після паливного фільтра тонкої очистки (при 1950 об/хв., без навантаження), кПа | 3,92 |
| 18. | Тиск початку впорскування, МПа | 17,5 -18 |
| 19. | Циклова подача палива (при 900 об/хв), г/цикл (мм ³ /цикл) | 0,085-0,087 (100-103) |
| 20. | Кут випередження впорскування, градусів | 22 |
| 21. | Паливний насос високого тиску | ЛСТН 49010, секційний чотирьох- плунжерний В7М.80.16.001.-10 |

На двигун СМД – 15Э №250452 1992 року випуску, встановлено паливний насос високого тиску ЛСТН 49010, В7М.80.16.001.-10 №5884461, секційний, чотирьохплунжерний з відцентровим всережимним механічним регулятором частоти обертання, який обмежує частоту обертання колінчастого валу дизеля на рівні 1560 об/хв. На двигун встановлені форсунки закритого типу з гідравлічним управлінням підйому голки та з чотирма соплами, які, згідно з даними заводу-виробника, налаштовані на тиск відкриття 17,5 - 18 МПа.

Колінчастий вал дизеля з'єднаний із синхронним генератором трифазного струму ГСМ - 30 № 705159, випущеним в квітні 1992 року. Технічні характеристики генератора наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Технічні характеристики генератора ГСМ - 30

| № | Показник | Значення |
|-----|---|-----------------------------|
| 1. | Номінальна потужність, кВт | 30 |
| 2. | Номінальна напруга, В | 400 |
| 3. | Номінальний струм, А | 54,2 |
| 4. | Частота ел. струму, Гц | 50 |
| 5. | Частота обертання ротора, об/хв | 1500 |
| 6. | ККД, % | 85,5 |
| 7. | $\cos\varphi$ | 0,8 |
| 8. | З'єднання фаз | "Зірка" з виведеним нулем |
| 9. | Маса ротора, кг | 128 |
| 10. | Момент інерції ротора, Н·м ² | 1,63 |
| 11. | Маса генератора, кг | 355 |
| 12. | Напрямок обертання ротора | Праве (див. з боку приводу) |

Навантаження на генератор визначалось шляхом опрацювання показників амперметра та вольтметра, які встановлені в блоці керування генератором. Ціна поділки амперметра – 10 А, вольтметра – 10 В. Клас точності – 2,5. На рис. 3.2 наведено блок керування генератором.



Рисунок 3.2 – Блок керування генератором

Навантажувальний пристрій складається з шести трубчастих водяних електронагрівачів, які занурені в резервуар з водою об'ємом 200 л (рис. 3.3). Потужність кожного з електронагрівачів складає 5 кВт, що дає можливість регулювати навантаження в діапазоні від 0 кВт до 30 кВт. На рис. 3.4 наведено блок керування потужністю споживачів електроенергії.



Рисунок 3.3 – Резервуар з водою об'ємом 200л із зануреними в неї електронагрівачами



Рисунок 3.4 – Блок керування потужністю споживачів електроенергії

Для зняття показників димності відпрацьованих газів дизеля використовувався димомір МЕТА-01МП 0.1 ЛТК №15138, виготовлений 1 кв. 2008 р., який наведено на рис. 3.5. Межа допустимої абсолютної похибки вимірювання становить $\pm 0,05 \text{ м}^{-1}$, при коефіцієнті поглинання $1,6 - 1,8 \text{ м}^{-1}$. В табл. 3.3 наведені технічні характеристики димоміра [58].



Рисунок 3.5 – Димомір МЕТА-01МП 0.1 ЛТК

Для вимірювання частоти обертання колінчастого валу використовувався цифровий безконтактний лазерний тахометр DT-2234C №S067549 (рис. 3.6), характеристики якого наведені в табл. 3.4.

Таблиця 3.3 – 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 – ∞ 0,0 – 100,0 |
| 2. | Межа допустимої абсолютної похибки, м^{-1} | не більше $\pm 0,05$ (при коефіцієнті поглинання 1,6 - 1,8 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 |

Таблиця 3.4 – Технічні характеристики цифрового безконтактного лазерного тахометра DT-2234С

| № | Показник | Значення |
|----|----------------------------|---|
| 1. | Діапазон, об/хв | 2,5 – 99999 |
| 2. | Роздільна здатність, об/хв | 0,1 (2,5 – 999,9 об/хв) 1 (понад 1000 об/хв) |
| 3. | Похибка | $\pm (0,05 \% + 1 \text{ цифра})$ |
| 4. | Мінімальний час вибірки, с | 0,8 |

Масова витрата палива двигуном вимірювалася шляхом зважування резервуара з паливом під час роботи двигуна. Зважування проводилось електронними технічними вагами ВТА-60/15-7 (рис. 3.7). Основні характеристики наведені в табл. 3.5.



Рисунок 3.6 – Цифровий лазерний безконтактний тахометр DT-2234C



Рисунок 3.7– Ваги технічні електронні ВТА-60/15-7

Таблиця 3.5 – Технічні характеристики електронних технічних ваг ВТА-60/15-7

| № | Показник | Значення |
|----|--------------------------------------|--------------------------|
| 1. | Найбільша границя зважування | 6 кг |
| 2. | Ціна поділки | 0,5 г |
| 3. | Похибка | $\pm 0,25 \%$ |
| 4. | Клас точності | середній (ГОСТ 29329-92) |
| 5. | Розміри вантажоприймальної платформи | 306x222 мм |
| 6. | Температурний діапазон роботи | -10 ... +40 |
| 7. | Фірма виробник | ПромПрилад |
| 8. | Маса (нетто) | 4,5 кг |

Для оцінювання похибки експериментальної установки розглянуто похибки кожного з елементів експериментальної установки (табл. 3.6):

Таблиця 3.6 – Похибки кожного з елементів експериментальної установки

| | Прилад | Похибка |
|----|---|---------------|
| 1. | Вольтметр | $\pm 2,5 \%$ |
| 2. | Амперметр | $\pm 2,5 \%$ |
| 3. | Цифровий лазерний безконтактний тахометр DT-2234C | $\pm 0,05 \%$ |
| 4. | Димомір МЕТА-01МП 0.1 ЛТК | $\pm 0,05 \%$ |
| 5. | Ваги технічні електронні ВТА-60/15-7 | $\pm 0,25 \%$ |

Для розрахунку граничної похибки вимірювань використовувалось рівняння [59]:

$$\Delta = \sqrt{\sum_{i=1}^n \Delta_{скл}^2}, \quad (3.1)$$

де $\Delta_{скл}$ – похибка кожної зі складових частин установки.

З урахуванням похибок складових частин установки при вимірюванні ефективного крутного моменту визначається:

$$\Delta M_E = \sqrt{\Delta_u^2 + \Delta_A^2}, \quad (3.2)$$

де Δ_u – похибка вольтметра;

Δ_A – похибка амперметра.

Тоді отримуємо $\Delta_{M_E} = 3,54\%$, що не перевищує граничну допустиму похибку 5% [60]. Також були отримані граничні похибки інших вимірювань проведених на експериментальній установці, які наведені в табл. 3.7.

Таблиця 3.7 – Граничні похибки вимірювань

| | Показники | Похибка вимірювань |
|----|--------------------------------------|--------------------|
| 1. | Ефективний крутний момент | $\pm 3,54 \%$ |
| 2. | Частота обертання колінчастого валу | $\pm 0,05 \%$ |
| 3. | Циклова подача палива | $\pm 0,25 \%$ |
| 4. | Димність відпрацьованих газів дизеля | $\pm 0,05 \%$ |

З вище наведеного видно, що точність експериментальної установки достатньо висока, це свідчить про достовірність отриманих результатів.

3.3 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 [61] для визначення димності відпрацьованих газів та ОСТ 37.001.234–81 [62] для стендових випробувань двигунів з примусовим запалюванням. В ОСТ 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 СМД – 15Э при роботі на ДП, БП та їх сумішах отримувались за методом, наведеним в ГОСТ 14846-81 [63]. Димність відпрацьованих газів вимірювалася за методом, наведеним в ДСТУ 4276:2004 [64]. При проведенні експериментального дослідження використовувалось ДП, яке відповідає ДСТУ 4840:2007 [65], та БП, яке відповідає ДСТУ 6081:2009 [18].

Кут випередження впорскування палива в дизелі СМД – 15Э при роботі на ДП, БП та їх сумішах різного відсоткового складу приймається однаковим і рівний 22° до ВМТ. Такий кут рекомендований заводом-виробником і, враховуючи конструкцію двигуна, не може змінюватись в процесі його роботи. Дослідження проводились на установці, схема якої наведена на рис. 3.8.

При визначенні навантажувальних характеристик важіль подачі палива встановлювався в положення, що забезпечує частоту обертання колінчастого валу двигуна 800 об/хв, 1200 об/хв та 1500 об/хв; такі частоти обертання підтримувались при навантаженнях від 0 кВт до 30 кВт з кроком в 5 кВт. 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.

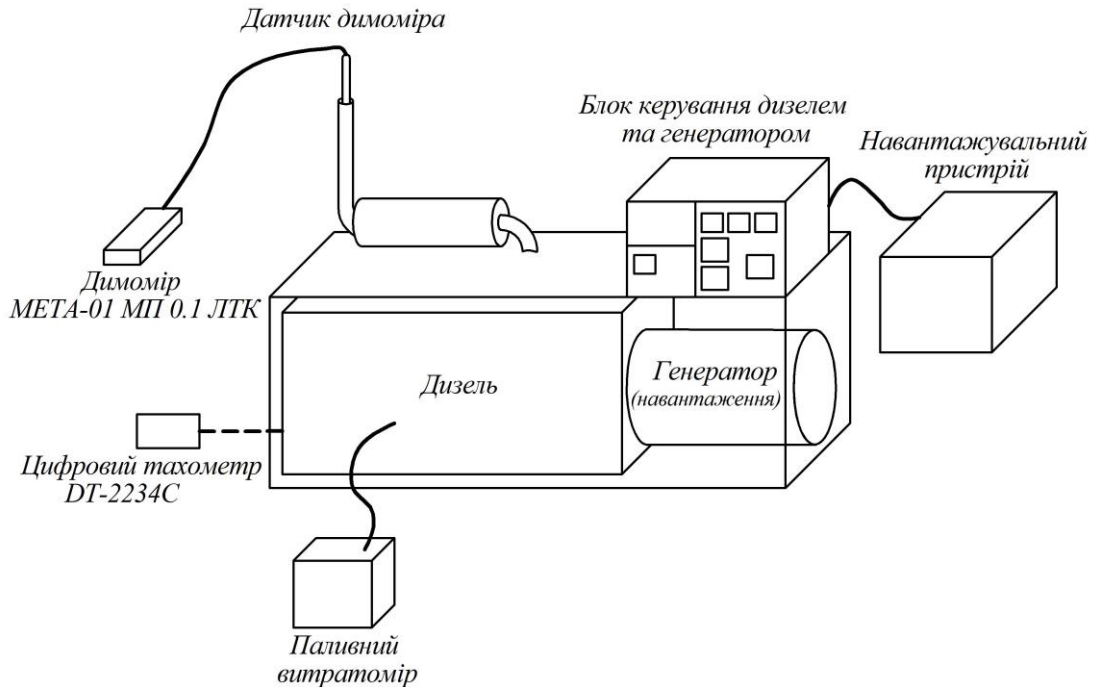


Рисунок 3.8 – Схема експериментальної установки з додатковим обладнанням

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 кВт, 5 кВт, 10 кВт, 15 кВт, 20 кВт, 25 кВт, 30 кВт;

- частота обертання колінчастого валу двигуна: 800 об/хв, 1200 об/хв та 1500 об/хв.

Отже, в результаті багатфакторного 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.

Аналогічне експериментальне дослідження для дизеля ЯМЗ-238, який встановлюється на автомобіля КрАЗ-6510, було проведено та на базі державного підприємства "45 Експериментальний механічний завод" на гальмівному стенді КС 276-03.

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 кВт, 30 кВт, 60 кВт, 90 кВт, 120 кВт, 150 кВт, 177 кВт;

- частота обертання колінчастого валу двигуна: 800 об/хв, 1450 об/хв та 2100 об/хв.

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 (рис. 3.9) складається з двох варіативних факторів: відсоткового складу суміші палив та навантаження на колінчастий вал дизеля (Додаток Б).

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 кВт, 60 кВт, 120 кВт, 177 кВт (ЯМЗ-238).

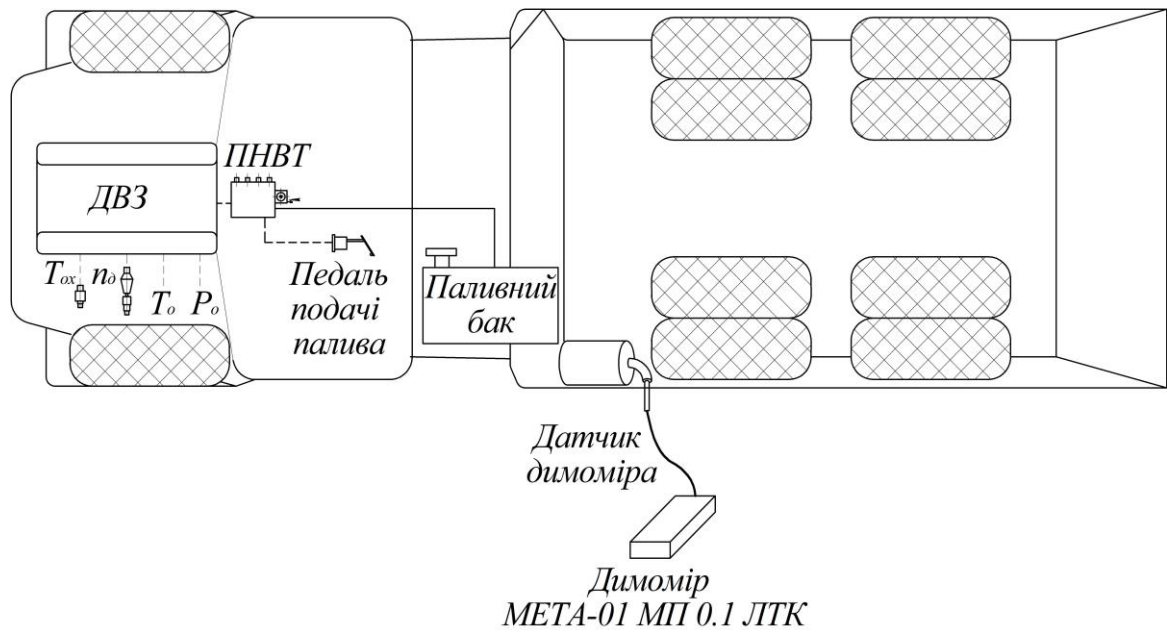


Рисунок 3.9 – Схема експериментальної установки з додатковим обладнанням для дорожніх випробувань

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: 22°, 19°, 16°, 13°, 10° до ВМТ;

- частота обертання колінчастого валу двигуна: 1200 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 СМД-15Э.

Для автомобіля КраЗ-6510 з дизелем ЯМЗ-238 були проведені дорожні випробування на рівній горизонтальній ділянці дороги. Для забезпечення точності кожен цикл досліджень передбачав рух автомобіля в прямому та зворотному напрямках.

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 ($n_{БП} = 0$);

- завантаженість автомобіля: 0 кг (маса автомобіля складає 11400 кг); 6750 кг (маса автомобіля складає 18150 кг); 13500 кг (маса автомобіля складає 24900 кг).

- Швидкість руху автомобіля: 30 км/год; 40 км/год; 50 км/год; 60 км/год.

Планування експериментального дослідження для дорожніх випробувань наведено в Додатку Б.

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 [67]:

$$n = \frac{\gamma^2}{\Delta_a^2} z_{1-\alpha/2}^2, \quad (3.3)$$

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 вибіркоvim коефіцієнтом варіації v . Тоді об'єм вибірки дослідження визначатиметься за формулою:

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

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

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

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

Розрахуємо об'єм вибірки, який забезпечить ймовірність неперевищення фактичної помилки $P = 0,95$, квантіль рівня $z_{1-\alpha/2}^2 = 1,645$ [68]:

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

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} :

$$\bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}, \quad (3.4)$$

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

Випадкову похибку оцінюємо за середньоквадратичним відхиленням результатів вимірювань S_x :

$$S_x = \pm \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n}}. \quad (3.5)$$

Коефіцієнт варіації середньої квадратичної похибки W_x визначається за формулою:

$$W_x = \pm \frac{S_x}{\bar{x}} \cdot 100\%. \quad (3.6)$$

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

$$S_{\bar{x}} = \pm \frac{S_x}{\sqrt{n}} \cdot t, \quad (3.7)$$

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

Коефіцієнт варіації середньоарифметичних похибок W_x :

$$W_x = \pm \frac{S_x}{\bar{x}} 100\% . \quad (3.8)$$

При дослідженнях приймалася довірча ймовірність 0,95.

Результати експериментальних досліджень розгону дизеля при роботі на ДП наведені в табл. 3.8, на БП – в табл. 3.10, сповільнення дизеля – в табл. 3.10. З наведених таблиць видно, що точність проведення експериментальних досліджень достатня для забезпечення достовірності отриманих результатів.

На рис. 3.9 наведені залежності циклової подачі палива від відсоткового складу суміші палив та кута випередження впорскування при роботі дизеля з частотою обертання колінчастого валу *a)* – 1200 об/хв, *б)* – 1500 об/хв та з навантаженням на колінчастий вал двигуна 25 кВт.

Таблиця 3.8 – Результати експериментальних досліджень розгону дизеля при роботі на дизельному паливі

| | | Частота обертання колінчастого валу, об/хв | | | | | | |
|---------------|---|--|---------|---------|---------|----------|----------|------------|
| | | 600 | 700 | 900 | 1100 | 1300 | 1500 | 1560 (max) |
| | | Час, с | | | | | | |
| Номер досліді | 1 | 0 | 1 | 1,85 | 2,48 | 3,03 | 3,63 | 3,8 |
| | 2 | 0 | 1,1 | 1,98 | 2,52 | 3,15 | 3,65 | 3,73 |
| | 3 | 0 | 1,1 | 1,92 | 2,48 | 2,98 | 3,54 | 3,81 |
| | 4 | 0 | 1,2 | 2,07 | 3,64 | 3,21 | 3,69 | 3,8 |
| | 5 | 0 | 1,3 | 2,1 | 2,67 | 3,2 | 3,67 | 3,78 |
| | 6 | 0 | 1,15 | 1,98 | 2,52 | 3,14 | 3,72 | 3,9 |
| | 7 | 0 | 1,1 | 1,92 | 2,48 | 3,06 | 3,62 | 3,77 |
| \bar{x} | | 0 | 1,14 | 1,97 | 2,54 | 3,11 | 3,65 | 3,8 |
| S_x | | – | ± 0,087 | ± 0,081 | ± 0,074 | ± 0,081 | ± 0,054 | ± 0,048 |
| W_x | | – | ± 7,7 % | ± 4,1 % | ± 2,9 % | ± 2,6 % | ± 1,5 % | ± 1,3 % |
| $S_{\bar{x}}$ | | – | ± 0,087 | ± 0,075 | ± 0,068 | ± 0,0753 | ± 0,0496 | ± 0,045 |
| $W_{\bar{x}}$ | | – | ± 7,7 % | ± 3,8 % | ± 2,7 % | ± 2,4 % | ± 1,4 % | ± 1,2 % |

Таблиця 3.9 – Результати експериментальних досліджень розгону дизеля при роботі на біодизельному паливі

| | | Частота обертання колінчастого валу, об/хв | | | | | | |
|---------------|---|--|---------|---------|---------|---------|---------|------------|
| | | 600 | 700 | 900 | 1100 | 1300 | 1500 | 1560 (max) |
| | | Час, с | | | | | | |
| Номер дослідю | 1 | 0 | 1,05 | 2,1 | 2,78 | 3,35 | 4 | 4,3 |
| | 2 | 0 | 1,05 | 2,05 | 2,75 | 3,25 | 3,95 | 4 |
| | 3 | 0 | 1 | 2,1 | 2,7 | 3,23 | 3,8 | 4,2 |
| | 4 | 0 | 1,05 | 2,15 | 2,83 | 3,35 | 3,9 | 4,3 |
| | 5 | 0 | 1,162 | 2,32 | 3,05 | 3,55 | 3,9 | 4,3 |
| | 6 | 0 | 1,14 | 1,95 | 2,65 | 3,25 | 3,6 | 4 |
| | 7 | 0 | 1,1 | 2,1 | 2,85 | 3,35 | 3,95 | 4,3 |
| \bar{x} | 0 | 1,08 | 2,11 | 2,80 | 3,33 | 3,87 | 4,2 | |
| S_x | – | ± 0,053 | ± 0,103 | ± 0,12 | ± 0,101 | ± 0,125 | ± 0,13 | |
| W_x | – | ± 4,9 % | ± 4,9 % | ± 4,3 % | ± 3,1 % | ± 3,2 % | ± 3,1 % | |
| $S_{\bar{x}}$ | – | ± 0,049 | ± 0,096 | ± 0,111 | ± 0,094 | ± 0,115 | ± 0,121 | |
| $W_{\bar{x}}$ | – | ± 4,6 % | ± 4,5 % | ± 4,0 % | ± 2,8 % | ± 3,0 % | ± 2,9 % | |

Таблиця 3.10 – Результати експериментальних досліджень при сповільненні дизеля

| | | Частота обертання колінчастого валу, об/хв | | | | | | |
|---------------|---|--|---------|---------|---------|---------|---------|------|
| | | 1560(max) | 1500 | 1300 | 1100 | 900 | 700 | 600 |
| | | Час, с | | | | | | |
| Номер дослідю | 1 | 0 | 0,475 | 1,85 | 3,3 | 4,88 | 6,5 | 7,8 |
| | 2 | 0 | 0,45 | 2,05 | 3,4 | 4,88 | 6,25 | 7,5 |
| | 3 | 0 | 0,5 | 2 | 3,65 | 5,4 | 6,9 | 8 |
| | 4 | 0 | 0,4 | 2,1 | 3,57 | 5,33 | 7 | 8,76 |
| | 5 | 0 | 0,4 | 1,8 | 3,1 | 5,2 | 7 | 8,35 |
| | 6 | 0 | 0,46 | 1,81 | 3,4 | 5 | 6,8 | 8 |
| | 7 | 0 | 0,46 | 1,8 | 3,4 | 4,8 | 6,8 | 7,7 |
| \bar{x} | 0 | 0,44 | 1,81 | 3,3 | 5,07 | 7,07 | 8,2 | |
| S_x | – | 0,034 | 0,138 | 0,165 | 0,244 | 0,258 | 0,392 | |
| W_x | – | ± 7,7 % | ± 7,3 % | ± 4,9 % | ± 4,8 % | ± 3,8 % | ± 4,9 % | |
| $S_{\bar{x}}$ | – | ± 0,032 | ± 0,128 | ± 0,153 | ± 0,226 | ± 0,238 | ± 0,363 | |
| $W_{\bar{x}}$ | – | ± 4,9 % | ± 4,8 % | ± 4,5 % | ± 4,5 % | ± 3,5 % | ± 4,5 % | |

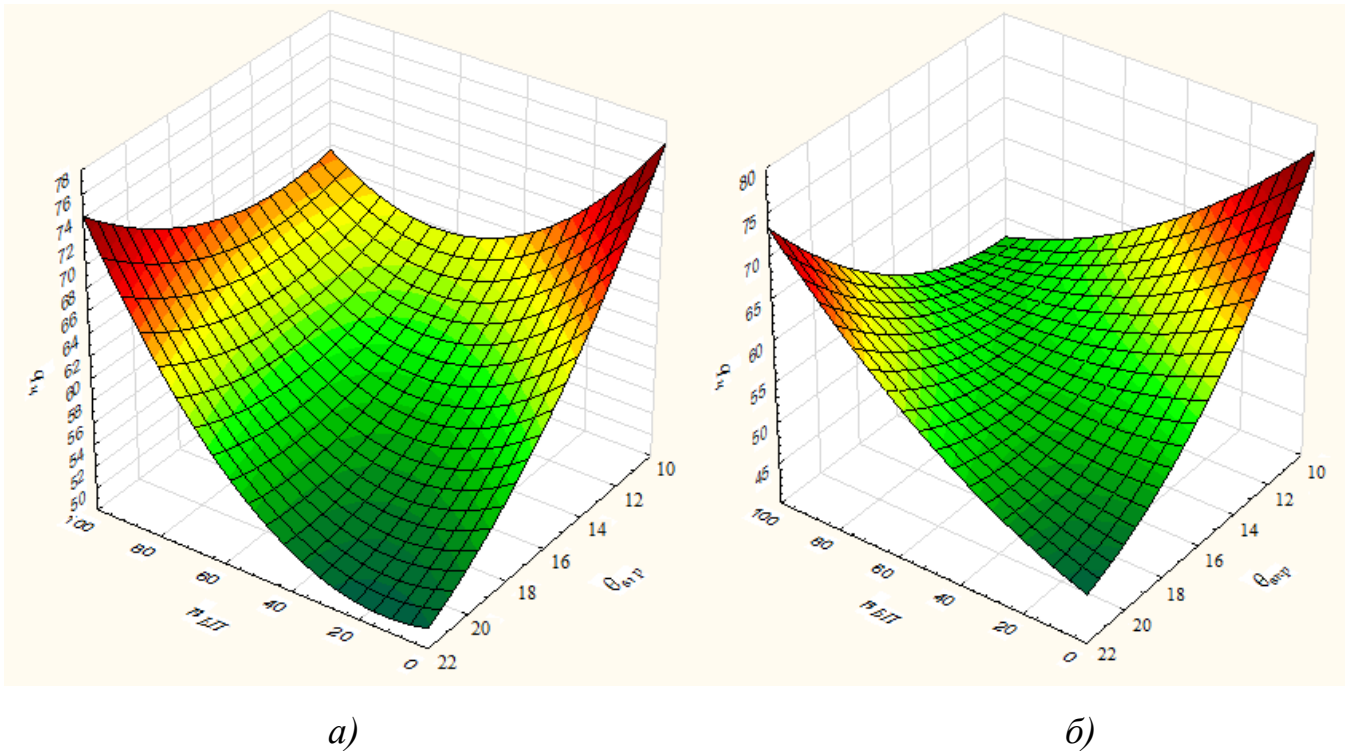


Рисунок 3.10 – Залежність циклової подачі палива від відсоткового складу суміші палив та кута випередження впорскування

На рис. 3.11 наведені залежності кількості теплоти, що виділяється при згоранні суміші палив в циліндр двигуна за один цикл, від відсоткового складу суміші палив та кута випередження впорскування при роботі дизеля з частотою обертання колінчастого валу *а)* – 1200 об/хв, *б)* – 1500 об/хв та з навантаженням на колінчастий вал двигуна – 25 кВт.

З рис. 3.11 видно, що зі зростанням вмісту БП в суміші палив в циліндр дизеля необхідно подати більшу кількість теплоти в циліндр двигуна. Це спричинено різними фізико-хімічними властивостями палив. Більша в'язкість та густина БП зумовлюють збільшення витрати енергії на подачу палива паливним насосом низького тиску через фільтри до ПНВТ та на створення високого тиску при розпилюванні палива. Оскільки температура випаровування та самозаймання БП вища ніж у ДП, то для проходження передполуменевої підготовки суміші палив потрібно затратити більше енергії, проте для БП передполуменева підготовка проходить швидше і горіння починається раніше – тому кількість палива, що

згорить до ВМТ, збільшиться. Це призведе до збільшення кількості палива, що згорає і не виконує корисну роботу, створюючи при цьому протидію на поршень. Тому, для визначення оптимального кута випередження впорскування палива було проведено експериментальне дослідження впливу відсоткового складу суміші ДП та БП на зміну кута випередження впорскування та витрату палива. При цьому для двигуна СМД – 15Э базовий кут випередження впорскування палива був рівним 22° до ВМТ при використанні суміші палив всіх відсоткових складів.

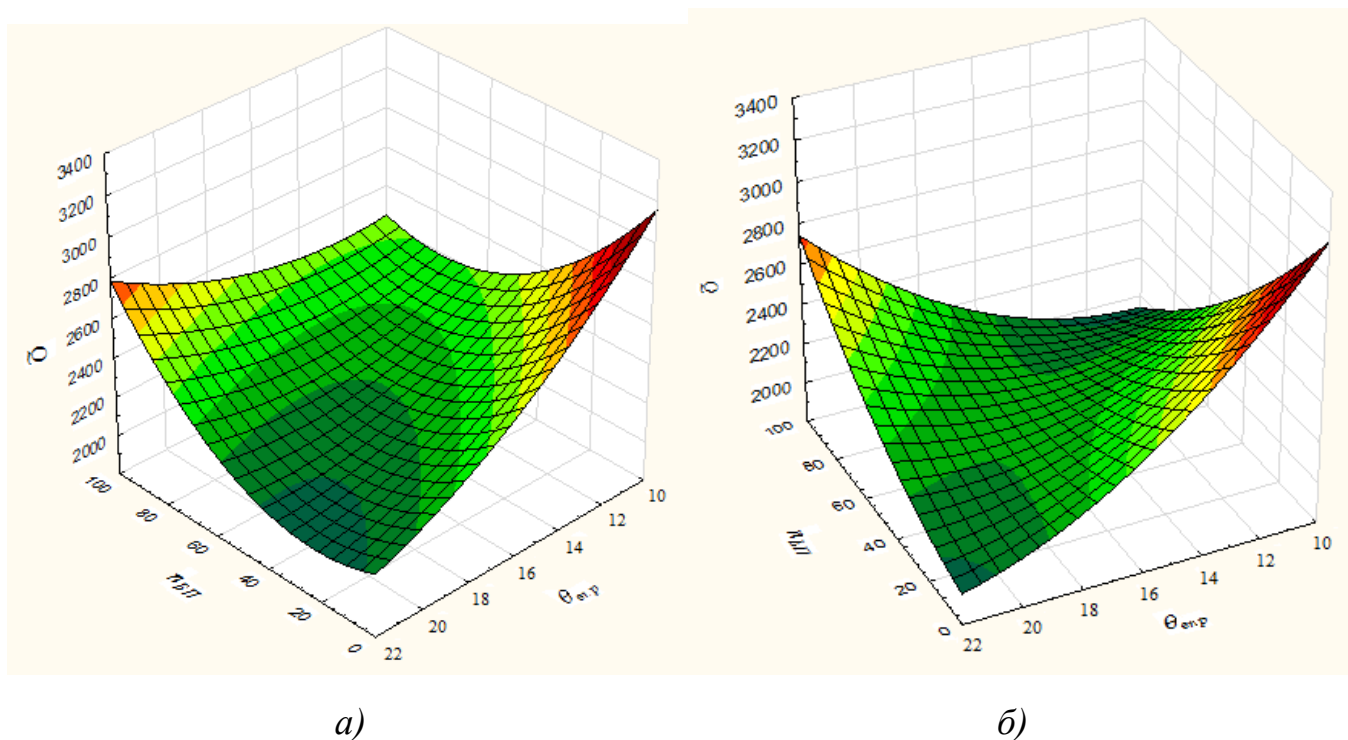


Рисунок 3.11 – Залежність кількості підведеної теплоти в циліндр двигуна від відсоткового складу суміші палив та кута випередження впорскування

Результати експериментальних досліджень впливу зміни кута випередження впорскування на витрату суміші палив наведено в табл. 3.11. Для зручності аналізу результатів дослідження, значення витрати суміші палив були представленні у вигляді циклової подачі суміші палив та кількості теплоти, що виділяється при її згорянні, за якими далі визначався оптимальний кут випередження впорскування.

Таблиця 3.11 – Результати експериментальних досліджень впливу зміни кута випередження впорскування на витрату суміші палив

| № | Вміст БП в суміші палив $n_{БП}$, % | Зміна кута випередження впорскування $\Delta\theta_{впр}$, ° до ВМТ | Витрата суміші палив G_n , г/30 с | Циклова подача суміші палив $q_{ц}$, мг/цикл | Кількості теплоти, що виділяється при згоранні циклової подачі суміші палив Q , МДж | Зміна кількості теплоти, ΔQ |
|---|--|--|--|---|---|--|
| Частота обертання колінчастого валу дизеля, $n_d = 1200$ об/хв. | | | | | | |
| 1 | 0,00 | 0,0 | 60,0 | 50,00 | 2125 | 0 % |
| 2 | 25,00 | 0,0 | 59,0 | 49,17 | 2024 | - 4,97 % |
| 3 | 25,00 | -3,0 | 62,0 | 51,67 | 2127 | + 0,117 % |
| 4 | 50,00 | 0,0 | 64,0 | 53,33 | 2125 | + 0,02 % |
| 5 | 50,00 | -3,0 | 65,0 | 54,17 | 2159 | + 1,55 % |
| 6 | 50,00 | -6,0 | 67,0 | 55,83 | 2225 | + 4,49 % |
| 7 | 50,00 | -9,0 | 68,0 | 56,67 | 2258 | + 5,9 % |
| 8 | 75,00 | 0,0 | 76,0 | 63,33 | 2440 | + 12,9 % |
| 9 | 75,00 | -3,0 | 68,0 | 56,67 | 2183 | + 2,66 % |
| 10 | 75,00 | -6,0 | 70,0 | 58,33 | 2247 | + 5,44 % |
| 11 | 75,00 | -9,0 | 73,0 | 60,83 | 2344 | + 9,33 % |
| 12 | 75,00 | -12,0 | 74,0 | 61,67 | 2376 | + 10,55 % |
| Частота обертання колінчастого валу дизеля, $n_d = 1500$ об/хв. | | | | | | |
| 1 | 0,0 | 0,0 | 69,0 | 46,0 | 1955 | 0 % |
| 2 | 25,0 | 0,0 | 73,0 | 48,7 | 2004 | 2,44 % |
| 3 | 25,0 | -3,0 | 78,0 | 52,0 | 2141 | 8,69 % |
| 4 | 50,0 | 0,0 | 84,0 | 56,0 | 2232 | 12,39 % |
| 5 | 50,0 | -3,0 | 83,0 | 55,3 | 2205 | 11,34 % |
| 6 | 50,0 | -6,0 | 78,0 | 52,0 | 2072 | 5,66 % |
| 7 | 50,0 | -9,0 | 83,0 | 55,3 | 2205 | 11,34 % |
| 8 | 75,0 | 0,0 | 97,0 | 64,7 | 2491 | 21,53 % |
| 9 | 75,0 | -3,0 | 83,0 | 55,3 | 2132 | 8,29 % |
| 10 | 75,0 | -6,0 | 83,0 | 55,3 | 2132 | 8,29 % |
| 11 | 75,0 | -9,0 | 82,0 | 54,7 | 2106 | 7,17 % |
| 12 | 75,0 | -12,0 | 84,0 | 56,0 | 2157 | 9,38 % |

Після опрацювання результатів досліджень були визначені необхідні значення зміни кута випередження впорскування залежно від відсоткового складу суміші палив та частоти обертання колінчастого валу дизеля, які виділені в таблиці. Велика різниця в значенні зміни кута випередження впорскування при однакових відсоткових складах суміші ДП та БП в залежності від частоти обертання колінчастого валу пояснюється тим, що дизель СМД–15Э не обладнаний автоматичною муфтою випередження впорскування палива, тому в базовому двигуні значення кута випередження впорскування палива однакове на всіх частотах обертання колінчастого валу.

3.4 Визначення коефіцієнтів апроксимації аналітичних залежностей

Отримання аналітичних залежностей, що описують великі масиви даних, відбувається шляхом апроксимації, яка базується на тому, що масив даних замінюється простою залежністю, значення якої не завжди проходить через всі експериментальні точки, але описує тенденції зміни даних та забезпечує мінімум суми квадратів відхилень значень цієї функції від експериментальних даних. Постійні коефіцієнти поліномів визначалися на ЕОМ за допомогою програмного пакету Statistica 10. Пакет має широкі графічні можливості, дозволяє виводити інформацію у вигляді різних типів графіків (включаючи наукові, ділові, тривимірні і двомірні графіки в різних системах координат, спеціалізовані статистичні графіки – гістограми, матричні, категоровані графіки та ін.). Для визначення коефіцієнтів апроксимації у програму вводиться масив даних, які потрібно апроксимувати, після чого обираються змінні та функція для їх опису. Результати виводяться у вигляді аналітичного виразу та графічного зображення.

В дисертації визначення коефіцієнтів апроксимації проводилось для таких залежностей:

- ефективного крутного моменту від відсоткового складу суміші палив, циклової подачі та частоти обертання колінчастого валу дизеля;

- циклової подачі суміші палив від частоти обертання колінчастого валу дизеля та положення важеля подачі палива;
- димності відпрацьованих газів від ефективної потужності дизеля та відсоткового складу суміші палив;
- димності відпрацьованих газів від положення педалі подачі палива, завантаженості автомобіля та відсоткового складу суміші палив (для автомобіля КрАЗ-6510 з дизелем ЯМЗ-238).

Вхідні дані для визначення залежності ефективного крутного моменту M_e від частоти обертання колінчастого валу дизеля n_d , циклової подачі q_u та відсоткового складу суміші палив $n_{БП}$ були отриманні з результатів навантажувальних характеристик дизеля СМД – 15Э. Залежність апроксимована рівнянням 3.9, використовуючи яке, побудовані графіки залежностей ефективного крутного моменту від відсоткового складу та циклової подачі суміші палив при частотах обертання колінчастого валу 600 об/хв, 1200 об/хв, 1500 об/хв, які наведені на рис. 3.12 – 3.14 відповідно.

Ефективний крутний момент визначається за залежністю:

$$\begin{aligned}
 M_e = & (387,2063 - 0,9419 \cdot n_d + 4,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_d^2) + (-292,03 + 0,49 \cdot n_d - \\
 & -1,9186 \cdot 10^{-4} \cdot n_d^2) \cdot n_{БП} + (-6,9161 + 0,0298 \cdot n_d - 1,5744 \cdot 10^{-5} \cdot n_d^2) \cdot q_u + \\
 & +(300 - 0,56577 \cdot n_d + 2,3794 \cdot 10^{-4} \cdot n_d^2) \cdot n_{БП}^2 + (1,24 - 2,3345 \cdot 10^{-3} \cdot n_d + \\
 & +6,5476 \cdot 10^{-7} \cdot n_d^2) \cdot n_{БП} \cdot q_u + (-0,0264 - 4,8803 \cdot 10^{-5} \cdot n_d + \\
 & +5,9045 \cdot 10^{-8} \cdot n_d^2) \cdot q_u^2.
 \end{aligned} \tag{3.9}$$

Момент механічних втрат дизеля визначається за апроксимованим рівнянням:

$$M_{мех} = 48,238 + 0,969 \cdot n_d. \tag{3.10}$$

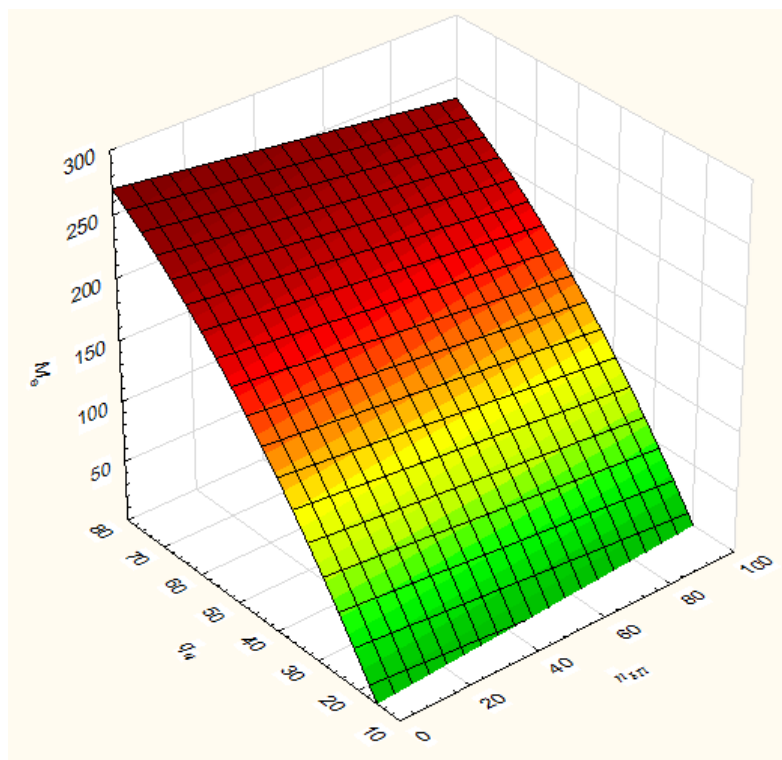


Рисунок 3.12 – Графік залежності ефективного крутного моменту M_e від відсоткового складу $n_{БП}$ та циклової подачі $q_{ц}$ суміші палив при 800 об/хв

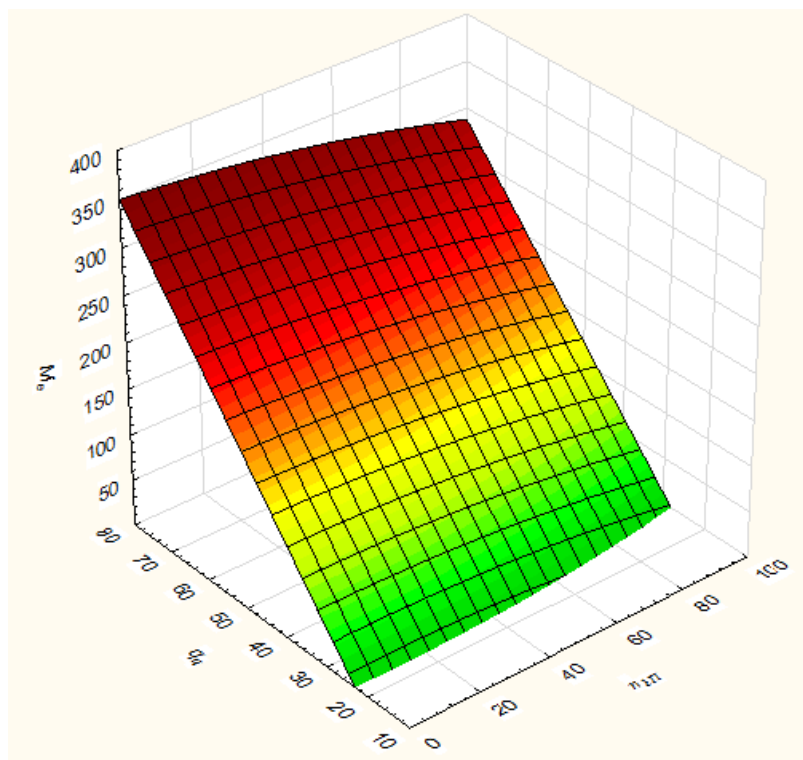


Рисунок 3.13 – Графік залежності ефективного крутного моменту M_e від відсоткового складу $n_{БП}$ та циклової подачі $q_{ц}$ суміші палив при 1200 об/хв

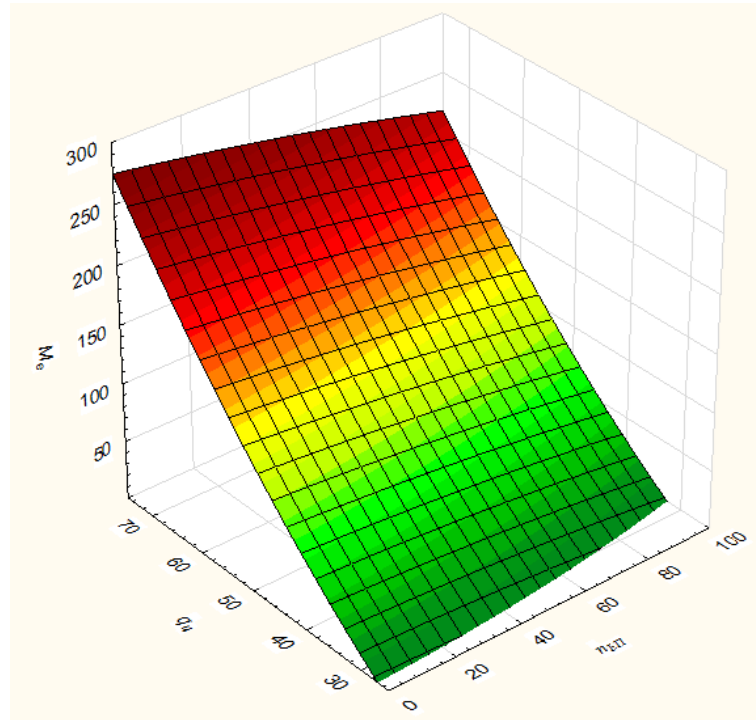


Рисунок 3.14 – Графік залежності ефективного крутного моменту M_e від відсоткового складу n_{BP} та циклової подачі q_{ψ} суміші палив при 1500 об/хв

Залежність циклової подачі q_{ψ} від частоти обертання колінчастого валу дизеля n_{δ} та положення важеля подачі палива ψ_{mn} апроксимована відповідною залежністю (рис. 3.15):

$$q_{\psi} = -16,8907 + 17,3741 \cdot \psi_{mn} + 0,0223 \cdot n_{\delta} + 87,1451 \cdot \psi_{mn}^2 - 0,009 \cdot \psi_{mn} \cdot n_{\delta} - 2,3816 \cdot 10^{-6} \cdot n_{\delta}^2. \quad (3.11)$$

Дослідження впливу відсоткового складу суміші палив на димність відпрацьованих газів дизеля вимірювалася згідно вимог ДСТУ 4276:2004 [64] на режимі вільного прискорення колінчастого валу двигуна та на сталих режимах з різними навантаженнями. Димність відпрацьованих газів дизеля прийнято оцінювати за концентрацію сажі C_c , яка визначається за залежністю 3.10 [69]:

$$C_c = 0,1786 \cdot K. \quad (3.12)$$

Результати експериментальних досліджень впливу відсоткового складу суміші палив на димність відпрацьованих газів при роботі дизеля з різним навантаженням наведені в табл. 3.12.

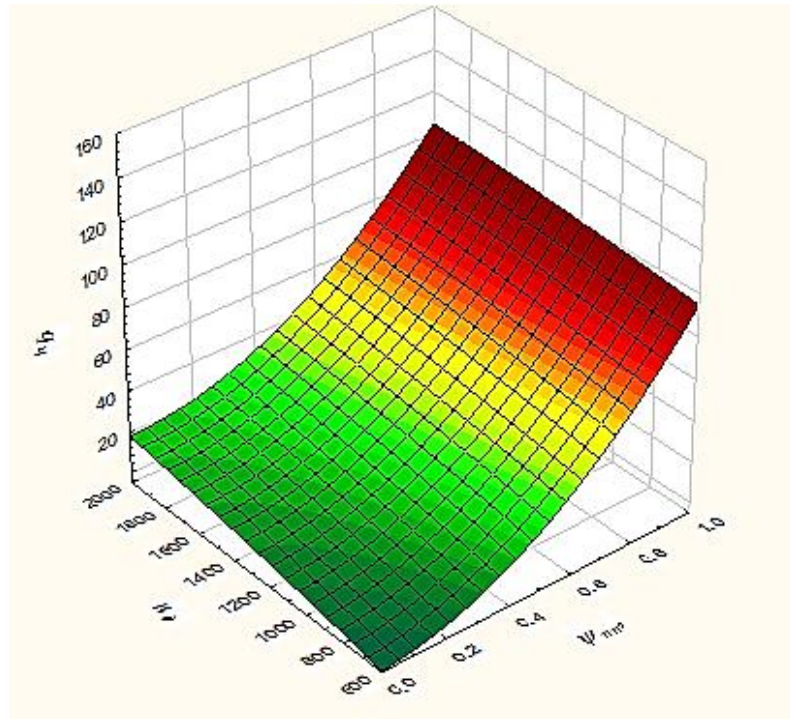


Рисунок 3.15 – Графік залежності циклової подачі палива q_u від частоти обертання колінчастого валу n_d та положення важеля подачі палива ψ_{mn}

З табл. 3.12 видно, що незалежно від навантаження на дизель, мінімальні значення концентрації сажі отримані при вмісті БП в суміші від 50 % до 75 %.

Залежність концентрації сажі C_c від відсоткового складу суміші палив $n_{БП}$ та навантаження на колінчастий вал дизеля $N_{нав}$ була апроксимована відповідною залежністю (рис. 3.16):

$$C_c = 0,0474 - 0,0016 \cdot N_{нав} - 0,0009 \cdot n_{БП} + 0,0003 \cdot N_{нав}^2 - 2,332 \cdot 10^{-6} \cdot N_{нав} \cdot n_{БП} + 7,22 \cdot 10^{-6} \cdot n_{БП}^2. \quad (3.13)$$

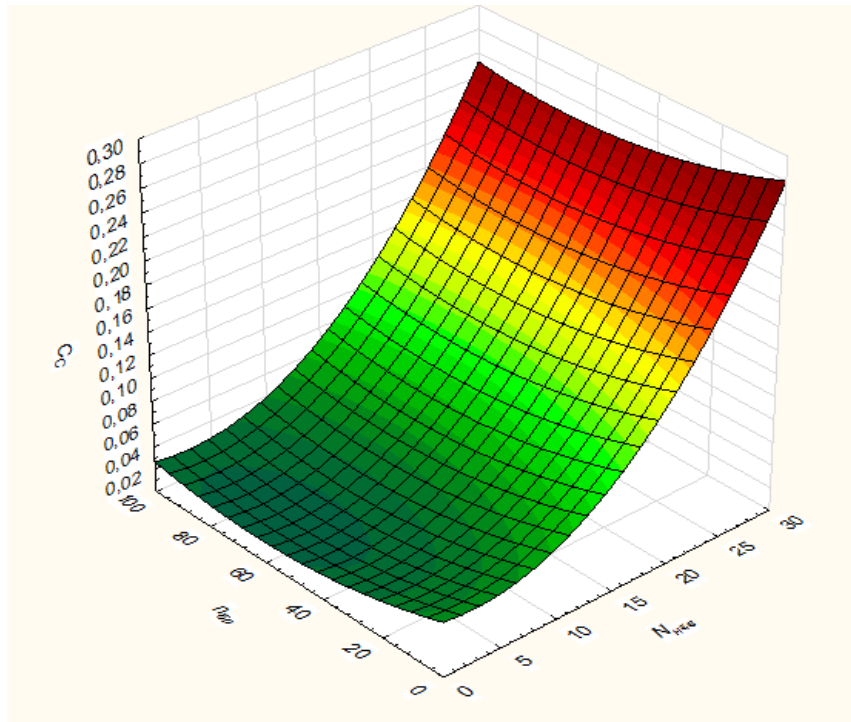


Рисунок 3.16 – Графік залежності концентрації сажі C_c у відпрацьованих газах від відсоткового складу суміші палив $n_{БП}$ та навантаження на колінчастий вал дизеля $N_{нав}$

Залежність концентрації сажі C_c для автомобіля КраЗ-6510 з дизелем ЯМЗ-238 від відсоткового складу суміші палив $n_{БП}$, положення педалі подачі палива ψ_{nn} та ваги вантажу автомобіля $G_в$ була апроксимована відповідним рівнянням:

$$\begin{aligned}
 C_c = & (0,046 + 5,3556 \cdot 10^{-6} \cdot G_в - 1,0206 \cdot 10^{-10} \cdot G_в^2) + \\
 & + (-0,012 + 2,1037 \cdot 10^{-6} \cdot G_в - 9,6571 \cdot 10^{-11} \cdot G_в^2) \cdot n_{БП} + \\
 & + (0,002 + 2,4074 \cdot 10^{-6} \cdot G_в + 8,5267 \cdot 10^{-10} \cdot G_в^2) \cdot \psi_{nn} + \\
 & + (1,1605 \cdot 10^{-5} + 2,1009 \cdot 10^{-9} \cdot G_в - 1,505 \cdot 10^{-13} \cdot G_в^2) \cdot n_{БП}^2 + \\
 & + (4,601 \cdot 10^{-5} - 2,5039 \cdot 10^{-8} \cdot G_в + 4,8945 \cdot 10^{-12} \cdot G_в^2) \cdot n_{БП} \cdot \psi_{nn} + \\
 & + (0,0327 + 2,0296 \cdot 10^{-5} \cdot G_в - 9,1962 \cdot 10^{-10} \cdot G_в^2) \cdot \psi_{nn}^2.
 \end{aligned} \tag{3.14}$$

Таблиця 3.12 – Результати експериментальних досліджень впливу відсоткового складу суміші палив на димність відпрацьованих газів при роботі дизеля на сталих режимах з різними навантаженнями

| Навантаження на дизель $N_{\text{нав}}$, кВт | Вміст БП в суміші палив $n_{\text{БД}}$, % | Коефіцієнт ослаблення світлового потоків N , % | Натуральний показник ослаблення світлового потоку K , m^{-1} | Концентрація сажі C_c , $г/м^3$ |
|---|---|---|---|---|
| 0 | 0 | 9,9 | 0,24 | 0,0433 |
| 10 | 0 | 14,5 | 0,36 | 0,0652 |
| 20 | 0 | 30,2 | 0,84 | 0,1493 |
| 30 | 0 | 48,6 | 1,55 | 0,2764 |
| 0 | 25 | 6,5 | 0,16 | 0,0278 |
| 10 | 25 | 9,1 | 0,22 | 0,0397 |
| 20 | 25 | 24,4 | 0,65 | 0,1162 |
| 30 | 25 | 46,5 | 1,45 | 0,2598 |
| 0 | 50 | 4,8 | 0,11 | 0,0204 |
| 10 | 50 | 8,6 | 0,21 | 0,0373 |
| 20 | 50 | 21,6 | 0,57 | 0,1011 |
| 30 | 50 | 45 | 1,39 | 0,2483 |
| 0 | 75 | 5,1 | 0,12 | 0,022 |
| 10 | 75 | 9 | 0,22 | 0,0391 |
| 20 | 75 | 21,8 | 0,57 | 0,1021 |
| 30 | 75 | 45,3 | 1,4 | 0,2506 |
| 0 | 100 | 5,3 | 0,13 | 0,0225 |
| 10 | 100 | 9,2 | 0,23 | 0,0403 |
| 20 | 100 | 23,4 | 0,62 | 0,1107 |
| 30 | 100 | 45,8 | 1,42 | 0,2544 |

Перевірка адекватності аналітичних залежностей, за якими визначаються ефективний крутний момент, циклова подача палива та димність відпрацьованих газів дизеля при його роботі на ДП, БП та їх сумішах проводиться з використанням критерія Фішера (F) [70]:

$$F_{роз} < F_{таб}, \quad (3.15)$$

де $F_{таб}$ – табличне значення критерію Фішера [71];

$F_{роз}$ – розрахункове значення критерія Фішера.

Критерій Фішера розраховується за формулою:

$$F_{роз} = \frac{S_{ад}^2}{S_o^2}, \quad (3.16)$$

де $S_{ад}$ – дисперсія адекватності;

S_o – дисперсія відтворюваності.

Дисперсія адекватності являє собою відношення суми квадратів різниць між розрахованими за аналітичними залежностями і експериментально отриманими значеннями та числа ступенів вільності:

$$S_{ад}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (Y_{i\ роз} - Y_{i\ експ})^2}{f_{ад}}, \quad (3.17)$$

де $Y_{i\ роз}$ – значення, що розраховані за аналітичними залежностями в i -му досліді;

$Y_{i\ експ}$ – значення, отримані з експериментального дослідження в i -му досліді;

$f_{ад}$ – число ступенів вільності.

Для визначення числа ступенів вільності використовується формула:

$$f_{ад} = N - k, \quad (3.18)$$

де N – число дослідів;

k – число коефіцієнтів апроксимації.

Дисперсія відтворюваності:

$$S_o^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (\bar{Y} - Y_i)^2}{n-1}, \quad (3.19)$$

де \bar{Y} – середнє значення параметрів, отриманих з експериментального дослідження в одній з точок залежності;

Y_i – значення параметрів, отриманих з експериментального дослідження в одній з точок залежності;

n – число дослідів в одній з точок залежності.

В табл. 3.13 наведені результати перевірки адекватності аналітичних залежностей, за якими визначаються ефективний крутний момент, циклова подача та димність відпрацьованих газів дизеля при його роботі на ДП, БП та їх сумішах.

Таблиця 3.13 – Результати перевірки адекватності аналітичних залежностей за критерієм Фішера

| Параметр | $S_{ад}^2$ | S_o^2 | $F_{роз}$ | $F_{таб}$ |
|----------|---------------------|---------------------|-----------|-----------|
| M_e | 24,3 | 12,7 | 1,9 | 2,2 |
| $q_{ц}$ | 18,4 | 17,5 | 1,05 | 2,31 |
| C_c | $5,9 \cdot 10^{-5}$ | $6,3 \cdot 10^{-5}$ | 0,95 | 2,79 |

В результаті проведення розрахунків отримані значення F -критерію, які знаходяться в допустимих межах, що підтверджує адекватність аналітичних залежностей.

3.5 Перевірка адекватності удосконаленої математичної моделі системи «Автомобіль – двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив»

Перевірка адекватності удосконаленої математичної моделі АДРС, проводиться шляхом порівняння розрахованих та експериментальних даних. За допомогою удосконаленої математичної моделі системи АДРС було розраховано час розгону колінчастого валу дизеля з частоти обертання, яка відповідає холостому ходу, до частоти, яку обмежує регулятор. В удосконаленій математичній моделі використовувалися наведені вище апроксимуючі рівняння. Результати розрахункового дослідження часу розгону та сповільнення колінчастого валу дизеля СМД – 15Э, що працює на ДП та БП, наведено в табл. 3.14 – 3.16. На рис. 3.17 та 3.18 наведені графіки розгону колінчастого валу дизеля при роботі на ДП та БП, на рис. 3.19 – графік сповільнення колінчастого валу дизеля. Відхилення між розрахунковими та експериментальними результатами наведені в табл. 3.14 – 3.16 та визначаються за формулами:

$$\varepsilon_{\text{розДП}} = \frac{t_{\text{розДП}_m} - t_{\text{розДП}_e}}{t_{\text{розДП}_m}} \cdot 100\%, \quad (3.20)$$

$$\varepsilon_{\text{розБП}} = \frac{t_{\text{розБП}_m} - t_{\text{розБП}_e}}{t_{\text{розБП}_m}} \cdot 100\%, \quad (3.21)$$

$$\varepsilon_{\text{сн}} = \frac{t_{\text{сн}_m} - t_{\text{сн}_e}}{t_{\text{сн}_m}} \cdot 100\%, \quad (3.22)$$

де $t_{\text{розДП}_m}$ і $t_{\text{розДП}_e}$ – час розгону дизеля на ДП теоретично розрахований та отриманий експериментальним шляхом, відповідно;

$t_{\text{розБП}_m}$ і $t_{\text{розБП}_e}$ – час розгону дизеля на БП теоретично розрахований та отриманий експериментальним шляхом, відповідно;

t_{cn_m} і t_{cn_e} – час сповільнення дизеля теоретично розрахований та отриманий експериментальним шляхом, відповідно.

Середнє арифметичне значення відхилень між розрахунковими та експериментальними результатами:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \dots + \varepsilon_n}{n} = \frac{\sum_{i=1}^n \varepsilon_i}{n}, \quad (3.23)$$

де $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_n$ – відхилення між значеннями отриманими розрахунковим та експериментальним шляхами на різних частотах обертання колінчастого валу дизеля.

Середньоквадратичне відхиленням між розрахунковими та експериментальними результатами S_ε :

$$S_\varepsilon = \pm \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n}}. \quad (3.24)$$

Таблиця 3.14 – Результати розрахунку часу розгону дизеля СМД – 15Э при роботі на дизельному паливі

| | Частота обертання колінчастого валу, об/хв | | | | | |
|---|---|------|------|------|------|------|
| | 700 | 900 | 1100 | 1300 | 1500 | мах |
| Час отриманий експериментальним шляхом $t_{розДП_e}, c$ | 1,14 | 1,97 | 2,54 | 3,11 | 3,65 | 3,8 |
| Час отриманий розрахунковим шляхом $t_{розДП_m}, c$ | 1,18 | 2,03 | 2,64 | 3,16 | 3,65 | 3,7 |
| Відхилення $\varepsilon, \%$ | 1,15 | 1,54 | 2,83 | 1,19 | 0,00 | 2,48 |
| Середньоквадратичне відхиленням $S_\varepsilon, \%$ | 0,93 | | | | | |

Таблиця 3.15 – Результати розрахунку часу розгону дизеля СМД – 15Э при роботі на біодизельному паливі

| | Частота обертання колінчастого валу, об/хв | | | | | |
|---|---|------|------|------|------|------|
| | 700 | 900 | 1100 | 1300 | 1500 | max |
| Час отриманий експериментальним шляхом $t_{розБП_e}, c$ | 1,08 | 2,11 | 2,80 | 3,34 | 3,87 | 4,2 |
| Час отриманий розрахунковим шляхом $t_{розБП_m}, c$ | 1,12 | 2,2 | 2,83 | 3,5 | 4,02 | 4,3 |
| Відхилення $\varepsilon, \%$ | 3,81 | 4,27 | 1,02 | 5,00 | 3,84 | 2,38 |
| Середньоквадратичне відхиленням $S_\varepsilon, \%$ | 1,31 | | | | | |

Таблиця 3.16 – Результати розрахунку часу сповільнення дизеля СМД – 15Э

| | Частота обертання колінчастого валу, об/хв | | | | | |
|--|---|------|------|------|------|------|
| | 1500 | 1300 | 1100 | 900 | 700 | 600 |
| Час отриманий експериментальним шляхом t_{cn_e}, c | 0,45 | 1,90 | 3,40 | 5,03 | 6,75 | 8,02 |
| Час отриманий розрахунковим шляхом t_{cn_m}, c | 0,44 | 1,81 | 3,3 | 5,07 | 7,07 | 8,2 |
| Відхилення $\varepsilon, \%$ | 2,07 | 4,81 | 3,02 | 0,74 | 4,74 | 2,30 |
| Середньоквадратичне відхиленням $S_\varepsilon, \%$ | 1,46 | | | | | |

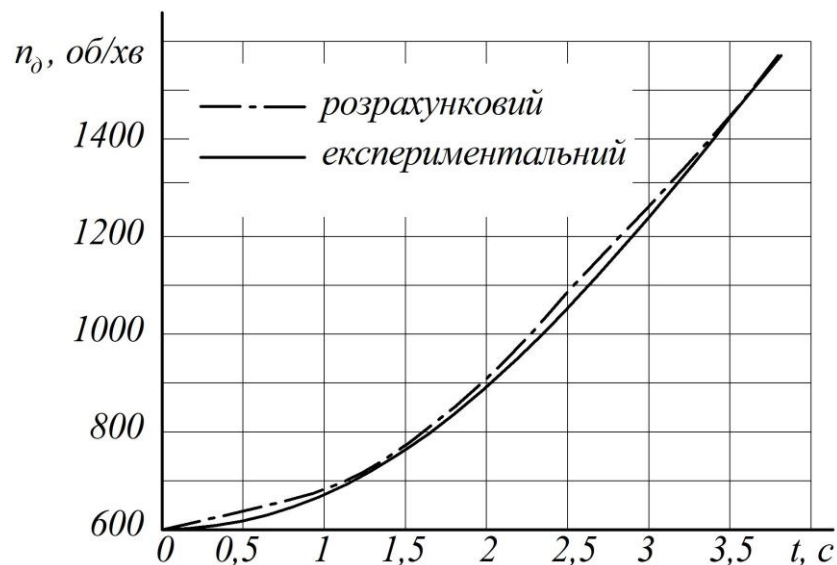


Рисунок 3.17 – Графік розгону колінчастого валу дизеля при роботі на ДП

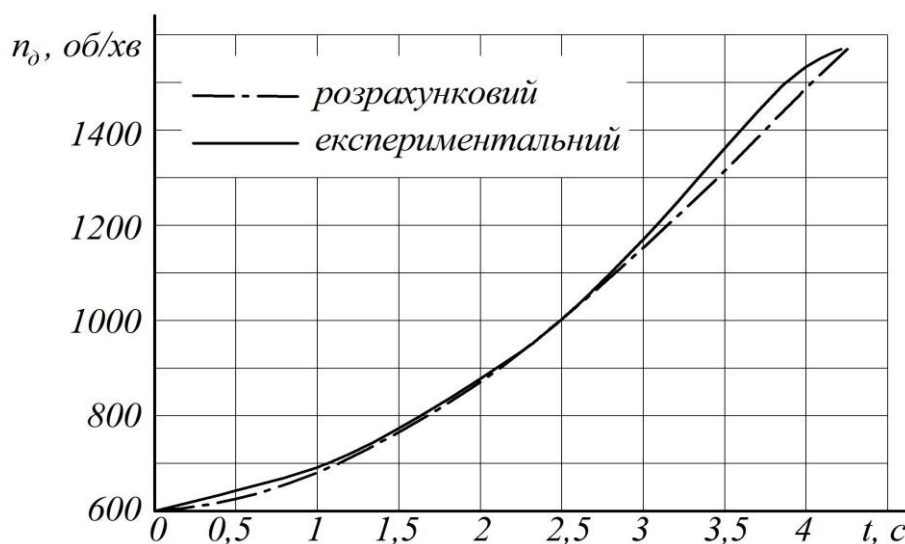


Рисунок 3.18 – Графік розгону колінчастого валу дизеля при роботі на БП

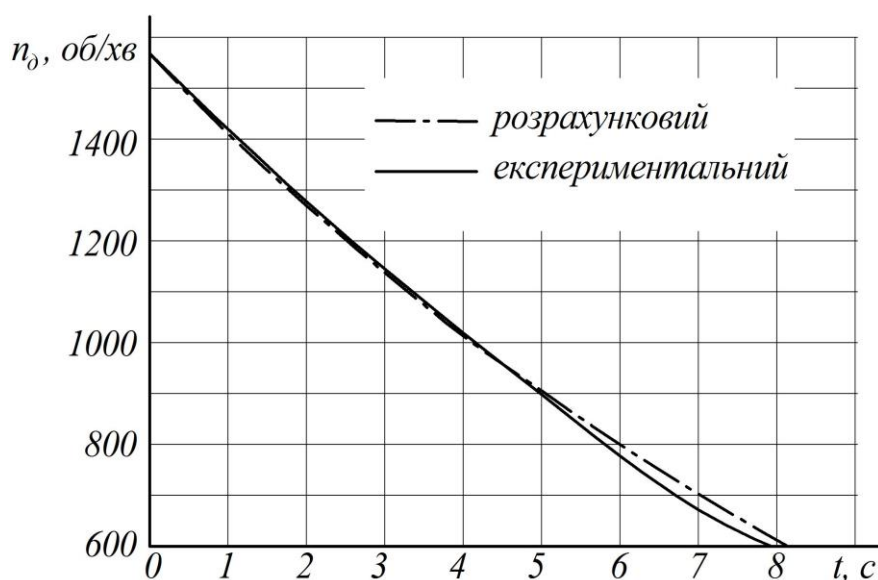


Рисунок 3.19 – Графік сповільнення колінчастого валу дизеля

Отже, відхилення між розрахунковими та отриманими експериментальним шляхом значеннями часу розгону колінчастого валу дизеля при роботі на ДП складає до 2,8 %, на БП до 5 %; відхилення часу сповільнення складає до 4,8 %. Середньоквадратичні відхилення: 0,93 %, 1,31 % та 1,46 % відповідно. Це підтверджує адекватність удосконаленої математичної моделі системи «Двигун – система живлення сумішшю дизельного та біодизельного палив».

3.6 Висновки з розділу 3

1. Отримано експериментальні навантажувальні характеристики дизеля СМД-15Э і ЯМЗ-238 та значення концентрації сажі при роботі на ДП, БП та їх сумішах. Мінімальні значення концентрації сажі, незалежно від навантаження на дизель, отримані при вмісті БП в суміші від 50 % до 75 %. В результаті експериментальних досліджень впливу зміни кута випередження впорскування на витрату суміші палив були визначені необхідні значення зміни кута випередження впорскування залежно від відсоткового складу суміші палив та частоти обертання колінчастого валу дизеля. Для перевірки адекватності удосконаленої математичної моделі було проведено експериментальне дослідження сповільнення та розгону колінчастого валу дизеля без навантаження на ДТ та БП.

3. Визначено коефіцієнти апроксимації залежностей ефективного крутного моменту від частоти обертання колінчастого валу, циклової подачі і відсоткового складу суміші палив; циклової подачі від частоти обертання колінчастого валу дизеля та положення важеля подачі палива; димності від ефективної потужності і відсоткового складу суміші палив для дизелів СМД-15Э та ЯМЗ-238.

4. Експериментальні дослідження на автомобілі КрАЗ-6510 проводились з використанням сумішей палив попередньо змішаних з необхідним відсотковим вмістом біодизельного палива, в результаті яких отримана залежність концентрації сажі від відсоткового складу суміші палив, положення педалі подачі палива та навантаженості автомобіля. Динамічне регулювання відсоткового складу суміші палив використовувалось при проведенні розрахункових досліджень.

5. Підтверджено адекватність удосконаленої математичної моделі системи «Автомобіль – двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив» шляхом порівняння даних сповільнення та розгону колінчастого валу дизеля, отриманих експериментальним та розрахунковим шляхами. Також використовуючи F -критерій Фішера підтверджено адекватність аналітичних залежностей, які використовуються в удосконаленій математичній моделі.

РОЗДІЛ 4
ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛЯ
ПЕРЕВЕДЕННЯ ДИЗЕЛЯ НА РОБОТУ НА СУМІШІ ДИЗЕЛЬНОГО ТА
БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВ З ДИНАМІЧНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ЇЇ
ВІДСОТКОВОГО СКЛАДУ

4.1 Оцінка впливу особливостей робочих процесів дизеля при роботі на суміші палив з динамічним регулюванням її відсоткового складу на техніко-економічні та екологічні показники двигуна та автомобіля

Для визначення впливу на техніко-економічні і екологічні-показники двигуна та автомобіля використання динамічного регулювання відсоткового складу суміші палив було проведено розрахункове дослідження з використанням удосконаленої математичної моделі «Автомобіль – двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив» для дизельного генератора та автомобіля.

За об'єкт дослідження було обрано дизельний генератор, обладнаний дизелем СМД – 15Э з синхронним генератором трифазного стуму ГСМ – 60.

Метою розрахункових досліджень є перевірка доцільності переведення дизеля на роботу на суміші палив з динамічним регулюванням її відсоткового складу.

Були проведенні розрахунки роботи дизеля на ДП, БП, їх сумішах з вмістом БП 25 %, 50 %, 75 %, 100 % та з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші ДП та БП.

Як правило, дизельний генератор використовується як аварійне джерело енергії або як основне, – в місцях, де відсутнє централізоване електропостачання. В останньому випадку графік зміни навантаження на генератор буде пропорційний навантаженню на Об'єднану енергосистему України. На рис. 4.1 наведено графік середнього споживання електроенергії в робочі дні за листопад в Україні по годинах доби [74] з якого видно, що функція споживання електроенергії має нерівномірний

характер, відповідно, при використанні дизельного генератора навантаження на нього буде теж нелінійним.

На графіку (рис. 4.1) можна виділити три характерні зони: мінімального (в нічні години), середнього та максимального навантаження [75]. Зона середнього навантаження характеризується значним зростанням у ранкові години, рівномірним споживанням в середині та її спадом в кінці дня. Зона максимального навантаження характеризується піковим зростанням від середнього до максимального значення, далі – спадом до середнього. Зазвичай, присутні два максимуми навантаження: ранковий та вечірній. Вони є наслідком поєднання споживання електроенергії промисловістю, житловим сектором та сфери побутового обслуговування населення. Другий пік, по своїй величині, завжди перевищує перший [76].

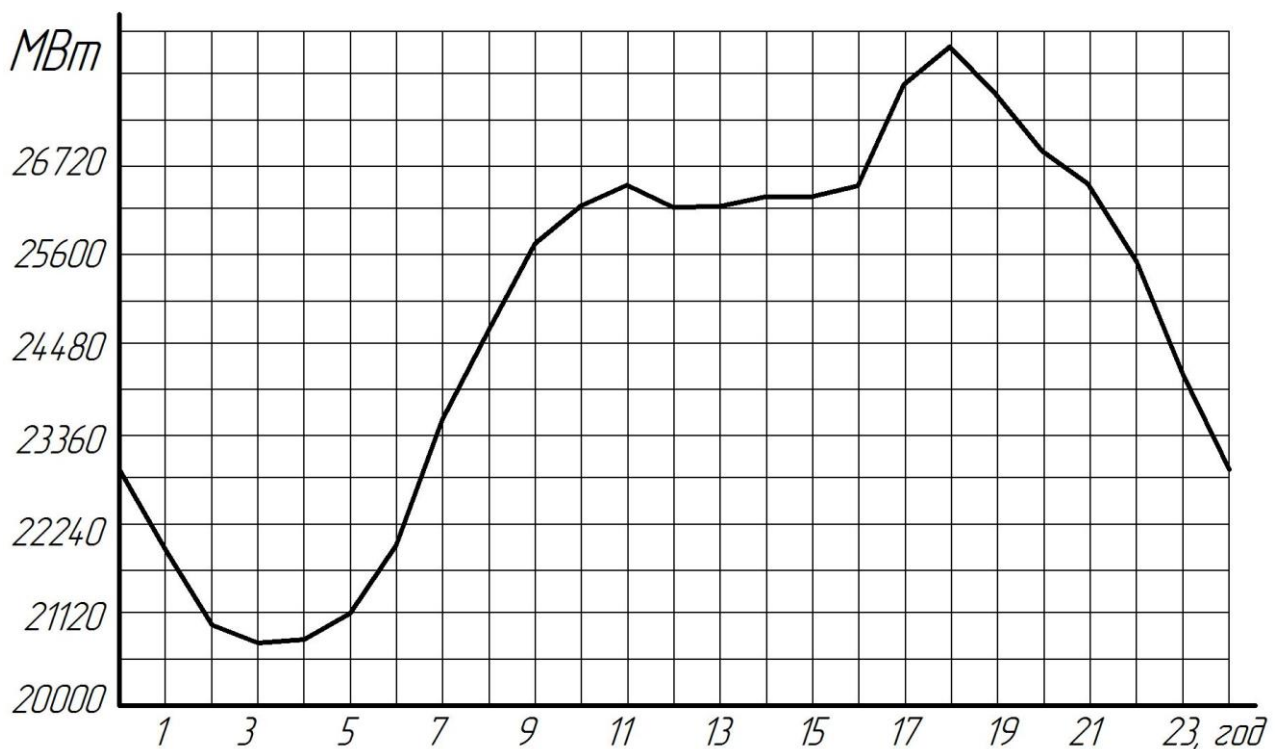


Рисунок 4.1 – Графік середнього споживання електроенергії в Україні в робочі дні за листопад

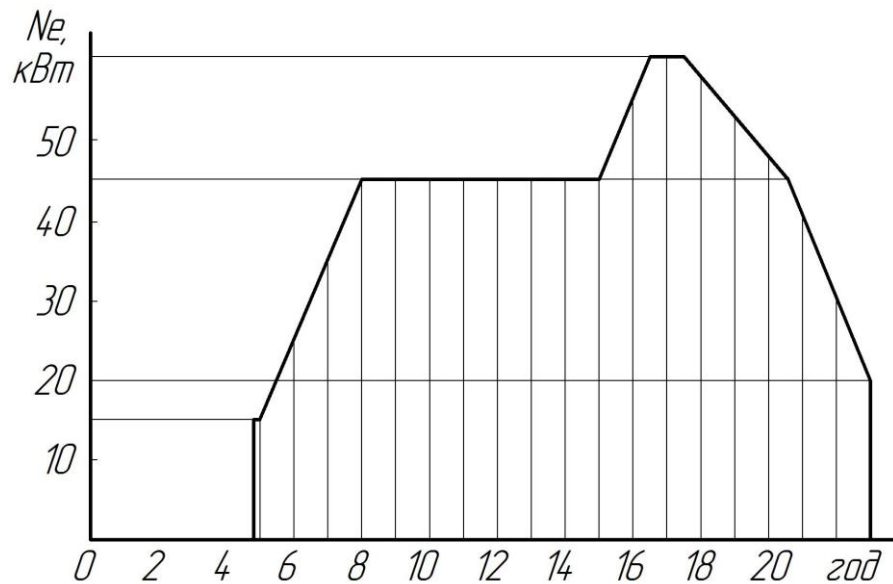


Рисунок 4.2 – Зміна навантаження на дизельний генератор

Для розрахункового дослідження було складено графік зміни навантаження на дизельний генератор протягом доби (рис. 4.2) із врахуванням рекомендацій по його експлуатації. За рекомендаціями, навантаження на дизельний генератор потрібно збільшувати поступово через певні проміжки часу: в літній період кожні 5 – 7 хв., в зимовий – кожні 10 – 12 хв. Після запуску дизельного генератора подається 25 % навантаження. Через відповідні проміжки часу – 50 %, далі 75 % та 100 %. Рекомендовано уникати експлуатації дизельного генератора при навантаженнях на нього менше 30 % від зазначених у технічних характеристиках установки, оскільки при експлуатації дизельного генератора на малих навантаженнях значно падає ККД та збільшується витрата палива. Оптимальним навантаженням є 40 – 75 %.

Розглянемо алгоритм роботи дизельного генератора. На початок розрахункового дослідження прийнято, що дизель вже працює на режимі холостого ходу. Далі частоту обертання колінчастого валу потрібно збільшити до 1500 об/хв, після чого на генератор подається навантаження, рівне 25 % від максимального, що становить 15 кВт. На такому режимі дизельний генератор працює 10 хв. За цей час дизель прогрівається, після чого навантаження змінюється відповідно до графіку, наведеного на рис. 4.2. При використанні динамічного регулювання відсоткового

складу суміші палив запуск, прогрів та зупинка дизеля відбувається на ДП. При роботі двигуна на інших режимах відсотковий склад суміші палив визначається відповідно до методики, наведеної в другому розділі.

На рис. 4.3 наведено графік залежності годинної витрати суміші палив від години доби під час роботи дизельного генератора із заданим навантаженням з використанням суміші палив різного відсоткового складу та з динамічним регулюванням вмісту БП в суміші. На рис. 4.4 наведено частину графіку, на якому детальніше видно залежність годинної витрати суміші палив від моменту запуску дизеля до моменту подачі навантаження на генератор.

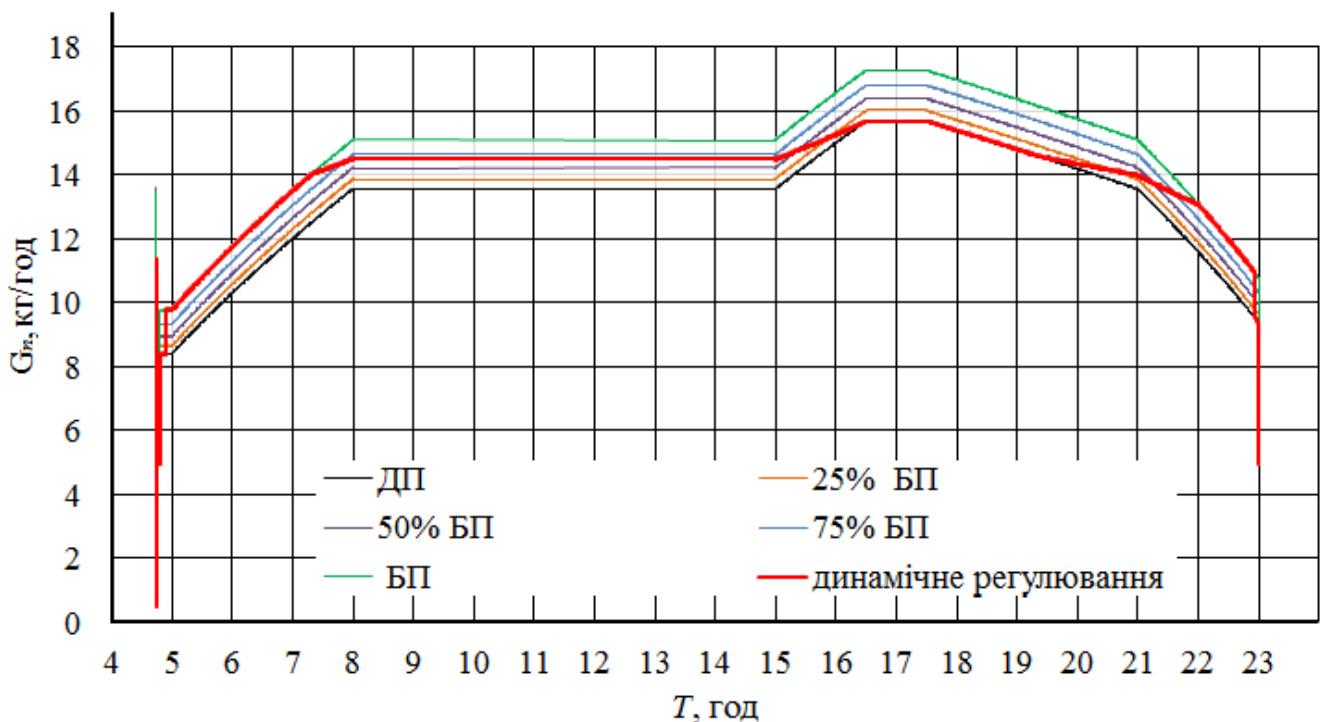


Рисунок 4.3 – Залежність годинної витрати суміші палив G_n від години доби T під час роботи дизельного генератора

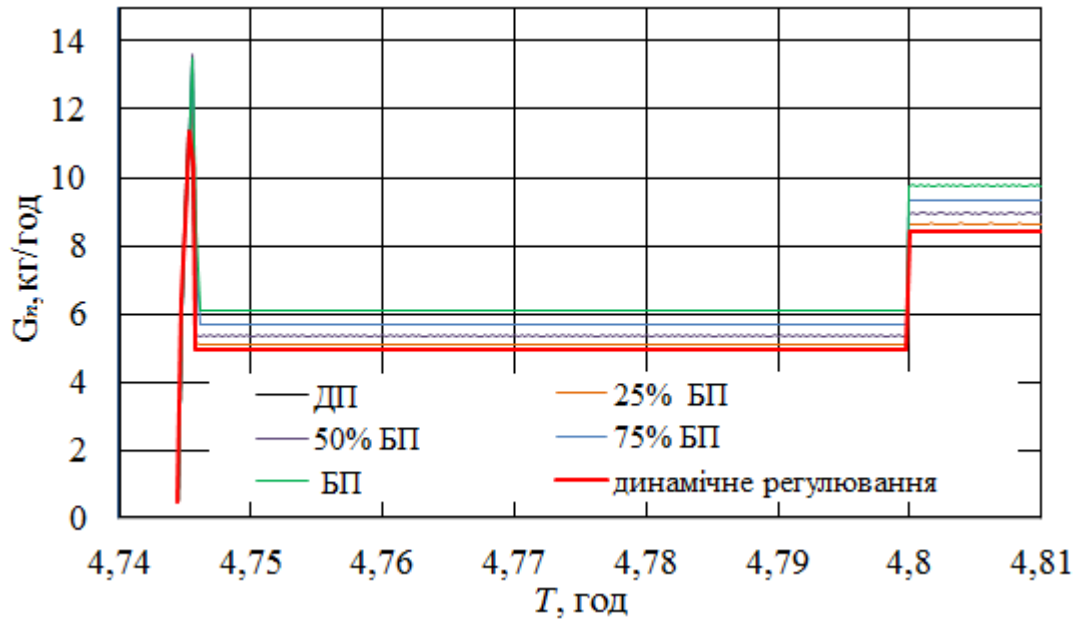


Рисунок 4.4 – Залежність годинної витрати суміші палив G_n від години доби T під час роботи дизельного генератора (детальніший)

Залежність зміни годинної витрати суміші палив та кожного з її компонентів від години доби під час роботи дизельного генератора наведено на рис. 4.5.

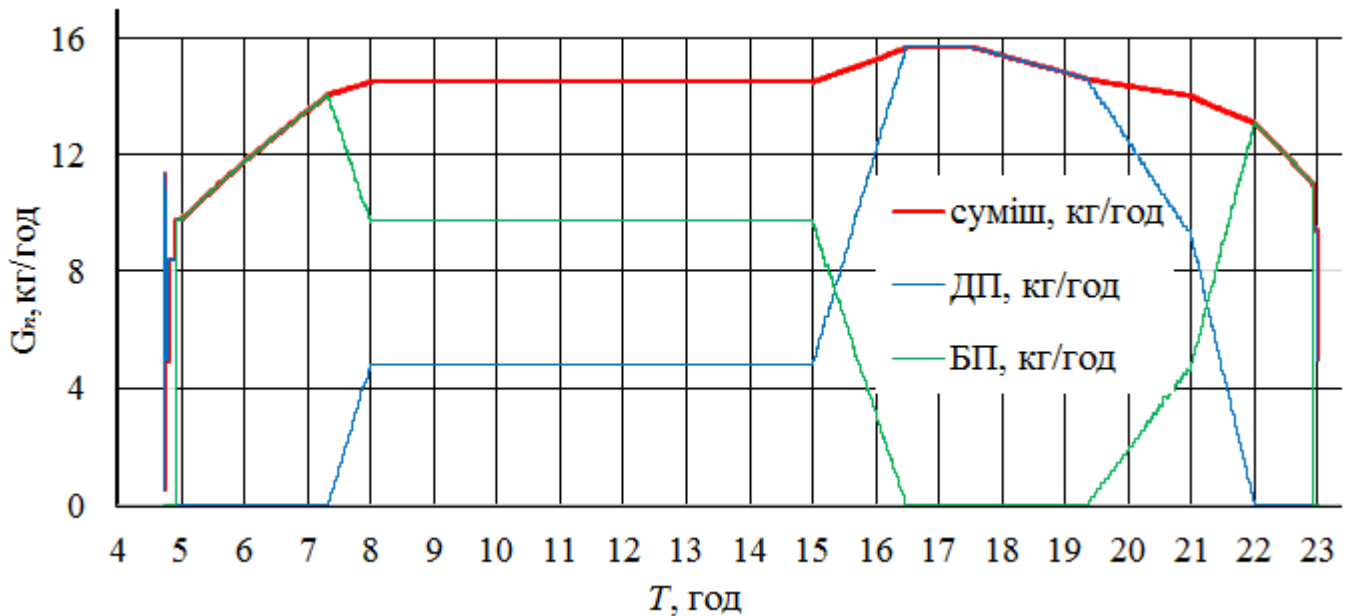


Рисунок 4.5 – Залежність годинної витрати суміші палив G_n та кожного з її компонентів від години доби T під час роботи дизельного генератора

Збільшення годинної витрати суміші палив після запуску дизеля (рис. 4.3 – 4.5) спричинено збільшенням циклової подачі суміші палив при зростанні частоти обертання колінчастого валу дизеля з 600 об/хв до 1500 об/хв. При досягненні значення частоти обертання колінчастого валу 1500 об/хв, годинна витрата суміші палив зменшується до рівня, на якому забезпечується ефективний крутний момент, який, в свою чергу, компенсує момент механічних втрат. Далі, зі збільшенням навантаження на колінчастий вал дизеля, для збереження його частоти обертання на рівні 1500 об/хв, зростає годинна витрата суміші палив, яка залежить від відсоткового складу ДП та БП (рис. 4.5). Запуск та зупинка дизеля, при використанні динамічного регулювання відсоткового складу суміші палива, відбувається на ДП.

Економічні показники роботи дизеля оцінюються за сумарною витратою суміші палив за час його роботи, яка визначається за формулою (2.71), наведеною в другому розділі. Результати розрахунку наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати розрахунку витрати суміші палив за час роботи дизельного генератора із заданим навантаженням (рис. 4.2)

| Склад суміші палив | Витрата суміші палив | | Витрата по компонентах | |
|-----------------------|----------------------|-----------------------------|------------------------|--------|
| | Всього, кг | Збільшення витрати палив, % | ДП, кг | БП, кг |
| ДП | 240,75 | – | 240,75 | – |
| 25% БП | 246,12 | 2,23 | 184,59 | 61,53 |
| 50% БП | 252,59 | 4,918 | 126,3 | 126,3 |
| 75% БП | 260,21 | 8,08 | 65,05 | 195,16 |
| БП | 268,69 | 11,61 | – | 268,69 |
| Динамічне регулювання | 254,94 | 5,89 | 120,63 | 134,31 |

З табл.4.1 та рис. 4.3 – 4.5 видно, що зі збільшенням відсоткового вмісту БП в суміші палив, пропорційно зростає її витрата.

На рис. 4.6 наведені графіки залежності ефективного крутного моменту M_e , відсоткового складу суміші палив $n_{БП}$ та значення кута п.к.в. при закінченні горіння суміші палив в циліндрі дизеля (φ_{32}) від години доби. Розглянемо графік детальніше.

- Після запуску дизеля момент навантаження на нього відсутній. Зростання циклової подачі палива призводить до збільшення ефективного крутного моменту, який перевищує момент механічних втрат. Значення φ_{32} зростає до 440° п.к.в. Частота обертання колінчастого валу збільшується з 600 до 1500 об/хв, після чого для збереження частоти обертання колінчастого валу на рівні 1500 об/хв відбувається зменшення циклової подачі палива, що спричиняє зниження ефективного крутного моменту, значення φ_{32} (до 400° п.к.в.). Двигун працює на ДП.

- Момент навантаження збільшується до 95,5 Н·м, значення φ_{32} до 409° п.к.в., після чого залишається незмінним. На даному режимі дизель працює на ДП протягом 10 хв. Далі система живлення переходить на роботу на суміші палив з динамічним регулюванням її відсоткового складу. Протягом 30 с відсотковий склад суміші палив змінюється з 100 % ДП, 0 % БП на 0 % ДП, 100 % БП. Це спричиняє зростання значення φ_{32} з 409° п.к.в. до 422° п.к.в.

- Протягом 3-х годин роботи дизеля момент навантаження лінійно збільшується з 96 до 287 Н·м, значення φ_{32} зростає з 422° п.к.в. до максимально допустимого значення 445° п.к.в. При досягненні максимального значення φ_{32} відбувається поступове зменшення вмісту БП в суміші палив до 67 % (33 % ДП, 67 % БП), що, при збільшенні навантаження, забезпечує постійне значення φ_{32} на рівні 445° п.к.в.

- Протягом 7-ми годин дизель працює на сталому режимі: момент навантаження рівний 287 Н·м, значення φ_{32} 445° п.к.в. при відсотковому вмісті БП в суміші палив 67 % (33 % ДП, 67 % БП).

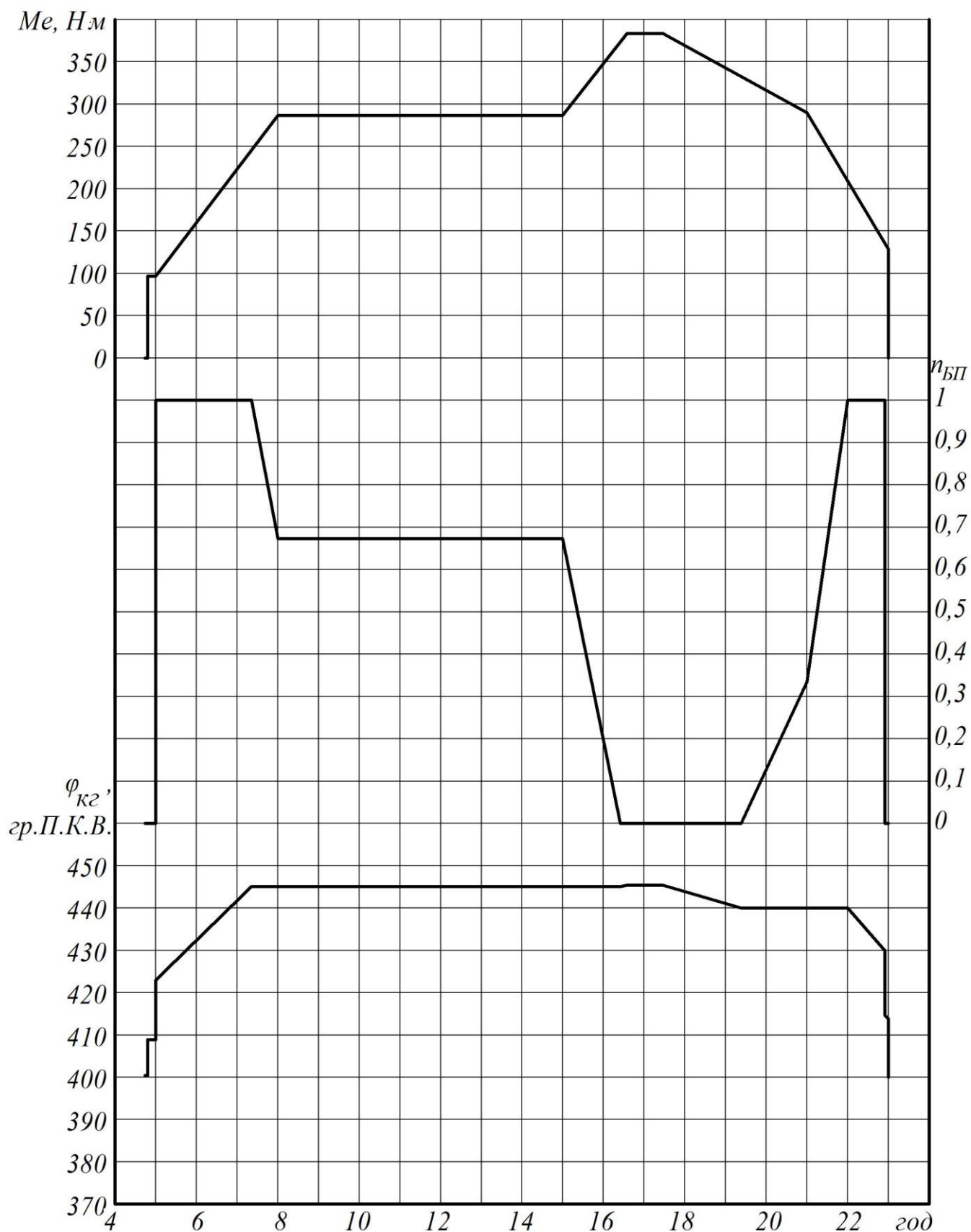


Рисунок 4.6 – Графік залежності ефективного крутного моменту M_e , відсоткового складу суміші палив $n_{БП}$ та значення кута повороту колінчастого валу при закінченні горіння суміші палив $\varphi_{зг}$ в циліндрі дизеля від години доби

- Протягом однієї годин дизель працює на сталому режимі: момент навантаження рівний 382 Н·м, значення φ_{32} 445° п.к.в. при відсотковому складі суміші палив 100% ДП, 0 % БП.

- Протягом 3,5 години момент навантаження лінійно зменшується з 382 до 287 Н·м. Відсотковий склад суміші палив не змінюється (100% ДП, 0 % БП) поки значення φ_{32} не зменшиться до 440° п.к.в. (діапазон в 5° п.к.в. задано для запобігання зміни відсоткового складу суміші палив при незначних коливаннях φ_{32}). Постійне значення φ_{32} на рівні 440° п.к.в., при зменшенні навантаження, забезпечується за рахунок зміни відсоткового складу суміші палив з 100 % ДП (100 % ДП, 0 % БП) до 34 % БП (3 % ДП, 34 % БП).

- Протягом 1 год. 55 хв. момент навантаження лінійно зменшується з 287 до 133 Н·м, відсотковий вміст БП в суміші палив збільшується з 34 % (66 % ДП, 34 % БП) до 100 % БП (0 % ДП, 100 % БП). Значення φ_{32} залишається на рівні 440° п.к.в. При досягненні 100 % БП в суміші палив (0 % ДП, 100 % БП) відбувається зменшення значення φ_{32} з 440° п.к.в. до 429° п.к.в.

- За 5 хвилин до зупинки дизеля, який ще працює під навантаженням, відсотковий вміст БП в суміші палив зменшується до 0 % (100 % ДП, 0 % БП). Зміна відсоткового складу суміші палив відбувається протягом 30 с, значення φ_{32} зменшується з 429° п.к.в. до 416° п.к.в. Момент навантаження продовжує лінійно зменшуватись з 133 до 127 Н·м, значення φ_{32} далі зменшується до 415° п.к.в.

- Дизель працює на ДП. Момент навантаження стає рівним нулю, значення φ_{32} рівне 340° п.к.в. Дизель зупиняється.

На рис. 4.7 наведено графік залежності концентрації сажі від години доби під час роботи дизельного генератора із заданим навантаженням з використанням суміші палив різного відсоткового складу та з динамічним регулюванням вмісту БП в суміші. З графіку видно, що зі збільшенням навантаження на колінчастий вал дизеля (рис. 4.2) зростає димність відпрацьованих газів. Використання суміші палив спричиняє зменшення димності відпрацьованих газів дизеля. При роботі на режимі

холостого ходу на сумішах з вмістом БП 25 %, 50 %, 75 %, 100 % зменшення відбувається на 37,95 %, 56,86 %, 56,72 %, 37,55 % відповідно, а при роботі з навантаженням 60 кВт зменшення відбувається на 2,08 %, 3,29 %, 3,62 %, 3,08 % відповідно.

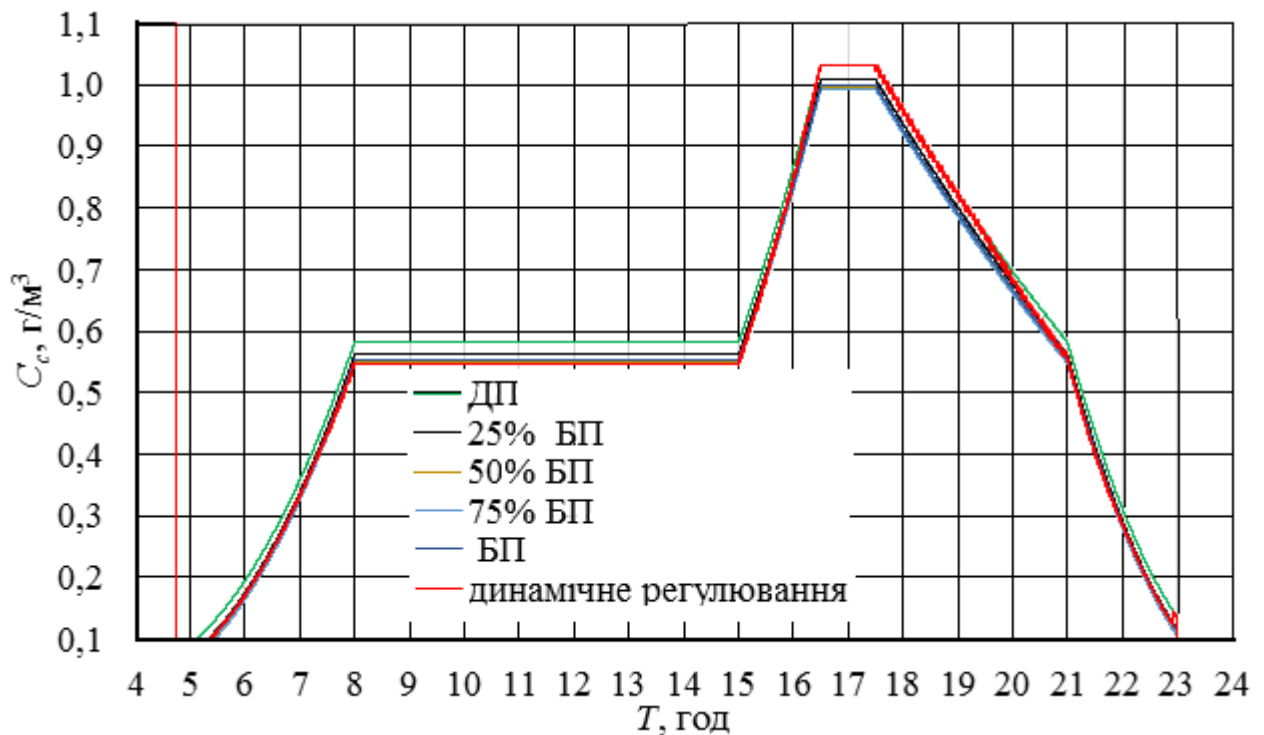


Рисунок 4.7 – Залежність концентрації сажі C_c від години доби T при роботі дизельного генератора

Оскільки енергетична цінність БП менша ніж ДП, то для забезпечення однакового ефективного крутного моменту потрібно збільшити циклову подачу БП. Але при роботі дизеля на максимальній потужності (з максимальною цикловою подачею) система живлення дизеля СМД-15 не дає можливості компенсувати меншу енергетичну цінність БП шляхом збільшення її циклової подачі (рис. 4.8), – це спричиняє зменшення ефективного крутного моменту та збільшення часу розгону колінчастого валу дизеля при використанні БП (рис. 4.9). Із збільшенням вмісту БП в суміші палив час розгону колінчастого валу дизеля збільшується (динаміка погіршується).

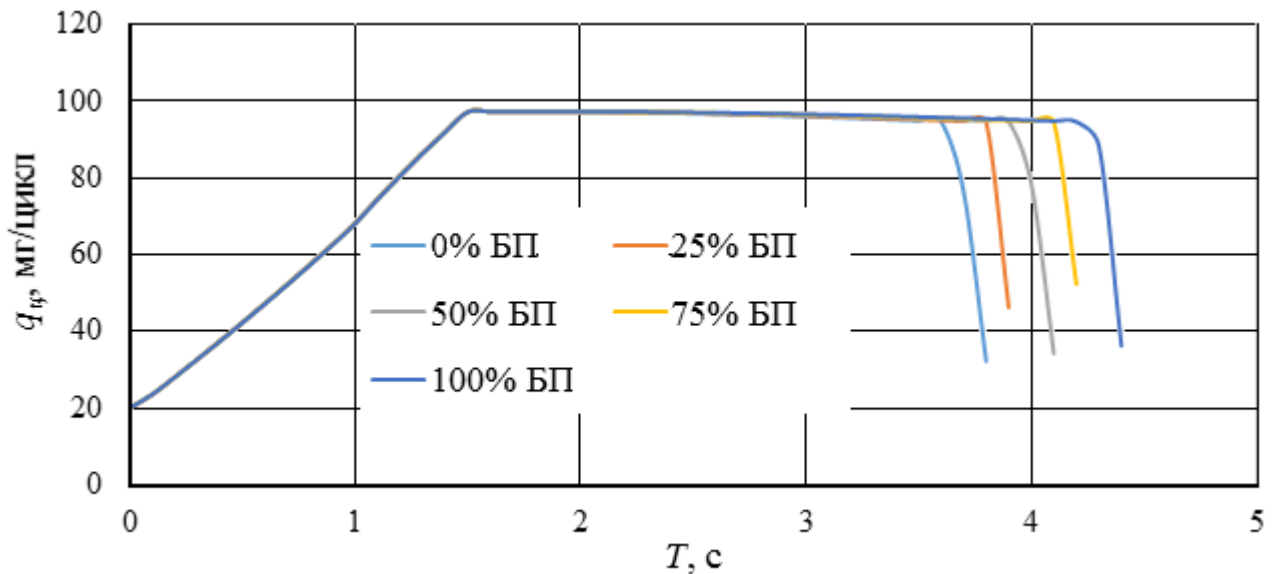


Рисунок 4.8 – Залежність циклової подачі суміші палив $q_{ц}$ з різним відсотковим складом від часу T при розгоні колінчастого валу дизеля

При використанні сумішей з вмістом БП 25 %, 50 %, 75 % та 100 % час розгону колінчастого валу дизеля збільшується на 3,9 %, 7,5 %, 10,8 %, 13,95 % відповідно. Враховуючи те, що дизельний генератор працює постійно на сталій частоті обертання колінчастого валу, зміна динаміки розгону дизеля ніяк не вплине на його роботу. Проте, якщо розглядати дизелі, встановлені на транспортні засоби, то така зміна динаміки негативно впливає на їх характеристики. Використання динамічного регулювання відсоткового складу суміші палив покращує динаміку розгону дизеля шляхом зміни відсоткового складу суміші палив залежно від режиму його роботи.

На рис. 4.10 наведена діаграма витрат сумішей палив різного відсоткового складу за час розгону колінчастого валу дизеля з холостого ходу до частоти обертання, обмеженої регулятором. При використанні сумішей з вмістом БП 25 %, 50 %, 75 % та 100 % збільшується годинна витрата суміші палив на 3,8 %, 9,9 %, 13,6 %, 20 % відповідно, порівняно з годинною витратою ДП.

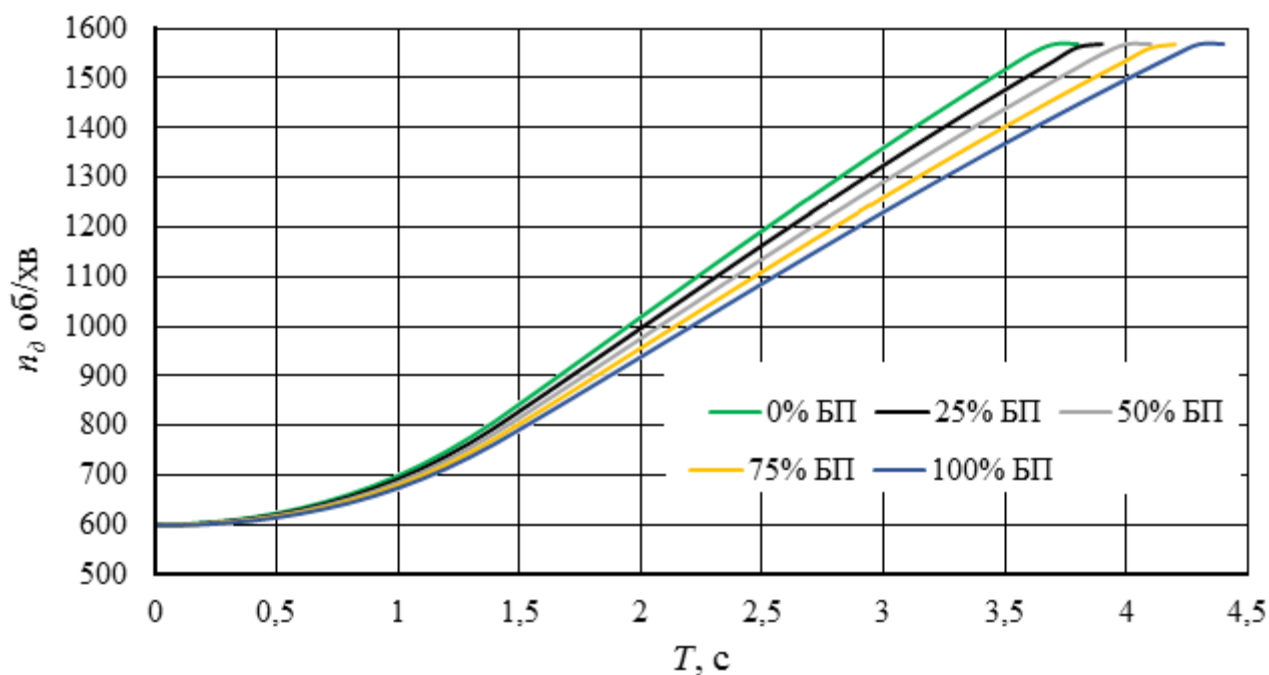


Рисунок 4.9 – Залежність частоти обертання колінчастого валу n_d від часу T при розгоні колінчастого валу дизеля на суміші палив різного відсоткового складу

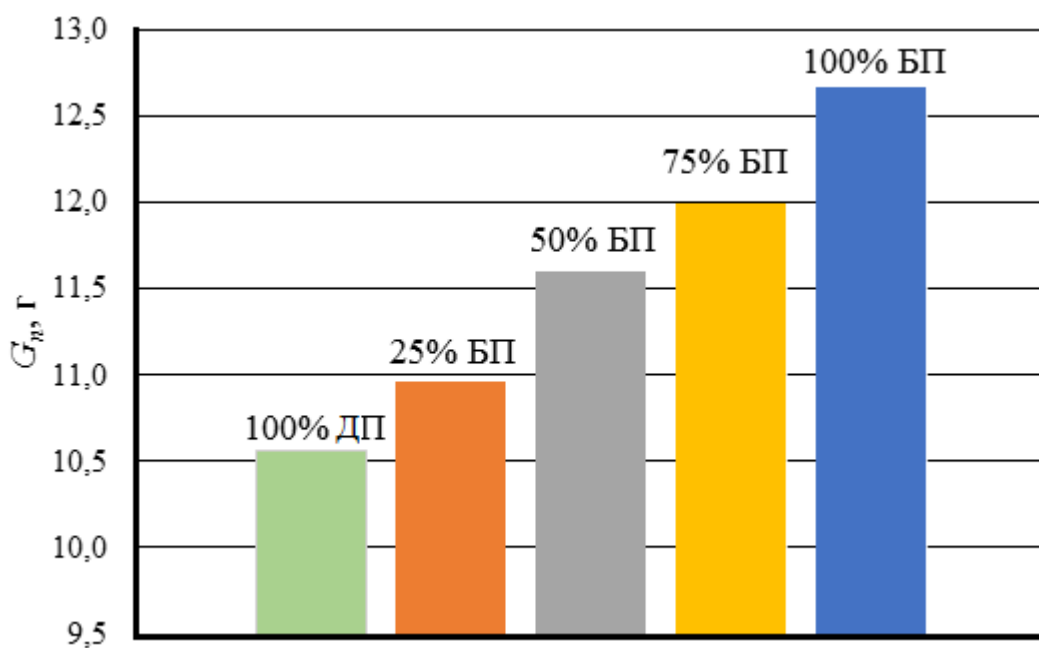


Рисунок 4.10 – Діаграма витрат сумішей палив G_n за час розгону колінчастого валу дизеля

Ще одне розрахункове дослідження визначення впливу на показники автомобіля динамічного регулювання відсоткового складу суміші палив було

проведено з використанням удосконаленої математичної моделі «Автомобіль – двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив». За об'єкт дослідження було обрано автомобіль КрАЗ-6510 з двигуном ЯМЗ-238.

Одним із вхідних даних для удосконаленої математичної моделі при дослідженні показників автомобіля є режим роботи автомобіля, тому було прийнято, що КрАЗ-6510 рухається за магістральним циклом відповідно до ГОСТ 20306-90 [77, 78]. Проведено дослідження впливу динамічного регулювання відсоткового складу суміші палив на показники дизеля ЯМЗ-238 при русі автомобіля КрАЗ-6510 без завантаження та з повним завантаженням, результати яких наведені на рис. 4.11 та рис. 4.12 відповідно.

При розгоні автомобіля збільшується частота обертання колінчастого валу дизеля для цього необхідно збільшити циклову подачу суміші палив, що в свою чергу, призведе до зростання ефективного крутного моменту. Різниця моменту навантаження та ефективного крутного моменту безпосередньо зумовлює збільшення частоти обертання колінчастого валу двигуна та, відповідно, швидкості автомобіля.

Відмінності фізико-хімічних властивостей ДП і БП та необхідність збільшення циклової подачі суміші палив для збереження технічних показників дизеля, призводять до збільшення тривалості впорскування, випаровування та згоряння суміші палив.

У чотиритактному двигуні робочий процес здійснюється за два оберти колінчастого валу, тобто за 720° . При цьому приймається, що $0 - 180^\circ$ – такт впуску, $180 - 360^\circ$ – такт стиснення, $360 - 540^\circ$ – робочий хід, $540 - 720^\circ$ – такт випуску. Кут випередження впорскування палива для дизеля ЯМЗ-238 приймається рівним 20° до ВМТ, тобто паливо починає впорскуватись в циліндр двигуна в точці, що відповідає положенню колінчастого валу – 340° .

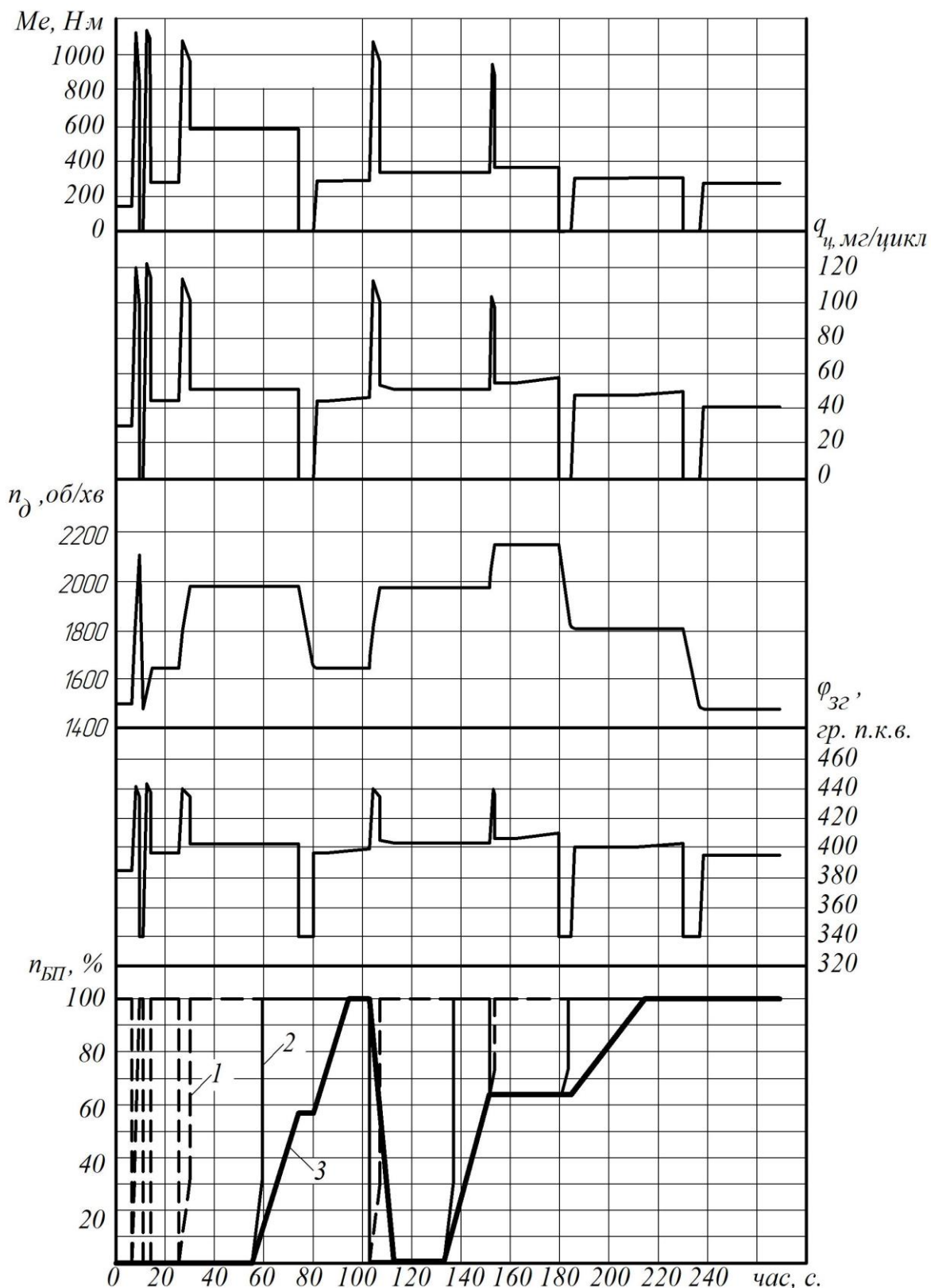


Рисунок 4.11 – Графік залежності ефективного крутного моменту M_e , циклової подачі палива $q_{ц}$, частоти обертання колінчастого валу дизеля $n_{д}$, значення кута повороту колінчастого валу при закінченні горіння суміші палив $\varphi_{зг}$ та відсоткового складу суміші палив $n_{БП}$ від часу роботи дизеля при русі автомобіля КрАЗ-6510 без завантаження

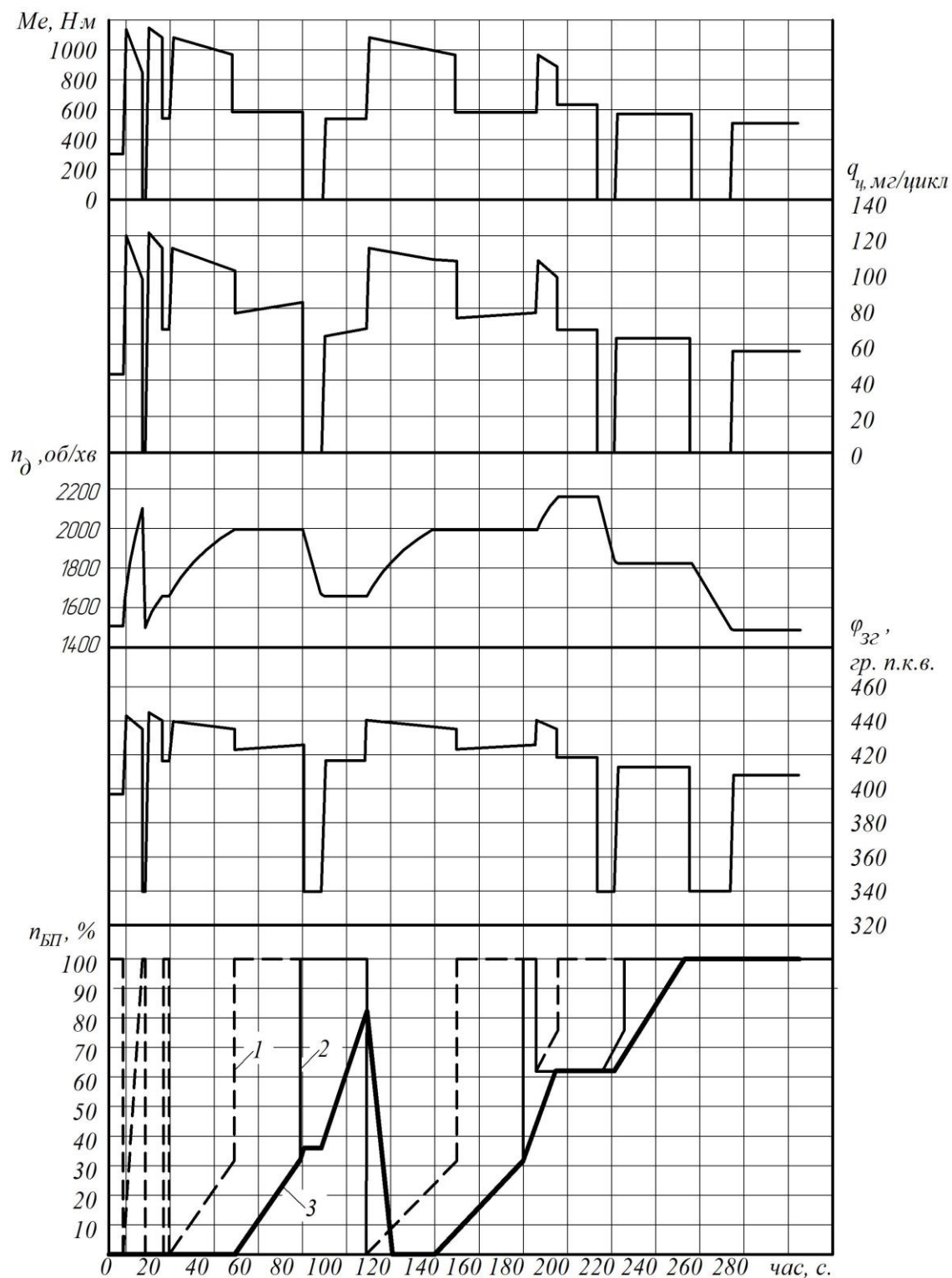


Рисунок 4.12 – Графік залежності ефективного крутного моменту M_e , циклової подачі палива $q_{ц}$, частоти обертання колінчастого валу дизеля $n_{д}$, значення кута повороту колінчастого валу при закінченні горіння суміші палив $\varphi_{зг}$ та відсоткового складу суміші палив $n_{БП}$ від часу роботи дизеля при русі автомобіля КрАЗ-6510 з повним навантаженням

Було проведено розрахункове дослідження впливу режиму роботи дизеля на тривалість протікання робочих процесів в циліндрі двигуна, яка оцінюється за значенням кута п.к.в. дизеля при закінченні горіння суміші палив (φ_{32}). При роботі дизеля на ДП максимальне значення тривалості процесів впорскування, випаровування та згоряння, незалежно від режимів роботи двигуна, не перевищує 105° п.к.в., що відповідає його положенню 445° . Тому в удосконаленій математичній моделі закладено обмеження по максимальному значенню φ_{32} . Вплив на тривалість протікання робочих процесів в циліндрі дизеля відбувається шляхом зміни відсоткового складу суміші палив та її циклової подачі.

В залежності від відсоткового складу суміші палив збільшення циклової подачі може сягати до 12,4 %, що дає можливість повністю компенсувати менше значення нижчої теплоти згоряння суміші палив та забезпечується повітрям для повного її згоряння [23].

Для визначення відсоткового складу суміші палив проведено аналіз її тривалості горіння. Вміст БП в суміші збільшується поки значення φ_{32} не досягло 445° [54] або відсотковий вміст БП в суміші не стане рівним 100 %. Якщо значення φ_{32} більше 445° , то вміст БП в суміші палив зменшується.

З графіків (рис. 4.11 та рис. 4.12) видно, що на всіх режимах роботи автомобіля, крім режиму примусового холостого ходу, значення φ_{32} змінюється в межах від 385° до 443° . На режимі примусового холостого ходу паливо в циліндр дизеля не подається, тому на графіках φ_{32} дорівнює 340° .

При визначенні відсоткового складу суміші ДП та БП потрібно враховувати інертність системи живлення (без реагування на короткочасні зміни навантаження). Тому, на виконавчий механізм змішувача палив подається сигнал з таким значенням відсоткового складу суміші палив, що забезпечить ефективне протікання робочих процесів в циліндрі дизеля протягом останніх 30 с.

В результаті проведених експериментальних досліджень було встановлено, що час, який витрачається на забезпечення подачі палива нового відсоткового складу в циліндр двигуна при роботі на холостому ходу, становить до 30 с; при роботі на навантаженнях, близьких до максимальних – до 10 с.

На рис. 4.11 та 4.12 наведені графіки залежності відсоткового складу суміші палив від часу роботи дизеля з врахуванням інертності, де: 1 – розрахункове значення раціонального відсоткового складу суміші палив; 2 – значення відсоткового складу суміші палив, яке подається на виконавчий механізм змішувача; 3 – відсотковий склад суміші палив, яка впорскується в циліндр двигуна з урахуванням інерції системи живлення. Приймаємо, що інертність системи живлення не перевищує 30 с роботи дизеля.

Економічні показники роботи дизеля оцінюються за питомою витратою суміші палив кг на 100 км. Результати розрахунку наведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Результати розрахунку витрати суміші палив при русі за магістральним циклом з повним завантаженням (рис. 4.2)

| Склад суміші палив | Сумарна витрата палива, кг/ цикл | Збільшення витрати палив, % | Витрата по компонентах | |
|-----------------------|----------------------------------|-----------------------------|------------------------|--------|
| | | | ДП, кг | БП, кг |
| ДП | 2,38 | 0 | 2,38 | – |
| 25% БП | 2,46 | 3,27 | 1,85 | 0,62 |
| 50% БП | 2,54 | 6,57 | 1,27 | 1,27 |
| 75% БП | 2,58 | 8,28 | 0,65 | 1,94 |
| БП | 2,68 | 12,48 | - | 2,68 |
| Динамічне регулювання | 2,59 | 8,70 | 0,88 | 1,71 |

Отже, при використанні БП та його сумішей з ДП сталого відсоткового складу технічні показники дизеля погіршуються, проте зменшується димність відпрацьованих газів. Використання динамічного регулювання відсоткового складу суміші палив забезпечує ефективне протікання робочих процесів та дозволяє забезпечувати технічні показники дизеля на необхідному рівні незалежно від відсоткового складу суміші палив шляхом збільшення її циклової подачі порівняно з ДП. Система живлення дизеля з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші палив є інертною, що потрібно враховувати при використанні її на практиці.

4.2 Техніко-економічне обґрунтування доцільності використання динамічного регулювання відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив для дизельних автомобілів

Для визначення фінансової вигоди від використання сумішей ДП та БП різного відсоткового складу та суміші палив з динамічним регулюванням відсоткового складу оцінювалась вартість витраченої суміші палив, яка визначається за формулою:

$$V = V_{ДП} \cdot G_{ДП} + V_{БП} \cdot G_{БП} \quad (4.1)$$

де $V_{ДП}$, $V_{БП}$ – вартість ДП та БП відповідно;

$G_{ДП}$, $G_{БП}$ – сумарна витрата ДП та БП відповідно, кг/100 км.

Для визначення вартості витраченої суміші палив було проведено аналіз цін на ринку нафтопродуктів України станом на жовтень 2016 року [79-83]. В табл. 4.3 наведені ціни ДП на провідних автозаправних станціях. Вартість БП становить 14,5 грн/л (за даними ТОВ «Біонафта термінал Україна», [84], яка займається його виробництвом).

Таблиця 4.3 – Вартість ДП в Україні станом на грудень 2016 року

| № з/п | Автозаправна станція | Вартість дизельного палива, $V_{ДП}$, грн/л |
|------------------|----------------------|--|
| 1 | БРСМ-нафта | 19,49 |
| 2 | Укрнафта | 20,00 |
| 3 | Народна | 19,80 |
| 4 | ANP | 20,00 |
| 5 | WOG | 21,99 |
| 6 | ОККО | 21,99 |
| 7 | Shell | 21,89 |
| 8 | UPG | 19,70 |
| Середнє значення | | 20,61 |

Враховуючи середнє значення вартості ДП та БП були розраховані витрати на паливо. Розрахункові дослідження проведені для автомобіля КраЗ-6510 на який встановлено дизель ЯМЗ-238. Результати наведені в табл. 4.4. Незважаючи на збільшення витрати суміші палив, її вартість зменшуються. Так, при використанні суміші палив з вмістом БП рівним 25 %, 50 %, 75 % та 100 % економія складає 4,58 %, 10,16 %, 18,75 % та 26,35 % відповідно. При використанні динамічного регулювання відсоткового складу суміші палив економія коштів буде складати 14,37 % порівняно з використанням ДП, що дорівнює використанню суміші 66% БП та 34% ДП.

Таблиця 4.4 – Результати розрахунку вартості витраченої суміші палив

| Склад суміші палива | Шляхова витрата суміші палив, л/100 км | Приріст витрати суміші палив відносно ДП, % | Вартість палива, грн/100 км | Зменшення вартості суміші палив відносно ДП, % |
|------------------------------------|--|---|-----------------------------|--|
| 100 % ДП | 56,23 | 0 | 1158,79 | 0 |
| 25 % БП | 58,07 | 3,27 | 1108,05 | 4,58 |
| 50 % БП | 59,93 | 6,57 | 1051,94 | 10,16 |
| 75 % БП | 60,89 | 8,28 | 975,84 | 18,75 |
| 100 % БП | 63,25 | 12,48 | 917,10 | 26,35 |
| Динамічне регулювання суміші палив | 61,12 | 8,70 | 1013,23 | 14,37 |

Для оцінки доцільності використання динамічного регулювання відсоткового складу суміші ДП та БП необхідно розрахувати термін окупності переобладнання автомобіля КраЗ-6510 з дизелем ЯМЗ-238. Термін окупності переобладнання автомобіля визначається за формулою:

$$T_{\text{окуп}} = \frac{B_{\text{пер}}}{S_{\text{міс}} \cdot (B_{\text{ДП}} - B_{\text{сум}})}, \quad (4.2)$$

де $S_{\text{міс}}$ – місячний пробіг автомобіля, км;

$B_{пер}$ – вартість переобладнання дизеля, грн;

$B_{ДП}$ – вартість проїзду 1-го кілометра на ДП, грн/км;

$B_{сум}$ – вартість проїзду 1-го кілометра при використанні суміші ДП та БП зі зміною її складу, грн/км.

При визначенні вартості переобладнання дизеля були враховані витрати на оплату робіт по його переобладнанню та встановленню додаткових елементів. Для удосконалення системи живлення дизеля було додатково встановлено: паливний бак для БП з підігрівачем, фільтри грубої та тонкої очистки, паливний насос низького тиску, змішувач палив, додатковий бак з підігрівачем та датчиком рівня палива. Попередня вартість переобладнання складає $B_{пер} = 10500$ грн.

Здійснено розрахунок терміну окупності автомобіля КрАЗ-6510 комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія»; місячний пробіг становить 800 км.:

$$T_{окуп} = \frac{10500}{800 \cdot (11,59 - 10,13)} = 8,99 .$$

Термін окупності для автомобіля КрАЗ-6510 з двигуном ЯМЗ-238 використовуючи динамічне регулювання відсоткового складу суміші ДП та БП становить 9 місяців.

Отже, використання системи живлення дизеля з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші ДП та БП забезпечує економічну вигоду без погіршення його технічних показників. При цьому витрата суміші палив зростає на 8,7 %, проте її вартість зменшується приблизно на 14,4 %, що дає економію 145,57 грн на 100 км пробігу. Термін окупності переобладнання дизеля становить приблизно 9 місяців.

4.3 Рекомендації щодо використання динамічного регулювання відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив для дизелів

Масове використання автомобілів з двигунами внутрішнього згорання за останнє століття призвело до збільшення залежності від нафтових палив і стало однією з причин значного погіршення екологічного стану навколишнього середовища. Викиди шкідливих речовин у відпрацьованих газах двигунів приблизно становлять 39% від усього обсягу шкідливих викидів, а у містах сягають 70 – 90%.

Використання біодизельного палива дозволяє зменшити витрати на паливо та залежність від традиційних нафтових палив, покращити екологічні показники двигуна. Для досягнення максимального ефекту від застосування БП доцільно використовувати систему живлення дизеля з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші палив в залежності від його режиму роботи, що вимагає встановлення додаткового обладнання, яке збільшує вартість двигуна.

Вартість додаткового обладнання для автомобілів з мало і великолітражними дизелями близькі за значенням, але удосконалену систему живлення доцільніше використовувати на великолітражних двигунах, оскільки в них витрата палива більша, відповідно термін окупності їх переобладнання буде мінімальним. Це можуть бути великолітражних дизелі та дизелі, які інтенсивно експлуатуються. На малолітражних дизелях також можливо використовувати систему живлення дизеля з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші ДП та БП, проте економічний ефект від цього буде незначним, а термін окупності значно зросте. Тому на малолітражних двигунах удосконалену систему доцільно використовувати тільки з метою зменшення шкідливих викидів відпрацьованих газів дизеля.

БП відноситься до екологічних видів палива, при використанні якого значно зменшується кількість шкідливих викидів відпрацьованих газів: CO – на 12 %, C_nH_m – на 35 %, PM – на 36 %, сажа – на 50 % [39]. Тому з екологічної точки зору, доцільно використовувати удосконалену систему живлення дизеля з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші ДП та БП в місцях з великою густотою

населення (міста) та в рекреаційних зонах. Ефективним є використання удосконаленої системи на великих транспортних засобах, які експлуатуються в межах міста. Це можуть бути міські автобуси, транспортні засоби комунальних служб.

У агропромисловому комплексі більшість техніки обладнано дизелями великого об'єму, що має великий потенціал у використанні БП. У агропромисловому комплексі більшість техніки обладнано великолітражними дизелями, що має великий потенціал у використанні БП. Сільськогосподарська техніка обладнана дизелями, які працюють на сталому режимі, відсутні різкі прискорення та сповільнення, відповідно зміна відсоткового складу суміші палив буде відбуватись без різких коливань, що мінімізує вплив інертності зміни відсоткового складу суміші палив на роботу дизеля. Тому на таких двигунах доцільно використовувати удосконалену систему живлення дизеля з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші ДП та БП. Перевагою сільськогосподарських підприємств є можливість організації виробництва БП безпосередню на підприємстві. Установки для виробництва БП конструктивно прості і можуть бути різної продуктивності, що дає можливість виробляти БП в об'ємах, необхідних для потреби підприємства. При цьому вартість палива стає рівною її собівартості, – відпадає необхідність його доставки та відсутня залежність від коливання цін на ринку палив. Підприємство отримує автономність в паливних питаннях.

Удосконалену систему живлення дизеля з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші ДП та БП доцільно використовувати на дизелях, якими обладнані, мобільні електростанції. В дизельних генераторах, як правило, відсутні різкі перепади навантаження, що нівелює інертність динамічного регулювання відсоткового складу суміші палив. Мобільні електростанції обладнуються дизелями переважно більшої потужності ніж самі генератори і це призводить до того, що при роботі дизельного генератора на режимі максимального навантаження двигун працює на режимі часткового навантаження при частоті обертання колінчастого

валу, близькій до номінальної. Відповідно, дизель буде завжди працювати на режимах за яких доцільно використовувати суміші палив з великим вмістом БП, а система живлення дизеля з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші палив забезпечить легкий запуск двигуна на ДП навіть за низьких температур та усуне негативні впливи від використання БП при непрогрітому двигуні.

Для підвищення ефективності використання БП доцільно створювати на базі великих споживачів палива власні виробництва, що надасть можливість створення нових робочих місць (соціальний ефект) та зменшить залежність від імпортованих енергоносіїв. В Україні є можливість розосередити виробництво БП по всі території країни (майже скрізь є сировина для його виробництва), що призведе до зменшення витрати на транспортування БП та кількості посередників між виробником та споживачем продукції, – відпадає потреба в розгалуженій системі логістичних центрів.

При використанні БП також потрібно врахувати, що воно є хімічно та корозійно активним. Так, при контактуванні з ним можливе розм'якшування і розкладання натуральної гуми, синтетичного каучуку, окремих клеїв та пластику, що може привести до просочування палива. При тривалому контакті з БП можуть розчинятись окремі типи фарб і покриттів. Деталі, які містять сполуки поліпропілену, полівінілу, поліетилену та сполуки свинцю, міді, латуні, бронзи, цинку слід захищати від контакту з БП. Тому при переведенні дизеля автомобіля на роботу на суміші ДП та БП необхідно замінити деталі, що контактують з сумішшю на стійкі до дії БП. Слід відмітити, що в більшості сучасних автомобілів використовуються стійкі до БП матеріали.

Також при експлуатації автомобілів на суміші ДП та БП необхідно звернути увагу на те, що БП є агресивнішим паливом ніж ДП, тому всі відкладення в паливній системі, що залишились після використання ДП, будуть руйнуватись та збільшувати інтенсивність забруднення паливних фільтрів. Це зумовлює більш раннє технічне обслуговування двигуна після його переобладнання із заміною паливних фільтрів.

Переведення дизеля автомобіля на роботу на суміші ДП та БП з динамічним регулюванням її відсоткового складу потребує дообладнання базової системи живлення додатковими елементами. Більшість з них – це стандартні комплектуючі для базового дизеля (паливний бак для БП, насос низького тиску для БП, фільтри тонкої та грубої очистки, насос низького тиску з додаткового баку). Ряд інших елементів також є стандартними (електромагнітні, зворотні та перепускний клапани, підігрівачі палива та паливний бак для зворотного палива). Спеціально для удосконаленої системи живлення дизеля було розроблено змішувач палив з можливістю динамічного регулювання відсоткового складу ДП та БП.

Модернізація автомобілів для переведення їх на роботу на суміші ДП та БП з динамічним регулюванням її відсоткового складу можлива на станціях технічного обслуговування. Для цього необхідно провести навчання та інструктаж технічного персоналу, забезпечити станцію комплектуючими та спеціальним інструментом (при необхідності). Після модернізації системи живлення дизеля її ремонт та обслуговування можна проводити на цих же станціях.

4.4 Висновки з розділу 4

1. При роботі дизеля СМД - 15Э на суміші палив зі збільшенням вмісту БП зростання витрати суміші палив складає до 11,61 %, економія коштів на придбання палива до 19 %. Використання динамічного регулювання відсоткового складу суміші палив забезпечує економічну вигоду без погіршення технічних показників двигуна. Витрата суміші палив зростає на 5,9 %, проте її вартість зменшується на 8,6 %.

2. При використанні суміші палив для автомобіля КрАЗ-6510 з дизелем ЯМЗ-238 зменшення витрат на паливо сягає 26,4 %, залежно від вмісту біодизельного палива в суміші. При використанні динамічного регулювання відсоткового складу суміші палив її витрата зростає на 8,7 %, проте економія коштів буде складати 14,4 % порівняно з використанням дизельного палива, що дорівнює

використанню суміші 66% БП та 34% ДП, це дозволяє зменшити витрати на 145,57 грн на 100 км пробігу.

3. Для удосконалення системи живлення дизеля необхідно встановити додаткові елементи, більшість з яких є стандартними комплектуючими для базового дизеля; потрібно замінити частину деталей системи живлення дизеля на деталі стійкі до впливу БП.

4. Обладнання автомобілів системою динамічного регулювання відсоткового складу суміші палив та її обслуговування можливе на станціях технічного обслуговування після навчання та інструктажу персоналу і забезпечення її комплектуючими.

5. За результатами розрахунків термін окупності встановлення системи динамічного регулювання суміші палив для роботи дизеля автомобіля становить 9 місяців.

ВИСНОВКИ

1. З метою зниження залежності від нафтових палив перспективним є використання біодизельного палива на вже раніше розроблених зразках автомобільних двигунів з внесенням незначних змін у систему живлення. Використання біодизельного палива дозволяє зменшити витрати на паливо та покращити екологічні показники автомобіля.

2. При роботі автомобіля на малих навантаженнях доцільно використовувати БП. Із збільшенням навантаження для компенсування особливостей фізико-хімічних властивостей БП та використання його переваг в дизелях доцільно використовувати його суміші з ДП. Кількість теплоти, що міститься в суміші палив, навіть з великим вмістом БП, достатня для забезпечення двигуном технічних характеристик необхідних для роботи автомобіля на часткових режимах, але при роботі автомобіля при великих навантаженнях, для забезпечення необхідних технічних характеристик дизеля потрібно збільшувати відсотковий склад ДП.

3. Удосконалено систему живлення дизеля автомобіля сумішшю ДП та БП з динамічним регулюванням її відсоткового складу, що дає можливість забезпечувати ефективне протікання робочих процесів на всіх режимах роботи дизеля зі збереженням необхідних технічних показників автомобіля. Дизель автомобіля може працювати на ДП, БП та їх сумішах забезпечуючи необхідні технічні показники дизеля та автомобіля при змінні навантаження та частоти обертання колінчастого валу.

4. Розроблено методику поліпшення економічних та екологічних показників автомобіля шляхом впливу на робочі процеси дизеля використанням динамічного регулюванням відсоткового складу суміші ДП та БП. Це дає можливість забезпечити роботу двигуна та автомобіля з необхідними технічними показниками, при цьому значно покращивши їх екологічні показники. В методиці враховані особливості управління системою живлення дизеля на різних режимах його роботи.

5. Удосконалено алгоритму управління системою живлення дизеля автомобіля для переведення його на роботу з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші ДП та БП і вдосконалено математичну модель;

6. В результаті стендових експериментальних досліджень отримані значення показників димності відпрацьованих газів відповідно до ДСТУ 4276:2004 також характеристики розгону та сповільнення колінчастого валу дизеля СМД 15Э при роботі на ДП та БП. В результаті дорожніх випробувань автомобіля КрАЗ-6510 з дизелем ЯМЗ-238 отримано залежність концентрації сажі від відсоткового складу суміші палив, положення педалі подачі палива та завантаженості автомобіля.

7. Підтверджено адекватність аналітичних залежностей, які використовуються в удосконаленій математичній моделі та проведено перевірку адекватності удосконаленої математичної моделі системи «Автомобіль – двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив», середньоквадратичне відхилення не перевищує 1,5 %.

8. Встановлено, що при використанні суміші палив для автомобіля КрАЗ-6510 з дизелем ЯМЗ-238 зменшуються витрати на паливо на 26,4 % залежно від вмісту БП в суміші. Динамічне регулювання відсоткового складу суміші ДП та БП забезпечує зменшення витрат на паливо без погіршення технічних показників автомобіля; витрата палива зростає на 8,7 %, проте зменшення витрат на паливо сягає 14,4 % в порівнянні з використанням ДП. За результатами розрахунків термін окупності встановлення системи динамічного регулювання суміші палив для роботи дизеля автомобіля становить 9 місяців.

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. 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.

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 економчності 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. 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.

15. Езжев А.А. Совершенствование рабочего процесса дизеля, работающего на смесовом 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. ДСТУ 6081:2009 Паливо моторне. Ефіри метилові жирних кислот олій і жирів для дизельних двигунів. Технічні вимоги. – 2009.
19. Столярчук П. Визначення вимог щодо якості біодизельного палива. / П. Столярчук, С. Ковалишин, О. Краснопольська // НУ "Львівська політехніка" Вимірювальна техніка та метрологія : міжвідомчий науково-технічний збірник; Видавництво Національного університету "Львівська політехніка", Л. : 2007. — Вип. 67 — 148, С. 114-118.
20. Васильев И. П. Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля: монография / И. П. Васильев // – изд-во ВНУ им. В. Даля – Луганск 2009. – 240 с.
- 21 Smailys V. Assessment of chemmotological properties and problems of practical implementation of vegetable oils derived fuels / V. Smailys, V. Senčila, A. Marchenko, A.Prochorenko, A.Osetrov, K. Bereišienė // Jura Ir Aplinka. -2004. – № 2(11). — S. 65 – 75.
22. Итинская Н. И. Топливо, масла и технические жидкости: справочник./ Н. И. Итинская, Н. А. Кузнецов // 2-е изд., пераб. и доп. – Агропромиздат, 1989.– 304 с.
23. Demirbas, Ayhan. Biodiesel A Realistic Fuel Alternative for Diesel Engines. s.l. : Springer-Verlag London Limited , 2008.
24. Поляков А. П. Вплив керування подачею повітря та сумішевого палива на робочі процеси двигуна / А. П. Поляков, О. В. Вдовиченко, М. В. Кривцов // Сборник научных трудов SWorld — Выпуск 1. Том 1. — Одесса, 2013. — С. 120–123.
25. Biodiesel as an alternative motor fuel: Production and policies in the European

Union [Електронний ресурс] / Режим доступу: <http://www.cti2000.it/Bionett/BioD-2005-101%20Biodiesel%20in%20the%20EU.pdf>.

26. An Experimental Study on Diesel Engine Performances Using Crude Palm Oil Biodiesel [Електронний ресурс] / Режим доступу: <http://www.jgsee.kmutt.ac.th/see1/cd/file/C-008.pdf&sa=U&ei=sBpYUJiwBYjaskaz3YCgAg&ved=0CBMQFjAA&usg=AFQjCNEUZac3Kwc0Y12hK12hDTuMkRGL7A>

27. Поляков А.П. Перспективи використання суміші газового та біодизельного палив для дизелів / А.П. Поляков, О.О. Галушак // Сборник научных трудов SWorld.– Выпуск 4. Том 2. — Одесса, 2012. — С. 76-78.

28. Семенов В.Г. Анализ показателей работы дизелей на нефтяных и альтернативных топливах растительного происхождения / В.Г. Семенов // Вісник Національного технічного університету «ХП»: Збірка наукових праць. – Харків: НТУ «ХП», 2002. – №3. – С. 177-197.

29. Ільченко А.В. Вплив домішок рослинних олій до дизельного палива на димність відпрацьованих газів двигуна / А.В Ільченко, В.П. Кур'ята // Вісник ЖДТУ. – 2007. – № 1(40). – С. 29-33.

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

31. Поляков А.П. Дослідження впливу на техніко-економічні та екологічні показники дизеля переведення його на роботу на біодизельне паливо / Поляков А.П., Нгаяхи Аббе К.В., Галушак О.О., Бишко М.О., Заверуха Ю.В. // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту — 2012. — №1. — С. 61 – 69.

32. Поляков А.П. Спосіб забезпечення необхідних техніко-економічних та експлуатаційних характеристик дизельного двигуна при переводі його на роботу на біодизельному паливі [Електронний ресурс] / А. П. Поляков, О.О. Галушак, Д.О. Галушак, Нгаяхи Аббе К. В. // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. — 2012. — №3, — Режим доступу: praci.vntu.edu.ua/article/download/2330/2588

33. Shah A.N. Effect of Biodiesel on the Performance and Combustion Parameters

of a Turbocharged Compression Ignition Engine / A.N. Shah, G.E. Yun-shan, Chao He, A.H. Baluch // Pakistan Journal of Engineering and Applied Sciences — Pakistan,— Jan 2009 — Vol. 4. — p. 34-42

34. Поляков А.П. Визначення впливу тиску впорскування на дрібність розпилювання палива при переведенні дизеля на роботу на біодизельному паливі / А. П. Поляков, К. В. Нгаяхи Аббе, О. О. Галушак // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 134/2012. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. — Севастополь, 2012. — С. 64 – 66

35. Галушак О.О. Розрахунок впливу діаметра соплових отворів форсунки на робочий процес дизельного двигуна при переводі його на роботу на біодизельному паливі / О.О. Галушак, Д.О. Галушак, К.В. Нгаяхи Аббе, А.П. Поляков // Вісник ЖДТУ, 3(т.2) (62). — С. 30-37.

36. Поляков А.П. Дослідження впливу температури палива на діаметр крапель при впорскуванні / А.П. Поляков, О.О. Галушак // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 140/2013. Серія: Машиноприладобудування та транспорт, Севастополь, 2012 — С. 30 – 38.

37. Поляков А.П. Математична оцінка дрібності розпилювання біодизельного палива при його використанні як палива для дизеля / А.П. Поляков, Аббе К. В. Нгаяхи, О.О. Галушак // Наукові нотатки. — 2012. — Вип. 37. — С. 272-274.

38. Поляков А.П. Вибір критеріїв оцінки ефективності переводу дизельного двигуна на роботу на біодизельному пальному [Електронний ресурс] / А.П. Поляков, К.В. Нгаяхи Аббе, О.О. Галушак, Д.О. Галушак // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. — №4. — 2011р. — Режим доступу до журн.: <http://praci.vntu.edu.ua/article/view/1414>

39. Семенов В. Біодизельне паливо для України / В. Семенов // Вісник Національної Академії Наук України. — 2007. — № 4. — С. 18-22.

40. Система впрыска Common Rail. Принцип работы. // Режим доступу до журн.: http://amastercar.ru/articles/injection_fuel_21.shtml

41. Грехов Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков // Учебник для вузов. — М.: Легион-

Автодата, 2004. — 344 с.

42. Ron Kotrba Understanding the post-injection problem. [Електронний ресурс] / Ron Kotrba // 2008, – Режим доступу до статті: <http://www.biodieselmagazine.com/articles/2290/understanding-the-post-injection-problem>

43. Галушак О.О. Особливості акумуляторної системи живлення Common Rail при динамічному регулюванні відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив / О.О. Галушак // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Сер.: Технічні науки. — 2014. — № 2. — С. 74-77.

44. Пинский Ф. И. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания (дизельными и бензиновыми). Учебное пособие / Ф. И. Пинский, Р. И. Давтяк, Б. Я. Черняк // М: «Легион-Автодата» 2002. — 136с.

45. Галушак О.О. Методика управління системою живлення дизеля під час використання динамічного регулювання відсоткового складу суміші палив [Електронний ресурс] // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – №3. – 2015 р. / Режим доступу: <http://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/view/10>.

46. Поляков А. П. Математична модель системи «Двигун – система живлення сумішшю дизельного та біодизельного палив» / А.П. Поляков, О.О. Галушак // Міжвузівський збірник "НАУКОВІ НОТАТКИ" – Луцьк, 2014. – Випуск №45. – С. 438-443.

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

48. 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

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

50. 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

51. 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

52. Умняшкин В.А. Теория автомобиля: учеб. пособие / В.А. Умняшкин, Н.М. Филькин, Р.С. Музафаров // Ижевск: Изд-во ИжГТУ — 2006. — 272 с.

53. Поляков А.П. Методика визначення показників автомобіля з дизельним двигуном при використанні системи живлення з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші палив / А.П. Поляков, О.О. Галушак, Д.О. Галушак// *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2015. – № 10 (1119). – С. 59-64.

54. Poliakov A.P. Technique of motor vehicle indices calculation while transition of its engine for operation at the mixture of diesel and biodiesel fuels / A.P. Poliakov, O.O. Galushchak, D.O. Galushchak // *New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies*, Tehnomus. Suceava, Romania, 2015. – №22. – P. 76-81.

55. Поляков, А.П. Використання динамічного регулювання відсоткового складу суміші палив на дизелях транспортних засобів : Монографія / А. П. Поляков, О. О. Галушак, Д. О. Галушак – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 92 с.

56. Андриевская Л. Д. Дизель СМД-18Н и его модификации / Л. Д. Андриевская, В. А. Бугара, Ю. М. Димент // *производственное объединение харьковский моторостроительный завод „СЕРП И МОЛОТ“* Издание третье под редакцией генерального конструктора по двигателям средней мощности А. М. Диденко – Х: ПРАПОР", 1989. – 151 с.

57. Коваль И.А. Дизель СМД-14Н и его модификации. Техническое описание и инструкция по эксплуатации / Под редакцией генерального конструктора по

двигателям средней мощности И.А. Коваля // – Х: Издательство «Прапор», 1981. – 145 с.

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

59. Димов Ю. В. Метрология, стандартизация и сертификация: Учебник для вузов / Ю. В. Димов // Санкт-Петербург : издательство Питер, 2004. – 432 с. – ISBN 5-318-00428-8.

60. Новицкий П. В. Оценка погрешностей результатов измерений / П. В. Новицкий, И. А. Зограф // Ленинград : издательство Энергоатомиздат. Ленингр. отделение, 1991. – 304 с. – ISBN 5-283-04513-7.

61. 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.

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

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

64. 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.

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

66. 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.

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

68. 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.

69. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский // – М.: Наука, 1976.– 279 с.

70. Володарский Е. Т. Планирование и организация измерительного эксперимента / Е. Т. Володарский, Б. Н. Малиновский, Ю. М. Туз. // К.: Вища школа, 1987. – 280 с.

71. Джонсон Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке: Методы планирования эксперимента. / Н. Джонсон, Ф. Дион // Пер. с англ. – М.: Мир, 1981. – 520 с.

72. Таблицы планов экспериментов для факторных и полиномиальных моделей: [Справочное пособие] / В.З. Бродский, Л.И. Бродский, Т.И. Голикова, Е.П. Никитина, Л.А. Панченко // М.: Металлургия, 1982. – 752 с.

73. Ковбасенко С.В. Результати розрахунків на математичній моделі руху автобуса під час роботи на традиційному нафтовому паливі та дизельному біопаливі / С.В. Ковбасенко, В.В. Сімоненко, С.Ю. Гутаревич. // Науково-виробничий журнал – № 1-2 (243-244) січень – квітень, 2015 р. – 3-5 с.

74. НЕК «Укренерго» Режимы работы ОЭС Украины [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.ukrenergo.energy.gov.ua>

75. Маляренко В. А. Нерівномірність графіка навантаження енергосистеми і способи його вирівнювання. / В. А. Маляренко, І. Д. Колотило, І. Є. Нечмоглод // Энергосбережение. энергетика – Энергоаудит 5 – X.: 2011. – 19-22 с.

76. Гуртовцев А. Выравнивание графика электрической нагрузки энергосистемы [Электронный ресурс] / А. Гуртовцев, Є. Забелло // Режим доступа:http://www.energetika.by/arch/~page__m21=10~news__m21=169.

77. Поляков А.П. Дослідження впливу динамічного регулювання відсоткового складу суміші палив на показники дизеля ЯМЗ-238 / А. П. Поляков, О. О. Галушак, Д. О. Галушак // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий

журнал. — Луцьк: Луцький НТУ, 2016. — №2(6) – С. 120-124.

78. ГОСТ 20306-90 Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. [Действующий с 1992-01-01]. – М.: Государственный комитет СССР по управлению качеством продукции и стандартам, 1990. – 34 с.

79. ОККО [Електронний ресурс]: Пальне. — Режим доступу: <http://okko.ua/uk/fuels>

80. Паливо [Електронний ресурс]: Ціни на паливо на АЗС України. – Режим доступу: <http://finance.i.ua/fuel/5>

81. АВІАС – енергія руху [Електронний ресурс]: Реалізація світлик нафтовиробів: бензин, дизельне паливо. – Режим доступу: <http://avias.com.ua/site/all/1864860459>

82. «Шелл» в Україні [Електронний ресурс]: Продукти та послуги. – Режим доступу: <http://www.shell.ua/products-services.html>

83. Мережа автозаправних комплексів WOG [Електронний ресурс]: Пальне. – Режим доступу: <http://www.wog.ua/ua/fuels/>

84. Біонафта термінал Україна [Електронний ресурс]: ТОВ Біонафта термінал Україна. – Режим доступу: <http://bionafta-terminal-ukraine.uaprom.net/>

85. Система впрыска Common Rail. Принцип работы. // Режим доступу до журн.: http://amastercar.ru/articles/injection_fuel_21.shtml

86. Graboski L McCormick. Combustion of fat and vegetable oil derived fuels in diesel engines / Graboski L McCormick // Progress in Energy and Combustion Science. – 1998. – Volume 24. – № 2. – P. 125-164.

87. Шльончак І. А. Оцінка ефективності використання біопалив в дизелі DONG FENG / І.А. Шльончак // Наукові нотатки. — 2014. — Вип. 46. — С. 576-580.

88. Устименко В.С. Поліпшення екологічних показників автомобілів та розширення паливної бази автомобільного транспорту шляхом застосування біоеталону [Текст] : Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.22.20 / В.С. Устименко; Національний транспортний ун-т. – К., 2006.– 20 с.

89. Иващенко Н.А. Работа дизеля с разделенной камерой сгорания на рапсовом масле / Н.А. Иващенко, В.А. Марков, А.А. Ефанов // Известия ВУЗов. Машиностроение. — 2007. — № 3. — С.26-40.

90. Аналіз можливостей розширення альтернативної паливної бази автомобільного транспорту України в умовах кризового подорожчання енергоносіїв [Електронний ресурс]: / А.М. Редзюк, Ю.Ф. Гутаревич, В.С.Устименко // – Режим доступу до журн. : http://ukrautoprom.com.ua/index2.php?option=com_docman

91. Ковтун Г.О. Альтернативні моторні палива / Г.О. Ковтун // Вісник НАН України, 2005.– № 2.– С.19–27. – ISSN 0372-6436

92. Энергозберігаюча енциклопедія. Біопаливних технологій і альтернативний джерел енергією / Шульман // Р.Ф, 2006 – С. 257-350

93. Лиханов В.А. Применение и эксплуатация газобалонного оборудования. : навч. посіб. / В.А. Лиханов, Р.Р. Девятьяров // Киров: Вятская ГСХА, 2006. — 183 с.

94. Лышевский А.С. Процессы распыливания топлива дизельными форсунками./ А.С. Лышевский // М.: Машгиз, 1963. – 180 с

95. Вырубов Д.Н. О расчете смесеобразования./ Д.Н. Вырубов // М: Машиностроение. 1973. – № 11. – С.86 - 90.

96. Кутовой В.А. Впрыск топлива в дизелях. / В.А. Кутовой // М: Машиностроение. 1981, – 121 с.

97. Третяк В.М. Ефективність використання пального рослинного походження для живлення двигунів внутрішнього згорання сільськогосподарських машин / В.М. Третяк, В.С. Больбут, О.М. Ганженко, А.М. Мазуренко // Наукові праці Інституту біоенергетичних культур і цукрових буряків. – Київ, 2013. – Вип. 19. – С. 163-167.

98. Горбов В.М. Обґрунтування раціональних параметрів паливних систем СЕУ при використанні біодизельних палив / В.М. Горбов, В.С. Мітенкова // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – 2009. – №3. – С. 180-186.

99. Долганов К.Е. Математическая модель системы автоматического регулирования частоты вращения дизеля с двухрежимным регулятором / К.Е. Долганов, А.А. Лисовал, В.Г. Лясковский, И.А. Монева // Механика на Машините. Година 7, книга 1. – Варна, 1999. – С. 90.

100. Девянин С.Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей / С.Н. Девянин, В.А. Марков, В.Г. Семенов // – Х: Изд_во «Новое слово».

– 2007. – 452 с.

101. Сравнительный анализ альтернативных топлив для дизелей / Н.А. Иващенко, В.А. Марков, А.А. Ефанов и др. // Вестник МГТУ. — 2007. — Специальный выпуск «Двигатели внутреннего сгорания» — С. 122-138.

102. Иващенко Н.А. Рапсовое масло и дизеля с разделенной камерой сгорания / Н.А. Иващенко, В.А. Марков, А.А. Ефанов // Автомобильная промышленность. — 2007. — № 11. — С. 10-13.

103. Дунь С.В. Зменшення димності відпрацьованих газів великовантажних дизельних автомобілів застосуванням у випускній системі каталітичних нейтралізаторів: автореф. дис... канд. техн. наук: спец. 05.22.02 / С.В. Дунь: Національний університет «Львівська політехніка». – Львів, 2002. – 19 с.

104. Гутаревич Ю.Ф. Дослідження впливу біодизельного палива на паливо-економічні та екологічні показники вантажного автомобіля / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, О.О. Левківський // Вісник СевНТУ. – Севастополь, 2012. – №13. – С. 25-30.

105. Атамась А.І. Підвищення екологічних показників дизельного автомобіля під час використання біодизельного палива / А.І. Атамась, В.Ф. Шапко, С.В. Шапко // Вісник КрНУ ім. Михайла Остроградського. – Кременчук, 2012. – №3. – С. 126-130.

106. Wang W.G. Emissions from nine heavy trucks fueled by diesel and biodiesel blend without engine modification / W.G. Wang, D.W. Lyons, N.N. Clark, M. Gautam // Environmental science & technology – VOL. 34, – NO. 6, – 2000.

107. Darunde Dhiraj S. Biodiesel Production From Animal Fats And Its Impact On The Diesel Engine With Ethanol-Diesel Blends / Darunde Dhiraj S, Prof. Deshmukh Mangesh M. // International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering. – 2010.

108. Поляков А.П. Дослідження впливу наддуву та проміжного охолодження повітря на показники дизеля ЯМЗ-238 при роботі на суміші дизельного та біодизельного палив / А.П. Поляков, Д.О. Галушак, О.О. Галушак, А.В. Карбівський // Вісник машинобудування та транспорту, ВНТУ – Вінниця, 2015. – № 1.

109. Поляков А.П. Зменшення експлуатаційних витрат та покращення екологічних показників транспортних засобів використанням біодизельного палива / А.П. Поляков, Д.О. Галушак, О.О. Галушак // Тези доповідей Всеукраїнської науково-практичної конференції «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні», м. Львів, 24-25 вересня 2015 р.

110. Karabektas M. The effects of preheated cottonseed oil methyl ester on the performance and exhaust emissions of a diesel engine / M. Karabektas, G. Ergen, M. Hosoz // *Applied Thermal Engineering*. – 2008. – 28(17-18). P. 2136 - 2143.

111. Murugesan A. Biodiesel as an alternative fuel for diesel engines / A. Murugesan, C. Umarani, R. Subramanian, N. Nedunchezian // *A review. Renew sust energy rev.* – 2009. – P. 653 - 662.

112. Siatis N.G. Improvement of Biodiesel Production Based on the Application of Ultrasound: Monitoring of the Procedure by FTIR Spectroscopy / N.G. Siatis, A.C. Kimbaris, C.S. Pappas, P.A. Tarantilis, M.G. Polissiou // *JAOCS*. — 2006. — Vol. 83. — № 1. — P. 53-57.

113. De A. Rodrigues J. Chemical Structure and Physical Properties of Vegetable Oil Esters / De A. Rodrigues J., De P. Cardoso F., Lachter E.R., Estevao L.R.M., Lima E., Nascimento R.S.V. // *JAOCS*. — 2006. — Vol. 83. — № 4. — P. 353-357.

114. He H.Y. Comparison of Membrane Extration with Traditional Extraction Methods for Biodiesel Production / He H.Y., Guo X., Zhu S.L. // *JAOCS*. — 2006. — Vol. 83. — № 5. — P. 457-460.

115. Mahajan S. Determining the Acid Number Biodiesel / S. Mahajan, S.K. Konar, D.G.B. Boocock // *JAOCS*. — 2006. — Vol. 83. — № 6. — P. 567-570.

116. Ghesti G.F. Application of Raman Spectroscopy to Monitor and Quantify Ethyl Esters in Soybean Oil Trans685 esterification / G.F. Ghesti, J.L. De Macedo, V.S. Braga, A.T.C.P. De Souza, V.C.I. Parente, E.S. Figueredo, I.S. Resck, J.A. Dias, S.C.L. Dias // *JAOCS*. — 2006. — Vol. 83. — № 7. — P. 597-601.

117. Mahajan S. Standard Biodiesel from Soybean Oil by a Single Chemical Reaction / S. Mahajan, S.K. Konar, D.G.B. Boocock // *JAOCS*. — 2006. — Vol. 83. — № 7. — P. 641-644.

118. Meneghetti S.M.P. Ethanolysis of Castor and Cottonseed Oil: A Systematic Study Using Classical Catalysts / S.M.P. Meneghetti, M.R. Meneghetti, C.R. Wolf, E.C. Silva, G.E.S. Lima, M. De A. Coimbra, J.I. Soletti, S.H.V. Carvalho // *JAOCS*. — 2006. — Vol. 83. — № 9. — P. 819-822.

119. Knothe G. Analyzing Biodiesel: Standarts and Other Metods / Knothe G. // *JAOCS*. — 2006. — Vol. 83. — № 10. — P. 823-833.

120. Karmee S.K. Kinetics of Base-Catalyzed Transesterification of Triglycerides from Pongamia Oil / S.K. Karmee, D. Chandna, R. Ravi, A. Chadha // *JAOCS*. — 2006. — Vol. 83. — № 10. — P. 873-877.

121. Fasina O.O. Predicting Temperature-Dependance Viscosity of Vegetable Oils from Fatty Acid Composition / O.O. Fasina, H. Hallman, M. Craig-Schmidt, C. Clements / *JAOCS*. — 2006. — Vol. 83. — № 10. — P. 899-903.

122. Семенов В.Н. ТНВД серии УТН / В. Н. Семенов // – М.: Легион-Автодата, 2005. – 80 с.

123. Ковбасенко С.В. Стендовые исследования работы двигателя на традиционном и биодизельном топливах / С.В. Ковбасенко, В.В. Симоненко // Наука – образованию, производству, экономике. Материалы 9-й Международной научно-технической конференции. В 4 томах. Том 2, — Минск: БНТУ, 2011. – С.68-69.

124. Гутаревич Ю. Математична модель руху автобуса з дизелем в режимах міського їздового циклу при роботі на традиційному та біодизельних паливах / Ю. Гутаревич, С. Ковбасенко, В. Сімоненко // *Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia / pod redakcją naukową Kazimierza Lejdy Monographia nr 4 ; Seria: Transport ; Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza*. – Rzeszów : 2013. – с. 231–238. – ISBN 978-83-7199-878-3.

125. Марков В.А. Работа транспортного дизеля на смеси дизельного топлива и метилового эфира рапсового масла / В.А. Марков, А.А. Зенин, С. Н. Девянин // *Турбины и дизели*. — 2009. — №3. — С. 14-19.

126. Курбатова Т.А. Экономические перспективы и проблемы развития сектора жидкого биотоплива в Украине [Текст] / Т.А. Курбатова, И.Н. Сотник // *Научный вестник Московского Государственного Горного Университета*. — 2013. — №11 (44). — С. 126-133.

127. Войтов В. А. Техніко-експлуатаційні та екологічні показники дизельних двигунів при застосуванні біодизеля / В. А. Войтов, М. С. Данченко, М. В. Карнаух // Техніка і технологія АПК. – 2009. – №1. – С. 13 – 18.

128. ТОВАЖНЯНСКИЙ Л.Л. Звіт з науково-технічної роботи “Дослідження процесів згоряння, тепловиділення та утворення шкідливих речовин при використанні біопалив рослинного походження у дизелях” / Л. Л. ТОВАЖНЯНСКИЙ, В. В. Єпіфанов, А. П. Марченко // Х: НТУ "ХПІ", 2006. — 39 с.

129. Павловський М. В. Поліпшення паливної економічності та екологічних показників дизеля при використанні біодизельних палив: автореф. дис.. кандидат техн. наук: 05.22.2 / М.В. Павловський. – К., 2012. – 20 с.

130. Ільченко А. В. Перспективи застосування біодизельного палива в автомобільних двигунах / А. В. Ільченко // Вісник НТУ. – 2013. – № 27. – С. 370 – 373.

131. Марченко А. Сравнительная оценка эффективности применения растительных топлив в дизельном двигателе / А. Марченко, А. Прохоренко, А. Осетров // Двигатели внутреннего сгорания. Харьков: НТУ «ХПИ». – 2004. – № 3. – С. 46–51.

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

Планування дорожніх випробувань автомобіля КрАЗ-6510 з двигуном ЯМЗ-258 при роботі на різних типах палива

| № експерименту | Тип палива, $n_{БП}$ | Завантаженість автомобіля, G_a | Швидкість руху, V_a | Концентрацію сажі, C_c | Положення важеля подачі палива, ψ_{mn} |
|----------------|----------------------|----------------------------------|-----------------------|--------------------------|---|
| 1 | +2 | +1 | +2 | 1 | 1 |
| 2 | +2 | +1 | +1 | 2 | 2 |
| 3 | +2 | +1 | -1 | 3 | 3 |
| 4 | +2 | +1 | -2 | 4 | 4 |
| 5 | +2 | 0 | +2 | 5 | 5 |
| 6 | +2 | 0 | +1 | 6 | 6 |
| 7 | +2 | 0 | -1 | 7 | 7 |
| 8 | +2 | 0 | -2 | 8 | 8 |
| 9 | +2 | -1 | +2 | 9 | 9 |
| 10 | +2 | -1 | +1 | 10 | 10 |
| 11 | +2 | -1 | -1 | 11 | 11 |
| 12 | +2 | -1 | -2 | 12 | 12 |
| 13 | +1 | +1 | +2 | 13 | 13 |
| 14 | +1 | +1 | +1 | 14 | 14 |
| 15 | +1 | +1 | -1 | 15 | 15 |
| 16 | +1 | +1 | -2 | 16 | 16 |
| 17 | +1 | 0 | +2 | 17 | 17 |
| 18 | +1 | 0 | +1 | 18 | 18 |
| 19 | +1 | 0 | -1 | 19 | 19 |
| 20 | +1 | 0 | -2 | 20 | 20 |
| 21 | +1 | -1 | +2 | 21 | 21 |
| 22 | +1 | -1 | +1 | 22 | 22 |
| 23 | +1 | -1 | -1 | 23 | 23 |
| 24 | +1 | -1 | -2 | 24 | 24 |
| 25 | 0 | +1 | +2 | 25 | 25 |
| 26 | 0 | +1 | +1 | 26 | 26 |
| 27 | 0 | +1 | -1 | 27 | 27 |
| 28 | 0 | +1 | -2 | 28 | 28 |
| 29 | 0 | 0 | +2 | 29 | 29 |

| | | | | | |
|----|----|----|----|----|----|
| 30 | 0 | 0 | +1 | 30 | 30 |
| 31 | 0 | 0 | -1 | 31 | 31 |
| 32 | 0 | 0 | -2 | 32 | 32 |
| 33 | 0 | -1 | +2 | 33 | 33 |
| 34 | 0 | -1 | +1 | 34 | 34 |
| 35 | 0 | -1 | -1 | 35 | 35 |
| 36 | 0 | -1 | -2 | 36 | 36 |
| 37 | -1 | +1 | +2 | 37 | 37 |
| 38 | -1 | +1 | +1 | 38 | 38 |
| 39 | -1 | +1 | -1 | 39 | 39 |
| 40 | -1 | +1 | -2 | 40 | 40 |
| 41 | -1 | 0 | +2 | 41 | 41 |
| 42 | -1 | 0 | +1 | 42 | 42 |
| 43 | -1 | 0 | -1 | 43 | 43 |
| 44 | -1 | 0 | -2 | 44 | 44 |
| 45 | -1 | -1 | +2 | 45 | 45 |
| 46 | -1 | -1 | +1 | 46 | 46 |
| 47 | -1 | -1 | -1 | 47 | 47 |
| 48 | -1 | -1 | -2 | 48 | 48 |
| 49 | -2 | +1 | +2 | 49 | 49 |
| 50 | -2 | +1 | +1 | 50 | 50 |
| 51 | -2 | +1 | -1 | 51 | 51 |
| 52 | -2 | +1 | -2 | 52 | 52 |
| 53 | -2 | 0 | +2 | 53 | 53 |
| 54 | -2 | 0 | +1 | 54 | 54 |
| 55 | -2 | 0 | -1 | 55 | 55 |
| 56 | -2 | 0 | -2 | 56 | 56 |
| 57 | -2 | -1 | +2 | 57 | 57 |
| 58 | -2 | -1 | +1 | 58 | 58 |
| 59 | -2 | -1 | -1 | 59 | 59 |
| 60 | -2 | -1 | -2 | 60 | 60 |

ДОДАТОК В-1

Прим № 1

ЗАТВЕРДЖУЮ

ТВО заступника начальника Харківського
університету Повітряних Сил з
наукової роботи
кандидат військових наук доцент



про реалізацію результатів наукових досліджень
аспіранта Вінницького національного технічного університету Галушцака О.О.

Комісія в складі:

Голова комісії: начальник науково-організаційного відділу Харківського університету Повітряних Сил кандидат технічних наук Скорий Ю.В.

Члени комісії:

начальник науково-дослідного відділу (проблем розвитку та науково-технічного супроводження ОВТ (засобів наземного забезпечення дій авіації)) наукового центру Повітряних Сил Харківського університету Повітряних Сил кандидат технічних наук старший науковий співробітник Куренко О.Б.

провідний науковий співробітник науково-дослідного відділу (проблем розвитку та науково-технічного супроводження ОВТ (засобів наземного забезпечення дій авіації)) наукового центру Повітряних Сил Харківського університету Повітряних Сил кандидат технічних наук доцент Новічонок С.М.

старший науковий співробітник науково-дослідного відділу (проблем розвитку та науково-технічного супроводження ОВТ (засобів наземного забезпечення дій авіації)) наукового центру Повітряних Сил Харківського університету Повітряних Сил кандидат технічних наук старший науковий співробітник Усачова О.А.

підтверджує, що результати наукових досліджень, які особисто отримані Галушцаком О.О., а саме: методика управління системою живлення дизеля при переведенні його на роботу на суміші дизельного та біодизельного палив з динамічним регулюванням її відсоткового складу; алгоритм управління системою живлення дизеля при переведенні його на роботу на суміші дизельного та біодизельного палив з динамічним регулюванням її відсоткового

складу, були використані при виконанні складової частини науково-дослідної роботи шифр "Олива" (номер державної реєстрації 0101U001782), яка виконувалась в Вінницькому національному технічному університеті (головний виконавець науково-дослідної роботи Харківський університет Повітряних Сил) на замовлення командувача Повітряних Сил Збройних Сил України.

Висновок. Науково-методичний апарат розроблений Галуцаком О.О. дозволяє:

1) проводити теоретичні дослідження впливу використання системи живлення дизеля сумішшю дизельного та біодизельного палив з динамічним регулюванням її відсоткового складу на техніко-економічні та екологічні показники дизеля;

2) визначати раціональний відсотковий склад суміші палив з урахуванням режиму роботи дизеля, при збереженні його базової потужності.

Голова комісії:

Члени комісії:



Ю.В.СКОРИЙ

О.Б.КУРЕНКО

С.М.НОВІЧОНОК

О.А.УСАЧОВА

ДОДАТОК В-2

ЗАТВЕРДЖУЮ

Генеральний директор КП «ВТК»

М.П. Луценко

2016 р.



АКТ ВІПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційної роботи на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук
Галушака Олександра Олександровича

Комісія в складі:

Голова комісії: технічний директор КП «ВТК» Нечасв О.В.

Члени комісії: начальник АТП КП «ВТК» Коваль О.М.; начальник
виробничо-технічного відділу КП «ВТК» Дудко В.Б.; головний інженер АТП КП
«ВТК» Василінич О.С.

цим актом засвідчує, що результати наукового дослідження щодо
поліпшення економічних й екологічних показників автомобіля шляхом впливу на
робочі процеси дизеля використанням динамічного регулюванням відсоткового
складу суміші дизельного та біодизельного палив, які розроблені Галушаком О.О.,
а саме:

– методика поліпшення економічних й екологічних показників автомобіля
шляхом впливу на робочі процеси дизеля використанням динамічного
регулювання відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив;

– алгоритму управління системою живлення дизеля автомобіля при
переведенні його на роботу на суміші дизельного та біодизельного палив з
динамічним регулюванням її відсоткового складу;

– розробка рекомендацій щодо доцільності використання динамічного
регулювання відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив для
дизеля автомобіля.

будуть використані для розширення паливної бази, підвищення
енергоефективності використання дизелів та зниження сумарних викидів
шкідливих речовин відпрацьованих газів муніципальними автобусами.

Голова комісії
Технічний директор КП «ВТК»

Нечасв О.В.

Члени комісії:
начальник АТП КП «ВТК»

Коваль О.М.

начальник виробничо-технічного
відділу КП «ВТК»

Дудко В.Б.

головний інженер АТП
КП «ВТК»

Василінич О.С.

ДОДАТОК В-3

Затверджую
 Генеральний директор ТОВ виробничо-
 комерційної фірми «СЕНС ЛТД»
 Шеванюк В.С.
 2015 року

АКТ

про впровадження результатів наукового дослідження
 Галушака Олександра Олександровича

Комісія у складі:

голови – технічного директора Цюнько О.В., та членів комісії: головного бухгалтера Заверухи О.М., начальника відділу кадрів Хмеляр С.А. цим актом засвідчує, що результати наукового дослідження щодо підвищення економічних, екологічних та експлуатаційних показників дизельного двигуна шляхом переведення його на роботу на біодизельному паливі, які розроблені Галушаком О.О., а саме:

- розрахункове дослідження впливу на техніко-економічні та екологічні показники дизеля переведення його на роботу на суміші дизельного та біодизельного палив з динамічним регулюванням її відсоткового складу;

- рекомендації щодо використання суміші дизельного та біодизельного палив з динамічним регулюванням її відсоткового складу в якості палива для дизеля;

реалізовані в перспективному плані розвитку підприємства.

Голова комісії: Технічний директор  Цюнько О.В.

Члени комісії: Головний бухгалтер  Заверуха О.М.

Начальник відділу кадрів  Хмеляр С.А.

ДОДАТОК В-4

«ЗАТВЕРДЖУЮ»



Перший проректор з науково-педагогічної роботи по організації навчального процесу та його науково-методичного забезпечення Вінницького національного технічного університету

О.Н. Романюк

“ 7 ” 2015 року

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи
Галущака Олександра Олександровича на тему
«Поліпшення показників дизеля використання суміші дизельного та біодизельного палив з динамічним регулюванням її відсоткового складу» у навчальний процес

Комісія у складі декана факультету машинобудування та транспорту професора Буреннікова Ю.А., заступника декана факультету з навчально-методичної роботи доцента Петрова О.В., завідувача кафедри автомобілів та транспортного менеджменту професора Біліченка В.В. склали цей акт про те, що на кафедрі автомобілів та транспортного менеджменту Вінницького національного технічного університету під час читання лекцій, проведення лабораторних робіт та практичних занять з дисциплін «Автомобільні двигуни» та «Експлуатаційні матеріали» впроваджені наступні матеріали дисертаційної роботи Галущака О.О. на тему «Поліпшення показників дизеля використання суміші дизельного та біодизельного палив з динамічним регулюванням її відсоткового складу»: особливості робочих процесів дизеля при переведенні його на роботу на суміші дизельного та біодизельного палив; теоретичні основи організації управління робочими процесами дизеля при переведенні його на роботу на суміші дизельного та біодизельного палив з динамічним регулюванням її відсоткового складу; удосконалена математична модель системи «Двигун – система живлення сумішшю дизельного та біодизельного палив».

Впровадження матеріалів дисертаційної роботи Галущака О.О. в навчальний процес дозволяє поглибити знання студентів напрямку «Автомобільний транспорт» та спеціальності «Автомобілі та автомобільне господарство».

Декан ФМТ
к.т.н., проф.

Ю.А. Буренніков

Заступник декана ФМТ
к.т.н., доц.

О.В. Петров

Завідувач кафедри АТМ
д.т.н., проф.

В.В. Біліченко

ДОДАТОК В-5

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор департаменту міського
господарства Вінницької міськради

В.М. Броварник

23 червня 2014 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційної роботи на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук
Галушак Олександра Олександровича

Даний акт свідчить про, те що отримані Галушаком О.О. результати дисертаційної роботи на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук впроваджені та використовуються в Департаменті енергетики, транспорту та зв'язку Вінницької міськради. До основних результатів, що використовуються в Департаменті енергетики, транспорту та зв'язку Вінницької міськради, слід віднести такі:

1. Алгоритм управління системою живлення дизеля при його роботі на суміші дизельного та біодизельного палив з динамічним корегуванням відсоткового складу суміші в залежності від зміни моменту зовнішнього навантаження.
2. Система живлення дизеля з регулюванням відсоткового складу двокомпонентного палива.

Дані результати дозволяють знизити викиди шкідливих речовин в навколишнє середовище відповідно до «Цілі 2: Енергоефективність та захист навколишнього середовища» задач Стратегії розвитку м. Вінниці до 2020 р.

Заступник директора департаменту
енергетики, транспорту та зв'язку
Вінницької міськради

В.В. Поричук