

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

**Механіко – технологічний факультет**

**ПОГОДЖЕНО**  
Декан факультету (Директор ННІ)  
**механіко – технологічний факультет**  
(назва факультету (ННІ))

\_\_\_\_\_ **Братішко В.В.**  
(підпис) (ПІБ)  
“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2025 р.

**ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ**  
Завідувач кафедри  
**тракторів і автомобілів**  
(назва кафедри)

\_\_\_\_\_ **Калінін Є.І.**  
(підпис) (ПІБ)  
“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2025 р.

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**на тему «Удосконалення системи живлення газодизельних двигунів  
сільськогосподарських тракторів»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»  
(код і назва)

Освітня програма Агроінженерія  
(назва)

Орієнтація освітньої програми \_\_\_\_\_  
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

**Гарант освітньої програми**

Д.Т.Н., професор  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Братішко В.В.  
(ПІБ)

**Керівник магістерської кваліфікаційної роботи**

К.Т.Н., доцент  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Колеснік Іван Васильович  
(ПІБ)

**Виконав**

\_\_\_\_\_ (підпис)

Чернявська Анастасія Василівна  
(ПІБ студента)

**КИЇВ – 2025**

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Тракторів і автомобілів

д.т.н., професор

Калінін Є.І.

(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)

“ ”

2025 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання магістерської кваліфікаційної роботи студенту  
**Чернявська Анастасія Василівна**

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи на тему «Удосконалення системи живлення газодизельних двигунів сільськогосподарських тракторів»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «13» листопада 2024 р. №2038 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру 12.12.2025

(рік, місяць, число)

**Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи** технічні характеристики тракторних технологічних агрегатів.

**Перелік питань які потрібно розробити:**

Вступ

1. Стан питання, обґрунтування завдань дослідження і запропоновані підходи їх рішення.

2. Теоретичні дослідження

3. Експериментальне дослідження.

4. Результати дослідження;

5. Висновки.

6. Список використаних джерел.

**Перелік графічного матеріалу:**

Стан питання, обґрунтування завдань дослідження і запропоновані підходи їх рішення;

Методика проведення дослідження, які застосовуються обмеження та пропозиції;

експериментальне дослідження; дослідження методів дослідження ТТА; Висновки.

Дата видачі завдання «09» лютого 2024 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

(підпис)

Колеснік І.В.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Чернявська А.В.

(прізвище та ініціали студента)

## РЕФЕРАТ

**Актуальність теми дослідження.** Постійне збільшення потреби в дизельному паливі та суттєве його подорожчання останніми роками призводять до необхідності переведення тракторів та створених на їх базі будівельних, дорожніх та комунальних машин, самохідних сільськогосподарських машин, а також інших мобільних та стаціонарних енергетичних установок на альтернативні види палива, в першу чергу на стислий та скраплений.

Використання природного компримованого газу як моторне паливо дозволить покращити екологічну обстановку в місцях експлуатації тракторів. У загальній масі шкідливих речовин, що забруднюють довкілля, частка викидів дизельних тракторів відносно невелика і зазвичай не перевищує 4% сумарних викидів усіх антропогенних джерел забруднення. Однак викиди тракторів досить часто викликають інтенсивні локальні забруднення, що становлять значну небезпеку не тільки для трактористів, але і для людей і тварин, що знаходяться поблизу, а також для рослин і ґрунту.

На етапі технічного прогресу у сільськогосподарському виробництві енергетичне забезпечення приросту продукції може бути досягнуто з допомогою моторних палив, одержуваних з нафти.

Альтернативне вирішення проблеми можливе за рахунок використання газу як палива для тракторів та самохідних сільськогосподарських машин.

Доцільність застосування газу як паливо для сільськогосподарських тракторів визначається ще й тим, що він є високоякісним паливом. Октанове число газу становить 90...110, що дозволяє підвищити ступінь стиснення на дизельному двигуні, і в результаті забезпечить покращення показників його роботи.

До переваг газу як моторного палива перед дизельним можна віднести найкраще сумішоутворення, відсутність рідких фракцій у суміші, що надходять у циліндр, та зниження зносу двигуна. Велике значення має також

менший вміст шкідливих для людини хімічних складових у продуктах згоряння.

**Об'єкт дослідження:** дизельний двигун сільськогосподарського трактора під час роботи у газодизельному режимі.

**Предмет дослідження:** закономірності зміни характеристик двигуна сільськогосподарського трактора під час газозаміщення дизельного палива.

**Мета роботи:** підвищення ефективності використання сільськогосподарських тракторів шляхом удосконалення системи живлення газодизельного двигуна.

Для досягнення поставленої мети було сформульовано такі **завдання:**

- теоретично обґрунтувати склад комбінованої горючої суміші для газодизельного двигуна сільськогосподарського трактора;
- розробити паливну систему газодизельного двигуна з комбінованим сумішоутворенням;
- розробити концептуальну схему компонування установки та методикку випробувань ДВЗ у газодизельному режимі;
- експериментально встановити закономірності зміни енергетичних показників газодизельного двигуна від параметрів складу комбінованої горючої суміші.

**Наукова новизна.** Результатами роботи, що мають наукову новизну, є:

- склад комбінованої горючої суміші для газодизельного двигуна сільськогосподарського трактора, що відрізняється мінімальним вмістом дизельного палива при різних режимах роботи двигуна;
- паливоподаюча система газодизельного двигуна, що відрізняється наявністю пристрою подачі запальної дози дизельного палива;
- концептуальна схема компонування установки та методика випробувань ДВЗ у газодизельному режимі, що відрізняються програмним управлінням формування комбінованої горючої суміші;
- закономірності зміни енергетичних показників газодизельного двигуна від параметрів складу комбінованої горючої суміші.

**Теоретична значимість** роботи полягає у встановленні закономірностей зміни енергетичних показників газодизельного двигуна від параметрів складу комбінованої горючої суміші, обґрунтування оптимальних параметрів системи паливоподачі та величини запальної дози.

**Практичне значення** полягає в тому, що розроблений пристрій подачі запальної дози забезпечує повне завантаження трактора, оснащеного газодизельним двигуном, відповідно до його тягового класу на енергоємних сільськогосподарських операціях. Результати досліджень дозволяють забезпечити стійку роботу з дизельного та газодизельного процесів без внесення конструктивних змін до дизельного двигуна та можуть бути використані при проектуванні систем живлення газодизельних двигунів на заводах-виробниках, а також на виробничих підприємствах, що займаються переведенням роботи автомобільних та тракторних дизельних двигунів на природний газ.

**Методологія та методи дослідження.** Теоретичне дослідження зроблено з урахуванням методів математичного моделювання, термодинаміки, теорії управління. Лабораторний експеримент поставлений на основі апробованих методик, для його проведення розроблено програмно-керовану установку та оригінальну методику. Вимірювання проводили сертифікованими та повіреними приладами. При проведенні розрахунків та обробці результатів експерименту використовували сучасні комп'ютери та застосовували ліцензоване програмне забезпечення.

## ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ГАЗОДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ТРАКТОРІВ	11
1.1 Способи конвертації дизельного двигуна в газодизель	12
1.2 Аналіз процесу сумішоутворення та паливоподавальних систем дизельних двигунів	15
1.3 Еколого-економічні аспекти застосування компримованого природного газу в газодизельних ДВЗ	21
ВИСНОВКИ ДО ПЕРШОГО РОЗДІЛУ	23
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЗОТЕРМІЧНОГО ПРОЦЕСУ В ДИЗЕЛЬНОМУ ДВИГУНІ	25
2.1 Склад робочого тіла в газодизельному двигуні, його вплив на перебіг процесу циклу	25
2.2. Термодинамічні основи циклу газодизеля та його склад, що визначає енергетичні показники двигуна	33
2.3. Аналіз швидкісної характеристики двигуна, що працює у дизельному режимі	38
2.3.1. Порівняльний аналіз швидкісних характеристик двигуна, що працює в режимах дизеля і газодизеля	41
ВИСНОВКИ ДО ДРУГОГО РОЗДІЛУ	48
РОЗДІЛ 3 РОЗРОБКА ПАЛИВОПОДАЮЧОЇ СИСТЕМИ ГАЗОДИЗЕЛЯ. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ	49
3.1 Аналіз способів та систем подачі палива в газодизельному двигуні	49
3.2 Розробка пристрою подачі запальної дози в циліндри двигуна при конвертуванні його в газодизель	51
3.3 Об'єкт і методика досліджень	60
3.4 Етапи та послідовність експериментального дослідження	67

3.5 Оцінка похибки вимірів	68
ВИСНОВКИ ПО ТРЕТЬОМУ РОЗДІЛУ	70
РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ ДВС ПРИ ГАЗОЗАМІЩЕННЯ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА	71
4.1 Аналіз дійсного робочого циклу газорідного двигуна	71
4.2 Дослідження періоду затримки займання робочої суміші у циліндрі двигуна	76
4.3 Вплив кута випередження подачі запальної дози дизельного палива	80
ВИСНОВКИ ПО ЧЕТВЕРТОМУ РОЗДІЛІ	82
ВИСНОВКИ	84
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	86
ДОДАТКИ	91

## ВСТУП

Постійне збільшення потреби в дизельному паливі та суттєве його подорожчання останніми роками призводять до необхідності переведення тракторів та створених на їх базі будівельних, дорожніх та комунальних машин, самохідних сільськогосподарських машин, а також інших мобільних та стаціонарних енергетичних установок на альтернативні види палива, в першу чергу на стислий та скраплений.

Використання природного компримованого газу як моторне паливо дозволить покращити екологічну обстановку в місцях експлуатації тракторів. У загальній масі шкідливих речовин, що забруднюють довкілля, частка викидів дизельних тракторів відносно невелика і зазвичай не перевищує 4% сумарних викидів усіх антропогенних джерел забруднення. Однак викиди тракторів досить часто викликають інтенсивні локальні забруднення, що становлять значну небезпеку не тільки для трактористів, але і для людей і тварин, що знаходяться поблизу, а також для рослин і ґрунту.

На етапі технічного прогресу у сільськогосподарському виробництві енергетичне забезпечення приросту продукції може бути досягнуто з допомогою моторних палив, одержуваних з нафти.

Альтернативне вирішення проблеми можливе за рахунок використання газу як палива для тракторів та самохідних сільськогосподарських машин.

Доцільність застосування газу як паливо для сільськогосподарських тракторів визначається ще й тим, що він є високоякісним паливом. Октанове число газу становить 90...110, що дозволяє підвищити ступінь стиснення на дизельному двигуні, і в результаті забезпечить покращення показників його роботи.

До переваг газу як моторного палива перед дизельним можна віднести найкраще сумішоутворення, відсутність рідких фракцій у суміші, що надходять у циліндр, та зниження зносу двигуна. Велике значення має також менший вміст шкідливих для людини хімічних складових у продуктах згоряння.

Об'єкт дослідження: дизельний двигун сільськогосподарського трактора під час роботи у газодизельному режимі.

Предмет дослідження: закономірності зміни характеристик двигуна сільськогосподарського трактора під час газозаміщення дизельного палива.

Ціль роботи: підвищення ефективності використання сільськогосподарських тракторів шляхом удосконалення системи живлення газодизельного двигуна.

Для досягнення поставленої мети було сформульовано такі завдання:

- теоретично обґрунтувати склад комбінованої горючої суміші для газодизельного двигуна сільськогосподарського трактора;
- розробити паливну систему газодизельного двигуна з комбінованим сумішоутворенням;
- розробити концептуальну схему компонування установки та методика випробувань ДВЗ у газодизельному режимі;
- експериментально встановити закономірності зміни енергетичних показників газодизельного двигуна від параметрів складу комбінованої горючої суміші.

Результатами роботи, що мають наукову новизну, є:

- склад комбінованої горючої суміші для газодизельного двигуна сільськогосподарського трактора, що відрізняється мінімальним вмістом дизельного палива при різних режимах роботи двигуна;
- паливоподаюча система газодизельного двигуна, що відрізняється наявністю пристрою подачі запальної дози дизельного палива;
- концептуальна схема компонування установки та методика випробувань ДВЗ у газодизельному режимі, що відрізняються програмним управлінням формування комбінованої горючої суміші;
- закономірності зміни енергетичних показників газодизельного двигуна від параметрів складу комбінованої горючої суміші.

Теоретична значимість роботи полягає у встановленні закономірностей зміни енергетичних показників газодизельного двигуна від параметрів складу

комбінованої горючої суміші, обґрунтування оптимальних параметрів системи паливоподачі та величини запальної дози.

Практичне значення полягає в тому, що розроблений пристрій подачі запальної дози забезпечує повне завантаження трактора, оснащеного газодизельним двигуном, відповідно до його тягового класу на енергоємних сільськогосподарських операціях. Результати досліджень дозволяють забезпечити стійку роботу з дизельного та газодизельного процесів без внесення конструктивних змін до дизельного двигуна та можуть бути використані при проектуванні систем живлення газодизельних двигунів на заводах-виробниках, а також на виробничих підприємствах, що займаються переведенням роботи автомобільних та тракторних дизельних двигунів на природний газ.

Теоретичне дослідження зроблено з урахуванням методів математичного моделювання, термодинаміки, теорії управління. Лабораторний експеримент поставлений на основі апробованих методик, для його проведення розроблено програмно-керовану установку та оригінальну методику. Вимірювання проводили сертифікованими та повіреними приладами. При проведенні розрахунків та обробці результатів експерименту використовували сучасні комп'ютери та застосовували ліцензоване програмне забезпечення.

## 1. АНАЛІЗ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ГАЗОДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ТРАКТОРІВ

Світовий парк автотракторної техніки постійно зростає. До 25% викидів CO<sub>2</sub>, одержуваних при спалюванні копалин енергоносіїв, посідає частку автотракторної техніки, їх близько 5% посідає частку сільськогосподарської техніки. ЄК ООН постійно вводить нові вимоги для автотракторної техніки, які посилюють екологічні норми вихлопу газів, що відпрацювали. Застосування природного газу дозволяє виконати ці вимоги з меншими витратами та в короткий термін [1].

Інше серйозне завдання – необхідність знижувати залежність автотракторної техніки від нафтових видів палива. Сьогодні 99% транспортних засобів працює на бензині та дизельному паливі. Різне підвищення нафтових цін у кінцевому підсумку значно позначається споживачах товарів та послуг. Проте практично в усіх країнах Європи ціни на природний газ для автотранспорту значно нижчі і стабільніші за ціни на рідке моторне паливо.

Отже, одним із завдань, що потребують вирішення, є розвиток мережі автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій (АГНКС). Основа її у Європі вже склалася.

За останні 15 років мережу своїх газових заправок Італія збільшила з 320 до 1063, Німеччина - з 100 до 868, США - з 360 до 632, Україна - з 70 до 207, Франція - з 60 до 78, Нідерланди - з 18 до 177, Чехія - з 11, з 208 до 238, Молдова – з 5 до 20 [1].

У США на метан переважно перекладається комерційний та громадський транспорт: автобуси, сміттєвози та інші вантажні автомобілі, тягачі. Сучасний магістральний тягач із газовим двигуном і з вантажем близько 25 - 30 тон витрачає приблизно 40 - 50 м<sup>3</sup> газу на 100 км пробігу. І для забезпечення 200-кілометрового пробігу достатньо мати на автомобілі касету

з 10 – 12 балонів. При використанні газодизельних автомобілів пробіг однією заправці збільшується [3].

### 1.1. Способи конвертації дизельного двигуна в газодизель

Доцільність використання газу як моторне паливо для двигунів внутрішнього згорання зрозуміли понад 150 років тому. До речі, перші чотиритактні двигуни, винайдені німецьким фабрикантом Отто Ленуаром та австрійським годинниковим справам майстром Ройтманом, працювали на світильному газі, і лише потім стали застосовувати бензин.

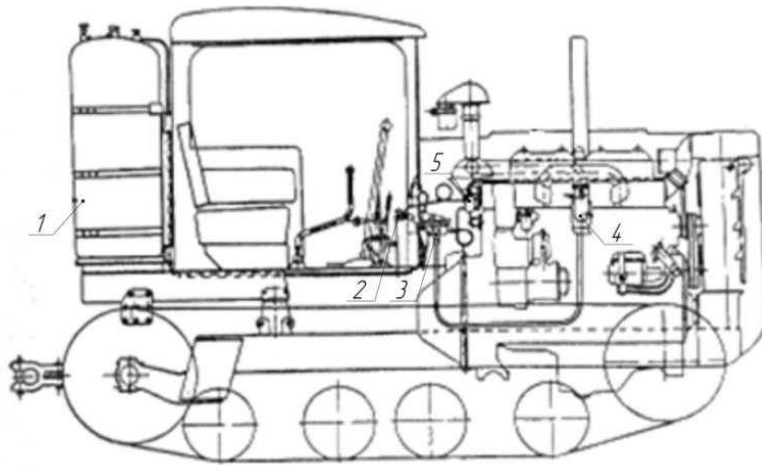
На відміну від природного метану зріджений пропан має здатність під тиском в кілька атмосфер при звичайній температурі переходити в рідкий стан, зменшуючись в об'ємі в 250 разів. Це робить його транспортабельним нарівні із традиційними видами моторного палива. На газобалонних тракторах та автомобілях газ знаходиться у легких тонкостінних балонах, розрахованих на робочий тиск до 16 атмосфер.

Газовий двигун мав такі відмінності від серійного дизеля:

- головка циліндрів мала нерозділену камеру згорання ванноподібного типу;
- діаметр впускного клапана був збільшений до 60 мм, а випускного - до 52 мм (у дизеля діаметр обох клапанів 47,5 мм);
- впускний колектор був змінений і мав фланець для кріплення змішувача;
- чавунні поршні з плоским днищем;
- замість лічильника мотогодин був встановлений однорежимний регулятор частоти обертання колінчастого валу;
- запалення від магнето, встановленого дома паливного насоса, і «холодними» свічками.

Система живлення газом (рис. 1.1) складалася з двох балонів, розташованих вертикально позаду кабіни, магістрального вентиля, випарника

газового редуктора і змішувача. Всі вузли, крім змішувача, були запозичені від газобалонного автомобіля.



1 – газовий балон; 2 – магістральний вентиль; 3 – редуктор; 4 – змішувач;  
5 – випарник

Рисунок 1.1. Схема розташування приладів системи живлення на газобалонному тракторі

Газодизельний двигун може виконувати роботу як на стиснутому, так і на зрідженому газі. В даному випадку сумішоутворення може бути змішаним (зовнішнє по газу і внутрішнє запальному дизельному паливу) або чисто внутрішнім, при якому для автотракторних дизелів застосовується лише скраплений нафтовий газ (ГСН).

Заміщення ДП газом може досягати 80% і більше, якщо ГСН у суміші з ДП подається паливним насосом високого тиску (ПНВТ). Складність реалізації такого методу очевидна, зокрема через необхідність попередньої підготовки газопаливної суміші. Через підвищену стисливість суміші ГСН з ДП може відбутися зниження продуктивності паливоподачі і, отже, втрата потужності двигуна, також зріджений вуглеводневий газ дорожчий і дефіцитніший [32].

Газовий однопаливний трактор має двигун з іскровим запалюванням, а циліндри надходить газоповітряна суміш; у газодизельному двопаливному при роботі в газодизельному режимі газоповітряна суміш у циліндрах

газодизеля займається впорскуваною запальною дозою дизельного палива, а в дизельному режимі він працює по дизельному циклу.

Потужні показники газодизеля залишаються, як правило, такими ж, як у базового дизеля. Для газового двигуна їх доводиться знижувати на 5-10%, причому тим більше, що вищий рівень форсування базового дизеля.

Порівняно з базовими газовими та газодизельними тракторами при експлуатації забезпечують: економію дизельного палива відповідно на 100 і - більше 50%; збільшення ресурсу до першого капітального ремонту газового двигуна та газодизеля, а також тривалості роботи моторної олії до заміни - на 30-35 та 15-20 %; зниження димності відпрацьованих газів газодизеля в 3-4 рази (у газового двигуна вона практично відсутня), викидів оксидів азоту з газами, що відпрацьовали відповідно в 1,5-2 рази і на 10-20% [10, 18].

Сумарний об'єм газових балонів, що встановлюються на газовий або газодизельний трактори, повинен забезпечувати їх безперервну роботу без дозаправки газом протягом не менше 10 год.

Тому на газовому тракторі зазвичай встановлюють стільки ж балонів, що і на газодизельному, в результаті його безперервної роботи без дозаправки зменшується.

Для переобладнання дизельного трактора на газовий необхідно внести конструктивні зміни: знизити ступінь стиснення; замінити систему живлення на газову; обладнати систему запалювання, що унеможливить роботу трактора на дизельному паливі.

При використанні в агропромисловому комплексі стиснутого природного газу автомобільні газонаповнювальні компресорні станції (АГНКС) мають бути розміщені біля газопроводів (магістральних або місцевих мереж газопостачання). Від АГНКС до мобільних споживачів газ має доставлятися за допомогою газозаправників на базі автомобілів та колісних тракторів. Така система прийнятна лише для газифікованих мікрорегіонів, що мають розвинену мережу доріг з твердим покриттям, і економічно виправдана лише за видалення споживачів газу лише на 25-30 км від АГНКС [18].

Коли трактори переводять на газ, враховують забезпеченість ним виконання комплексу технологічних операцій, без погіршення оглядовості для механізатора. У зв'язку з цим доцільно застосовувати газодизелі, які можуть за відсутності газу працювати на дизельному паливі.

Були створені газобалонні трактори з газодизельними двигунами з розміщенням газових балонів на даху кабін колісних тракторів класу 14 кН для забезпечення огляду при виконанні всіх технологічних операцій.

На тракторах з ломаною рамою (Т-150К), газові балони знаходяться на задній напіврамі (два пакети), не заважаючи оглядовості зчпного пристрою і причіпних машин. Запас газу забезпечує безперервну роботу на енергоємних операціях протягом 4,5 – 7 годин залежно від типу трактора. На менш енергоємних операціях трактор може працювати на газі від 9 до 13 години. Загальна тривалість роботи без дозаправок збільшується на 20-50% [10].

Однак забезпечити всережимність регулювання в усьому діапазоні навантажень і частоти обертання двигуна неможливо. Було створено спеціальні електронні системи регулювання. Перші такі системи були встановлені на тракторі класу 50 кН, де вони виявилися ефективними. Переобладнаний газобалонний трактор забезпечував підвищення тягових характеристик.

Висока надійність мікропроцесорних систем дозволяє застосовувати їх в електронних системах для керування подачею газу.

Продовжуються роботи із застосування розподіленої по циліндрах подачі газу, що суттєво покращить економічність двигунів, що працюють на ньому, та екологічні показники роботи тракторів.

## 1.2 Аналіз процесу сумішоутворення та паливоподавальних систем дизельних двигунів

Поліпшення техніко-економічних та екологічних показників тракторів (зниження забруднюючих атмосферу викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами) та зменшення витрати дорогого, а іноді і

дефіцитного, дизельного палива можуть бути досягнуті конвертуванням дизельних тракторів у газові або газодизельні, що використовують екологічно більш чисте. Це насамперед стислий природний газ, порівняно дешевий і недефіцитний.

Застосування зрідженого вуглеводневого газу менш доцільне через відносно високу ціну (на 40% дорожче за природний газ) і дефіцитність, хоча мережа АГНС істотно ширша, ніж АГНКС. Дуже перспективним був би зріджений (криогенний) природний газ, якби не практично повна відсутність серійного виробництва як цього виду палива, так і засобів його зберігання та транспортування [17].

У таблиці 1.1 перераховані характерні особливості однопаливних газових (тут двигуни мають іскрове запалювання, а в циліндри надходить газоповітряна суміш) і двопаливних газодизельних (при роботі в газодизельному режимі повітряна суміш у циліндрах двигуна займається впорскуваною в них запальною дозою дизельного палива, циклу) у порівнянні з базовим дизельним трактором [20, 26].

Особливо слід зазначити, що газові трактори характеризуються повною відсутністю димності відпрацьованих газів (тобто викидів твердих частинок, що складаються на 50-80% з мікрочастинок сажі) і оксидів сірки, а також більш низькими, ніж у газодизельних тракторів, викидами газів людей і свійських тварин-них і завдають найбільшої шкоди довкіллю).

Таблиця 1.1 - Порівняльна оцінка газових та газодизельних тракторів

№ п/п	Газодизельні трактори (при роботі в газодизельному режимі)	Газові трактори
1	Зниження димності відпрацьованих газів у 3-4 рази	Повна відсутність димності
2	Зменшення викидів оксидів азоту на 10-30% та оксидів сірки на 40-60%	Зменшення викидів оксидів азоту в 1,5-2 рази та повна відсутність викидів оксидів сірки
3	Зниження рівня шуму на 2-4 дБА	Зниження рівня шуму на 4-6 дБА
4	Економія дизельного палива (на 60-80% в експлуатації) за рахунок заміщення його газом	Повне (100%) заміщення дизельного палива газом

5	Збільшення на 10-20% тривалості роботи газодизеля до зміни моторного масла	Збільшення на 30-40% тривалості роботи газового двигуна до зміни моторного масла
6	Збільшення на 5-10% ресурсу газодизеля до першого капітального ремонту	Збільшення на 30-35% ресурсу газового двигуна до першого капітального ремонту
7	Можливість збільшення номінальної потужності на 10—15% і максимального моменту, що крутить, без істотного підвищення температури відпрацьованих газів	Зниження номінальної потужності не більше ніж на 5—10% і максимального моменту, що крутить, для збереження температури відпрацьованих газів на рівні базового дизеля
8	Можливість роботи як у газодизельному режимі, так і в дизельному, що дозволяє експлуатувати трактор за відсутності газу. За відсутності дизельного палива трактор працювати не може	Працює лише на газі. Дизельне паливо не потрібне
9	Відносна простота переобладнання базового дизеля в газодизельний та установки на тракторі газових балонів, загальна ємність яких забезпечить безперервну роботу без дозаправки газом протягом не менше 80% заданого стандартами часу	Необхідність часткового розбирання базового дизеля для доопрацювання поршнів та головки циліндрів. Неможливість, як правило, встановлення на тракторі газових балонів, загальна ємність яких забезпечить безперервну роботу без дозаправки протягом не менше 80% заданого стандартами часу
10	Ускладнення системи живлення паливом за рахунок встановлення газового обладнання та газових балонів	Заміна дизельної паливної апаратури на газову та паливного бака на газові балони. Встановлення системи запалення
11	Невисока вартість конвертування дизеля в газодизель та обладнання трактора газовими балонами	Висока вартість конвертування дизеля в газовий двигун, пов'язана з частковим розбиранням та внесенням конструктивних змін

За п. 7 та 10 (див. табл. 1.1) газові трактори поступаються газодизельним.

Деяке зниження (трохи більше 5-10%) потужності газових двигунів на номінальному режимі немає, очевидно, істотного значення.

Проте газові двигуни (особливо з турбонаддувом) навряд чи зможуть забезпечити вимоги 20000-88 «Дизелі тракторні та комбайнові. Загальні технічні умови» [36] у частині величини номінального коефіцієнта запасу крутного моменту через можливе перегрівання двигуна, про що свідчить збільшення температури відпрацьованих газів вище 650-700<sup>0</sup>С [46].

Переважає більшість газових тракторів, конвертованих з дизельних, що випускаються нині, не відповідатиме також вимогам п. 2.10 19677-87 «Трактори сільськогосподарські [35]. Загальні технічні умови» або п. 2.6 27434-87 «Трактори промислові. Загальні технічні умови» [37, 38] щодо тривалості безперервної роботи без дозаправки газом. Вона має становити для с.-г. тракторів 10 год. виду) [37].

Вимогам цих стандартів далеко не завжди відповідають навіть газодизельні трактори, сумарний обсяг газових балонів яких може бути приблизно в 1,5 рази меншим, ніж у газових тракторів.

Газові та газодизельні трактори обладнуються однотипними газовими апаратурою та балонами, що використовуються на газобалонних автомобілях. Конструкція апаратури та балонів насамперед залежить від виду застосовуваного газу.

Конструктивні опрацювання показали, що на кабіні трактора 14 кН може бути встановлено максимум чотири полегшені металосклопластикові балони БА-51-19,6—256/1262 загальною ємністю 204 л. Маса блоку заправлених стислим до 19,6 МПа природним газом балонів разом із пристроєм для кріплення та захисту становить 220-230 кг. Розміщення більшої кількості балонів пов'язане із надмірним збільшенням навантаження на каркас кабіни та висоти трактора, а також зі зниженням гранично допустимого поперечного кута статичної стійкості.

До переваг газу як моторного палива перед дизельним паливом належить краще сумішоутворення і відсутність рідких фракцій в суміші, що надходить в циліндр. Істотною перевагою є зниження зносу двигуна під час роботи на газі [12, 13, 14].

У газодизелях подача газу здійснюється у впускний трубопровід або безпосередньо в циліндри, де він встигає утворити до моменту займання практично гомогенну суміш з повітрям та залишковими газами. Більшість дизелів автотракторного типу продувка циліндрів практично відсутня, що пов'язані з малим перекриттям фаз газорозподілу. Таким чином, для них з'являється можливість без побоювання втрат підвести газ у впускний трубопровід у момент перекриття фаз газорозподілу. Порівняно малі обсяги впускних трубопроводів зменшують небезпеку їх ушкодження [17, 13].

Мінімальна витрата рідкого запального палива визначається величиною потрібної енергії для надійного займання основної суміші. В однокамерних двигунах при повному навантаженні мінімальна витрата рідкого палива становить 10...13% від витрати при роботі тільки на рідкому паливі. У двигунів з роздільною камерою, в яких доступ струменя рідкого палива до центру заряду газоповітряної суміші утруднений, витрата рідкого палива збільшується до 20% [25].

Гомогенна газо-повітряна суміш, що утворюється в циліндрі, дає можливість використовувати повітряний заряд повністю, іншими словами, за відсутності надлишку повітря газ спалюється ефективніше, сажі, як інших продуктів неповного згорання, утворюється істотно менше, ніж при згоранні гетерогенної суміші дизельного палива, яке впорскується в циліндри двигуна безпосередньо в процесі.

Якщо порівнювати питому теплоту згорання дизельного палива і стехіометричних сумішей природного газу, можна помилково припустити, що потужнісні характеристики газодизеля гірші в порівнянні з базовим дизелем, проте результати переведення дизелів на газодизельний процес газом. Пов'язано це з тим, що попередньо підготовлена в процесі впуску газоповітряна суміш згоряє швидше і без утворення диму, внаслідок чого коефіцієнт надлишку повітря може знизитися майже до стехіометричного рівня. Повітря, укладене в підклапанних виїмках, надпоршневого зазорі і в зазорі навколо головки поршня дизеля практично не бере участі в процесі

згоряння при положенні поршня поблизу ВМТ, тобто. коли теплота, що виділяється, використовується з найбільшим ККД [10]. При ході поршня до НМТ дане повітря можна використовувати для допалювання сажі, яка утворюється на початковому періоді згоряння палива, проте при цьому ступінь використання теплоти, що виділяється, знижується і, відповідно, потужнісні та економічні показники двигуна погіршуються. Об'єми, зазначені вище, займають від 15 до 25% обсягу стиснення дизеля з безпосереднім упорскуванням, у зв'язку з чим найменший коефіцієнт надлишку повітря зазвичай обмежується значеннями порядку 1,15-1,25. Заповнення даних обсягів попередньо підготовленої гомогенної газоповітряної сумішшю здатне створити умови для повного використання повітряного заряду циліндра, а також швидкого виділення теплоти на початковому етапі процесу розширення [28, 11, 13, 18].

Процеси згоряння робочої суміші у газодизелі відрізняються від процесів згоряння безпосередньо дизельного палива. Розрізняються два типи процесу згоряння у газодизелі. Згоряння газу в зоні факела рідкого палива без поширення факела на решту газоповітряної суміші - цей тип згоряння спостерігається тільки при подачі невеликих запальних доз рідкого палива в бідну газоповітряну суміш. Робота двигуна при цьому супроводжується викидом із відпрацьованими газами підвищеної кількості вуглеводнів. Послідовне поширення фронту полум'я газо-повітряної суміші від факела, що горить рідкого палива - цей тип згоряння найбільш характерний для газодизеля.

Для переобладнання дизельного трактора в газодизельний не потрібні серйозні конструктивні зміни, тобто конвертація може здійснюватися без виведення техніки з експлуатації. Для цього необхідно:

- встановити на тракторі газові балони в зборі із заправною, розподільчою та контрольною апаратурою;
- доповнити паливний насос високого тиску (ПНВТ), обмежувачем упорскування запальної дози дизельного палива.

### 1.3 Еколого-економічні аспекти застосування компримованого природного газу в газодизельних ДВЗ

У зв'язку з інтенсивним розвитком промисловості та технічним переозброєнням аграрного сектора істотного значення набуває екологічна ситуація в зонах виробничої діяльності людей. За даними системи комплексного фонового моніторингу, наприкінці вісімдесятих років інтенсивність випадання з рідкими та твердими опадами бісульфатної сірки та азотозабруднюючих речовин, що найбільш шкідливо впливають на рослинність і тваринний світ, перебувала (у перерахунку на азот і сірку) відповідно в межах від 2,5 кг до 1 кг угідь [22].

Сумарні річні викиди оксидів азоту та сірки та оксиду вуглецю (II) тракторами та самохідними машинами, що працюють у сільському господарстві, становлять помітну частку у сумарних викидах цих речовин в атмосферу (відповідно 25,2 та понад 1%). Наведено результати розрахунку річних викидів забруднюючих речовин (у перерахунку на азот та сірку), що випадають на 1 га оброблюваних с.-г. угідь, а також максимальні викиди протягом доби. Викиди промислових підприємств визначали за середньою річною інтенсивністю випадання азоту та сірки; кількість днів у році, під час яких випадають опади, прийнято за даними Держметеослужби рівним 55 (промислові забруднення потрапляють в атмосферу на досить великій висоті, разносяться повітряними потоками на багато сотень, а іноді й тисячі кілометрів і випадають на землю разом з опадами).

Викиди автотранспорту відбуваються над поверхнею землі та здебільшого осідають у межах населених пунктів та вздовж автомагістралей; у цьому розрахунку їх не враховували. Щільність більшості оксидів (після охолодження) істотно перевищує щільність повітря [оксид азоту (IV) важчий за повітря в 1,58, а оксид сірки (IV) - в 1,26 раза]. Випадання оксидів азоту і сірки, що викидаються в атмосферу разом з відпрацьованими газами дизелів тракторів і самохідних сільгоспмашин і осідають на ґрунт, розраховували з урахуванням продуктивності тракторів і сільгоспмашин, що розвивається

ними потужності та витрати дизельного палива, визначених за технологічними картами. культур [16, 22].

Річні питомі викиди промислових забруднень виявилися значно вищими, ніж від тракторів та сільгоспмашин. Максимальні ж добові питомі викиди забруднень азотом від тракторів та сільгоспмашин на багатьох енергоємних операціях, насамперед при оранні та збиранні с.-г. культур, у кілька разів перевищують добові викиди промислових забруднень.

У вітчизняній та зарубіжній науково-технічній літературі немає жодних нормативів на гранично допустиме забруднення ґрунту такими речовинами, як оксиди азоту та сірки, вуглеводні, бензапірен, що містяться у відпрацьованих газах дизелів. Водночас відомо, що ґрунт є основним сховищем забруднюючих речовин антропогенного походження. Вона має значну сорбуючу здатність по відношенню до оксидів азоту та сірки, причому швидкість виведення з атмосфери оксиду азоту (IV) дещо менша, ніж оксиду сірки (IV). Легкі вуглеводні, зокрема етилен, легко виводяться з атмосфери. У той же час багато забруднюючих речовин, потрапляючи в ґрунт, зберігаються в ньому тривалий час. Так, вміст бенз(а)пірена у ґрунті (на глибині 10 см) протягом весняно-літнього періоду збільшився на 2,2–3,5 мкг/кг.

Як відомо, основними міським транспортом у великих містах стали автобуси та маршрутні таксі, оснащені дизельними двигунами. Але велика кількість таких автобусів та легкового автотранспорту суттєво погіршує екологічну обстановку.

Так, наприклад, 1 т витраченого (спалюваного) дизельного палива дає близько 20 кг однієї сажі, не кажучи вже про інші шкідливі речовини (чадний газ, вуглеводні, оксиди азоту). [15]

Вихід є – переведення значної частини транспорту з дизельними двигунами на газодизельний процес роботи. Ця система забезпечує роботу дизеля на стислому природному газі по газодизельному циклу.

За потужними показниками сучасні газодизельні двигуни перевершують бензинові та дизельні, а за витратою палива не поступаються дизелям. Крім

того, двигуни, що працюють на газі, більш зносостійкі і в 2-3 рази менше витрачають картерного масла. Вартість газу набагато нижча від бензину і навіть дизельного палива. Як моторне паливо 1 м<sup>3</sup> природного газу замінює 1 л бензину або дизельного палива. Необхідно відзначити, що вартість 1 м<sup>3</sup> природного газу в 2 рази нижча за вартість дизпалива та бензину.

Впровадження такої технології підвищить надійність паливного забезпечення автомобільного транспорту та сільськогосподарської техніки в умовах дефіциту нафтопродуктів, що постійно зростає, збільшить ресурс двигунів на 30–40% і знизить токсичність вихлопних газів у 2–3 рази.

Зниження викиду забруднюючих речовин у повітря при застосуванні газового палива забезпечується властивостями газу, що значно підвищує екологічність двигунів. Застосування газового палива внаслідок більш бідних сумішей продукти неповного згоряння практично не утворюються, так як завжди є надлишок кисню. Окиси азоту утворюються в меншій кількості, тому що при бідних сумішах температура згоряння значно нижча. Пристінковий шар камери згоряння містить менше палива при бідних газоповітряних сумішах, ніж при багатих паливоповітряних. Таким чином, при правильно відрегульованому газодизельному двигуні викиди в атмосферу чадного газу виявляються в 5-10 разів менше, ніж у дизельного, оксидів азоту в 1,5 - 2,0 рази менше і вуглеводнів в 2 - 3 рази менше. Це дозволить дотримуватись норм токсичності за ОСТ 17.2.2.05 – 97 [34] при належному налагодженні двигунів.

## ВИСНОВКИ ДО ПЕРШОГО РОЗДІЛУ

Серед усіх робочих циклів ДВЗ газодизельний є найменш вивченим циклом. Це пояснюється, по-перше, тим, що газодизелі менш поширені в порівнянні з іншими типами ДВЗ, по-друге, складністю дослідження, зокрема моделювання процесів згоряння двох видів палива, що знаходяться в різних агрегатних станах і подаються в різний час.

Використання сучасних методик при моделюванні робочого циклу дозволить ще на етапі проектування виявити проблеми реалізації

газодизельного циклу у конкретному ДВЗ, вказати шляхи їх вирішення, дати відповідну оцінку ефективності, а також рекомендувати деякі конструктивні та регулювальні параметри різних систем. Тому надзвичайно важливо удосконалювати методики синтезу газодизельного робітничого циклу, реалізуючи їх за допомогою обчислювальної техніки.

Особливістю роботи газодизеля є те, що при подачі двох видів палива не потрібно кардинальних змін у системі палива, що падає, базового дизеля.

Доведено, що конверсія дизельного двигуна, що працює на дизельному паливі, в газодизель, є перспективним науково-технічним напрямом у моторобудуванні, що забезпечує: практично незмінний технічний стан двигуна в процесі експлуатації; зниження рівня забруднення навколишнього середовища відпрацьованими газами; економію в 2,5...3 рази дорогого дизельного палива та зниження експлуатаційних витрат на виконання виробничих робіт.

Виявлено, що дизелі, що конвертуються в газодизелі, в даний час мають ряд недоліків, що полягають у необхідності: забезпечення всережимності регулювання у всьому діапазоні навантажень і частоти обертання двигуна; створення спеціального механічного регулятора обмежує величину дизельного палива, що впорскується. Для оцінки достовірності результатів теоретичних досліджень та практичної перевірки працездатності розроблених конструкцій необхідне проведення експериментальних досліджень.

## 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЗОТЕРМІЧНОГО ПРОЦЕСУ В ДИЗЕЛЬНОМУ ДВИГУНІ

2.1. Склад робочого тіла в газодизельному двигуні, його вплив на перебіг процесу циклу

Сучасні дизельні двигуни можуть бути конвертовані в газові з цикловим запаленням або переобладнані в газодизель.

Принцип роботи двигунів по газодизельному циклу запатентовано ще Р. Дизелем в 1898 р. Він став основою під час створення різних конструктивних схем роботи подібних двигунів [25]. При цьому способі повітряний тракт дизеля надходить не повітря, а газоповітряна суміш, яка підпалюється запальною дозою рідкого палива, що впорскується через форсунки основної системи паливоподачі. Зазвичай запальна доза не перевищує 40% максимальної подачі при роботі на чистому дизельному паливі.

У випадку дизельне паливо містить: С, Н, О, N, S, і навіть кількість води. Середній склад дизельного палива  $C=86\%$ ;  $H = 13\%$ ;  $O = 1\%$

Природний (природний) газ із  $CH_4$ ,  $C_2H_6$ ,  $C_3H_8$ ,  $C_4H_{10}$ ,  $C_5H_{12}$ , також може містити  $CO_2$  та  $N_2$ .

Складова метану  $CH_4$  може коливатися в об'ємних відсотках від 50 до 95%, залежно від місця видобутку. Знаючи абсолютний об'ємний вміст окремих газів у газовій суміші (робочій суміші), можна обчислити об'ємні частки компонентів у суміші  $r_1$ ,  $r_2$  і т. д., після чого об'ємна теплоємність суміші може бути обчислена за формулою:

$$C=r_1C_1+r_2C_2+\dots+rnC_n. \quad (2.1)$$

У теплових розрахунках двигунів внутрішнього згорання часто бувають потрібні значення середні ізохорні об'ємні теплоємності, для яких остання формула набуває вигляду

$$C_{vm}=r_1C_{vm1}+r_2C_{vm2}+\dots+rnC_{vnm}. \quad (2.2)$$

Для переходу від ізохорних до відповідних ізобарних теплоємностей застосовується формула

$$C_{pm} = C_{vm} + 0,0886 \text{ ккал/м}^3 \text{ град.} \quad (2.3)$$

У газодизелях при згорянні горючої суміші в процесі згорання виділяється теплота, що витрачається на збільшення внутрішньої енергії газу, здійснення механічної роботи та частково віддається в стінки.

Загальна кількість теплоти, що виділяється в циліндрах двигуна, може бути меншою за теплопровідність згорілого палива внаслідок хімічної неповноти згорання дисоціації продуктів згорання.

Для спрощення розрахунків приймаємо, що згорання протікає як і, як й у теоретичних циклах, тобто. для змішаного циклу при  $V=const$  і  $P=const$ , а циклу швидкого горіння - при  $V=const$ . Визначення температури кінця згорання проводиться за так званим рівнянням згорання, отриманим для 1 кг введеного в двигун палива і тепловим балансом на ділянці згорання CZ (рис 2.1). [19, 21, 24].

Принцип складання рівняння згорання як змішаного циклу, так циклу швидкого згорання є однаковим, проте за формою ці рівняння згорання різні.

Рівняння згорання загалом для змішаного циклу, згідно з першим законом термодинаміки, буде (див. рис 2.1)

$$q_{cz} = u_z - u_c + l_{z/z}, \quad (2.4)$$

де  $q_{cz}$  - кількість теплоти, повідомлена при згорянні 1кг палива отриманими продуктами згорання і що пішло на збільшення їх внутрішньої енергії та здійснення механічної роботи;

$u_z$  - внутрішня енергія продуктів згорання наприкінці процесу видного горіння (точка Z);

$u_c$  - внутрішня енергія робочої суміші (пальної суміші та залишкових газів) в кінці стиснення (точка C);

$l_{z/z}$  - робота розширення газів при ізобарному процесі (від точки Z/до точки Z).

Кількість теплоти, повідомлена продуктам згорання, дорівнює теплотворності палива за вирахуванням теплових втрат:

$$q_{cz} = q_H - q_{ном}, \quad (2.5)$$

де  $q_H$  - нижча теплотворність палива;

$q_{nom}$  - втрачена теплота в процесі згоряння внаслідок догорання палива на лінії розширення, тепловіддачі в стінках камери згоряння та дисоціації.

Відношення  $\frac{q_{cz}}{q_n} = \xi$  називається коефіцієнтом використання теплоти

ділянки видимого згоряння  $C_{z/z}$ .

Отже, кількість теплоти, що витрачається на збільшення внутрішньої енергії та на здійснення роботи газу, дорівнюватиме:

$$q_{cz} = \xi \cdot q_n, \quad (2.6)$$

де коефіцієнт використання теплоти приймають  $\xi = 0,80 \dots 0,85$ .

Термодинамічні розрахунки процесу згоряння зводяться до визначення параметрів температури та тиску наприкінці згоряння [47, 48].

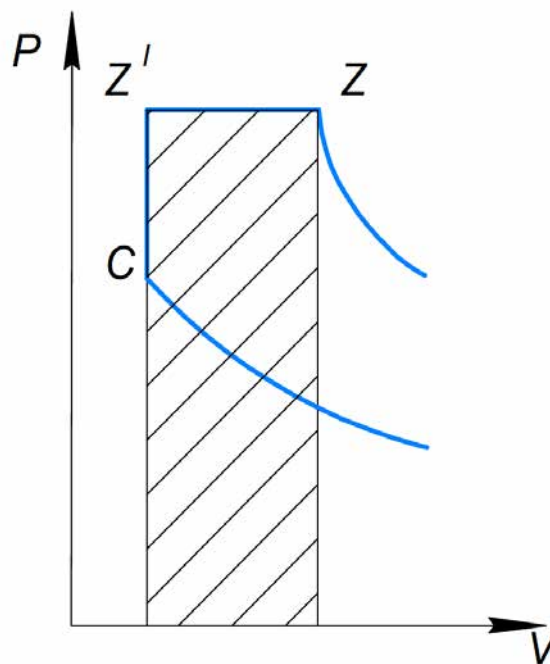


Рисунок 2.1. Ділянка згоряння неокругленої індикаторної діаграми для змішаного циклу

Однак найбільший індекс для практики представляють окремі випадки, до яких відносяться ізохорний процес, що протікає без зміни обсягу ( $dv=0$  або  $V=const$ ), ізобарний процес, що протікає при постійному тиску ( $dp=0$  або  $P=const$ ) та інші.

У нашому випадку процес згоряння здебільшого складається з двох процесів (рис. 2.1) – ізохорний CZ/ та ізобарний Z/Z. Проведемо докладніший аналіз цих процесів. Ізохорний процес може відбуватися робочим тілом (газом), що знаходиться в циліндрі при нерухомому поршні, якщо до робочого тіла підводиться теплота від джерела. Рівняння ізохорного процесу може бути отримано, якщо рівняння стану ідеального газу прийняти  $V=const$ . У цьому випадку

$$\frac{P}{T} = \frac{R}{V} = const \text{ або } \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (2.7)$$

Таким чином, у ізохорному процесі тиск газу завжди залишається пропорційним температурі. Оскільки у ізохорному процесі  $dv=0$ , те й  $dl=0$ , тобто. зовнішня робота не відбувається  $dl=pdv=0$ , тому теплота, що підводиться, витрачається повністю на зміну внутрішньої енергії газу.

$$dqv=du=Cvdt,$$

де  $q$  - питома теплоємність для 1 кг газу.

Тому для кінцевого процесу при  $Cv=const$  маємо

$$q = \int_{T_1}^{T_2} du = u_2 - u_1 = C_v(T_2 - T_1), \quad (2.8)$$

де  $q$  - питома теплоємність для 1 кг газу.

Для ізобарного процесу виконується умова  $dp=0$  при  $P=const$  або без урахування тертя поршня, що ґрунтується на рівнянні стану:

$$\frac{V}{T} = \frac{R}{P} = const \text{ або } \frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (2.9)$$

При постійному тиску обсяг газу завжди пропорційний до абсолютної температури.

Робота газу визначається з виразу

$$l = \int_{v_1}^{v_2} pdv = p(v_2 - v_1). \quad (2.10)$$

Використання теплоти у двигунах характеризується ККД, а економічність двигуна – кількістю витраченої теплоти на одиницю потужності.

Відповідно до другого закону термодинаміки для теоретичного циклу, що здійснюється 1 кг робочого тіла, термічний ККД.

У координатах  $p - V$  (рис. 2.2) ця робота визначається площею всередині контуру, що описує цикл.

Для порівняння робочих циклів, скоєних двигунах з різними розмірами циліндрів, роботу заведено відносити до одиниці робочого обсягу, тобто. різниці обсягів.

З цією метою площу, що визначає роботу циклу, можна умовно замінити площею рівнобедреного прямокутника з основою. Висота прямокутника характеризує питому роботу, тобто. роботу, що припадає на одиницю робочого об'єму.

$$P_u = \frac{l_u}{V_{\max} - V_{\min}} \quad (2.11)$$

Як видно з цієї формули, питома робота чисельно дорівнює деякому умовному постійному тиску  $P_u$ , що діє на поршень протягом часу, що відповідає зміні обсягу від  $V_{\max}$  до  $V_{\min}$ . Величину  $P_u$  прийнято називати середнім тиском циклу. У технічних розрахунках величину середнього тиску циклу зручно виражати МПа.

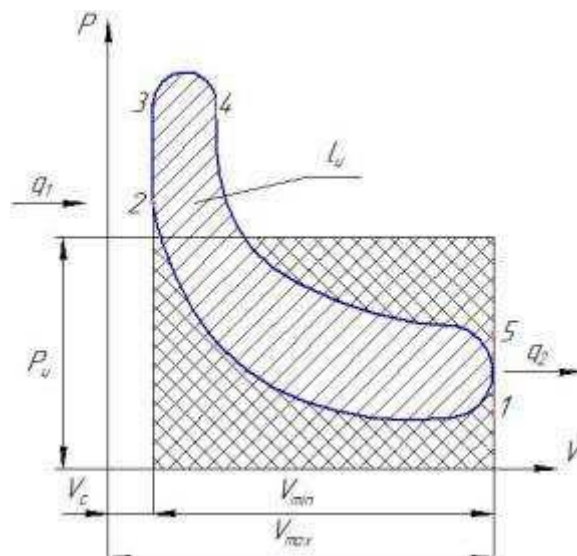


Рисунок 2.2. Робота циклу

Стосовно поршневих двигунів можна уявляти загальний випадок здійснення термодинамічного циклу, зображеного на рисунку 2.3 а, б в координатах  $p-V$  і  $T-s$ . У цьому циклі процеси стиснення (лінії  $ac$ ) та розширення (лінія  $zb$ ) відбуваються без теплообміну із зовнішнім середовищем ( $dq=0$ ). При постійному обсязі підводиться теплота  $q_1'$ , а постійному тиску - теплота  $q_1''$ .

Відведення теплоти  $q_2'$ , а при постійному тиску - теплота  $q_2''$ .

Кількість підведеної теплоти (Дж/кг) у циклі для випадку, коли роботу здійснює 1 кг робочого тіла, обчислюють за формулою

$$q_1 = C_v(T_{z'} - T_c) + C_p(T_z - T_{z'}), \quad (2.12)$$

Абсолютна кількість відведеної теплоти

$$|q_2| = \omega(T_b - T_f) + C_p(T_f - T_a), \quad (2.13)$$

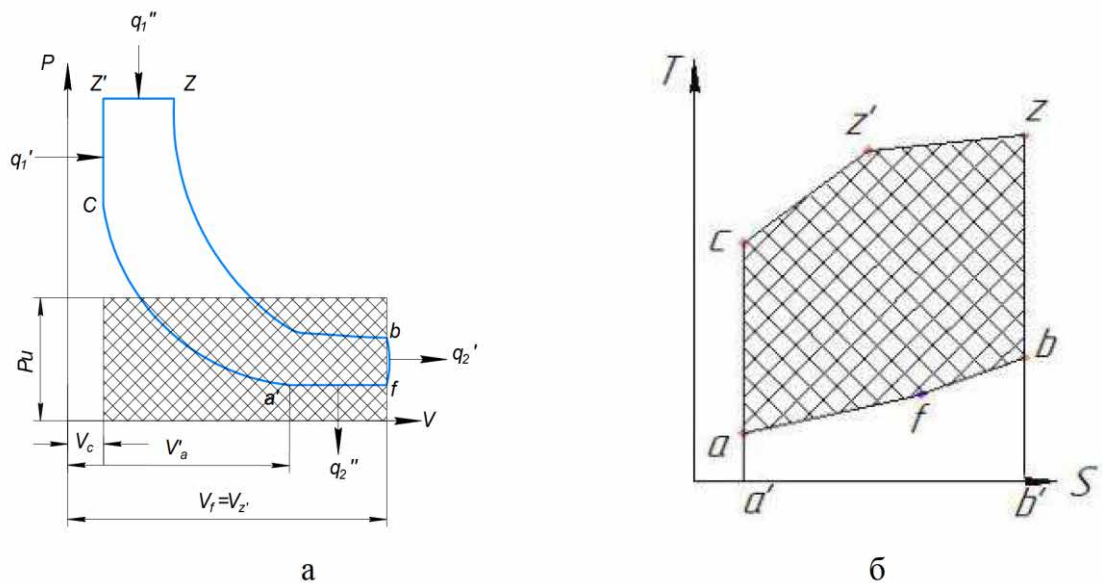


Рисунок 2.3. Термодинамічний цикл

Розглянемо узагальнений цикл газодизеля координатах  $P-V$  і  $T-S$ .

Враховуючи, що  $1 \geq 0$  і  $-1 > 0$ , з рівняння (2.13) випливає, що при будь-якій постійній кількості підведеної теплоти в циклі, що розглядається, зі збільшенням при відповідному зниженні  $r$  зменшується чисельник дробу в рівнянні (2.12), а збільшується ККД циклу.

При відомому елементарному складі палива наближеного визначення його нижчої теплоти згорання (МДж/кг) використовуємо формулу: для дизельного палива ; для газоподібного палива  $z_n = H_n$ .

Так як у процесі горіння використовується природний газ, а як запальна доза дизельне паливо, то нижчу теплотворну здатність цих видів палива можна визначити, якщо відомий їх елементарний склад. Для цього використовують формулу Менделєєва:

$$\partial Q_n = 33,91C + 125,60H - 10,89(O-S) - 2,5 \quad (2.36)$$

де  $\partial Q_n$  - нижча теплотворна здатність дизельного палива.

Приймаємо  $42,5 \text{ МДж/кг} = 10\,143 \text{ ккал/кг}$ .

Дана величина  $Q_n$  – тільки для запальної дози дизельного палива.

Для природного газу знаходимо його нижчу теплоту згорання, користуючись формулою Менделєєва:

$$zQ_n = 12,8 \cdot CO + 10,5H_2 + 35,7CH_4 + 56,0 \cdot C_2H_2 + 59,5C_2H_4 + 63,3C_2H_6 + 90,9C_3H_8 + 119,7C_4H_{10} + 146,2C_5H_{12}. \quad (2.37)$$

І приймаємо  $zQ_n = 36,19 \text{ МДж/м}^3$  чи  $8637 \text{ ккал/м}^3$ .

Для подальшого дослідження вкажемо деякі дані об'єкта установки, де були отримані вихідні показники.

Як об'єкт дослідження взято дизельний двигун СМД-18Н, що встановлюється як силовий агрегат на комбайнах, тракторах, підйомних кранах, компресорних установках, екскаваторах та інших машинах. Основна сфера застосування двигунів СМД-18 - трактори сільськогосподарського призначення дорожньо-будівельна техніка, компресори, дизель-генератори [16].

1. Ступінь стиснення двигуна = 17.
2. Номінальна частота обертання колінчастого валу  $n = 1800 \text{ об/хв}$ .
3. Ступінь підвищення тиску = 1,8.
4. Коефіцієнт надлишку повітря для газу  $\alpha_g = 1,6$ .
5. Коефіцієнт надлишку повітря для дизельного палива  $\alpha_{ж} = 1,8$ .
6. Коефіцієнт виділення теплоти  $\xi = 0,8$ .

7. Температура довкілля  $T_0=293\text{K}$ .

8. Атмосферний тиск  $p_0 = 1,02$  ат.

Теорія двигунів внутрішнього згорання заснована на використанні термодинамічних залежностей та наближення їх до дійсних умов шляхом урахування реальних факторів.

Замкнуті теоретичні (термодинамічні) цикли на відміну від дійсних процесів, що відбуваються в циліндрах двигунів, здійснюються в тепловій машині та характеризуються такими особливостями (допущеннями):

1. Усі процеси циклу здійснюються без теплообміну робочого тіла з навколишнім середовищем та є оборотними.

2. Перетворення теплоти в механічну роботу здійснюється в замкнутому обсязі одним і тим же незмінним робочим тілом.

3. Склад і теплоємність робочого тіла залишаються постійними протягом циклу.

4. Процеси стиснення та розширення протікають по адіабатах з постійними показниками.

5. Відведення теплоти холодному джерелу є єдиним і обов'язковим для замкнутого теоретичного циклу.

Цикл зі змішаним підведенням теплоти є сумою підведення теплоти при постійному обсязі та постійному тиску. Проведений аналіз зазначених параметрів показує, що термічний ККД постійно зростає зі збільшенням ступеня стиснення  $\epsilon$  та показника адіабати  $k$ .

Зростання ККД помітно покращується за високих  $\epsilon$ , починаючи приблизно з  $\epsilon=12\dots13$ .

Зміна показника адіабати залежить від природи робочого тіла.

Для нашого випадку (газодизель) підходить варіант циклу зі змішаним підведенням теплоти (рис. 2.4)

Крім того, на практиці часто вдаються до визначення частки рідкого запального палива по відношенню до загального заряду (газоподібне та рідке паливо) по теплу.

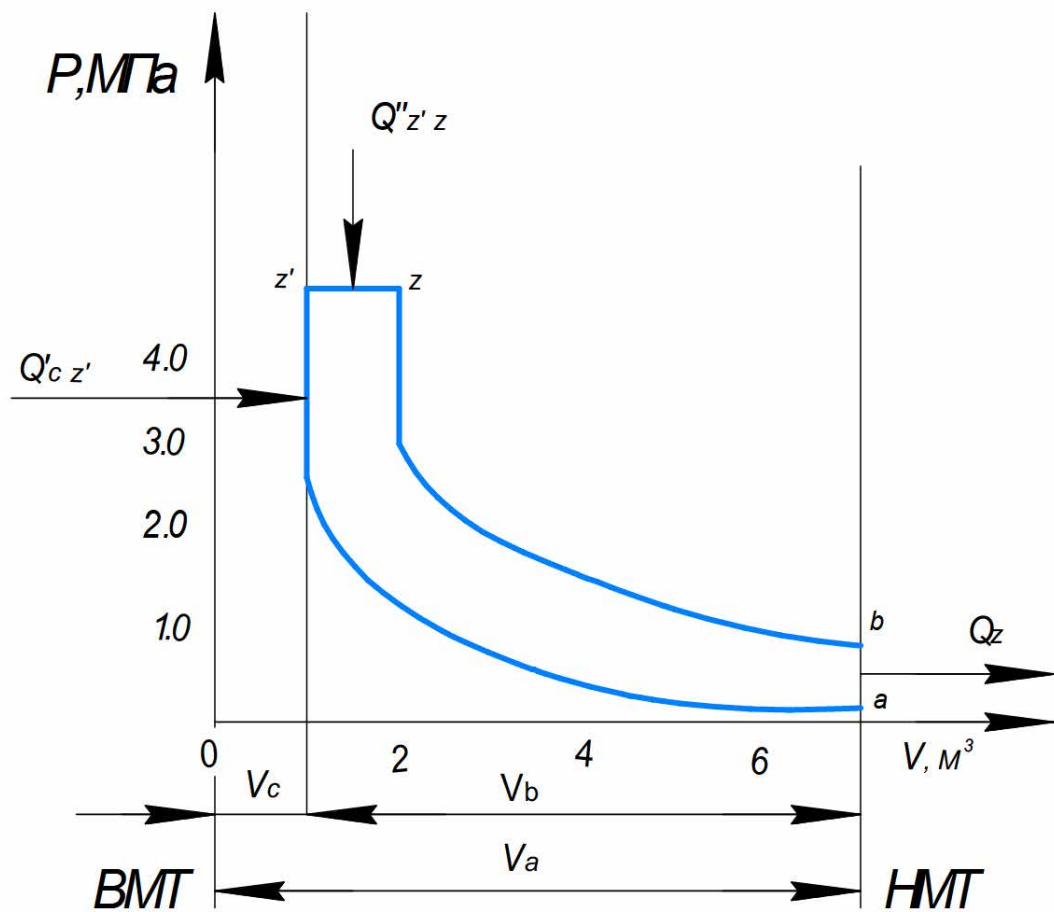


Рисунок 2.4. Цикл із змішаним підведенням теплоти

У газорідних дизелях найчастіше зустрічається значення  $q = 0,08$ , отже, значення  $b = 0,074$ .

Таким чином, термічний ККД циклу підвищується зі збільшенням ступеня стиснення  $\varepsilon$  та ступеня підвищення тиску  $\lambda$ , збільшення ступеня попереднього розширення  $\rho$  знижує ККД. Коефіцієнт  $k$  визначає залежність від властивостей робочого тіла.

В основному, всі параметри технічного ККД залежать від температур у характерних точках циклу. Параметр  $k$  впливає характер протікання процесу циклу. Тому для газодизельного двигуна обов'язково необхідно визначення температур в характерних точках циклу 1-2-3-4-5.

За цими температурами з урахуванням тисків знаходять інші коефіцієнти визначення потужних і економічних показників двигуна.

2.2. Термодинамічні основи циклу газодизеля та його склад, що визначає енергетичні показники двигуна

Для визначення основних параметрів індикаторної діаграми проведемо розрахунок робочого циклу газодизеля, що характеризує процес, а також величини, що визначають енергетичні та економічні показники його роботи.

За даними розрахунку робочого циклу з достатньою для практики точністю можна побудувати індикаторну діаграму, визначити середній та ефективний тиск і за заданою потужністю та частотою обертання визначити число та розмір циліндрів для двигуна.

Якщо відома частота обертання і кількість циліндрів випробуваного двигуна, можна побудувати зовнішню характеристику двигуна. Насправді процес стиснення у двигуні внутрішнього згоряння протікає в умовах теплообміну між робочим тілом та деталями двигуна, а тому не є адіабатним. Цей теплообмін має складний характер і не може бути виражений точно за допомогою термодинамічних співвідношень; тому вважають, що процес стиснення протікає політропно з показником  $n_1$  весь процес стиснення. На рисунку 2.5 показано взаємне розташування кривої стиснення ( $ac$ ) адіабати ( $bc$ ) та дійсної політропи ( $ec$ ) стиснення.

Спочатку стиснення температура робочого тіла значно нижча за температуру навколишніх поверхонь, а тому перший період процесу стиснення (ділянка  $am$ ) супроводжується припливом теплоти від гарячих деталей до робочого тіла. При цьому дійсний показник політропи більший за показник адіабати ( $n_1 > k$ ).

Двигуни внутрішнього згоряння працюють з перекриттям клапанів, а тому «чисте» стиск починається дещо ліворуч від точки  $a$ , при цьому відбувається дозарядка циліндра.

У міру подальшого стиснення температура робочого тіла підвищується і стає вищою за температуру навколишніх деталей. Внаслідок цього теплота від робочого тіла буде вдаватися до деталей (ділянка  $mc$ ). Показник політропи при цьому буде меншим від показника адіабати ( $n_1 < k$ ).

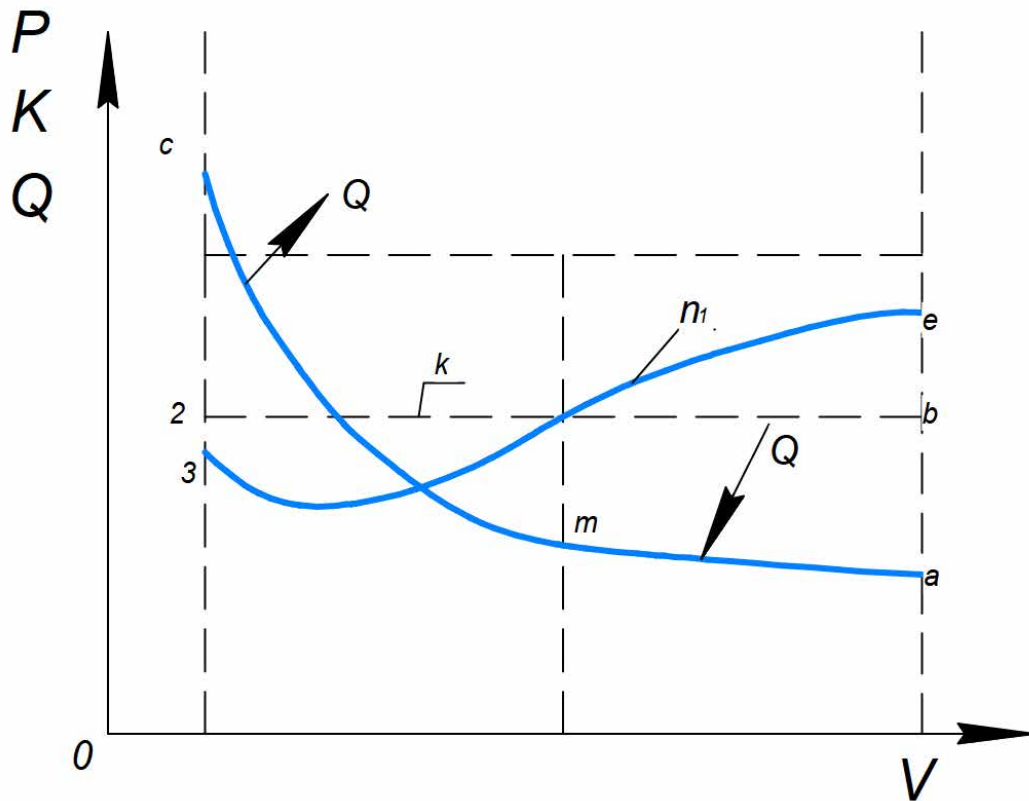


Рисунок 2.5. Взаємне розташування адіабати та політропи стиснення

Дослідами встановлено, що кількість теплоти, що передається від робочого тіла навколишнім деталям на ділянці ( $mc$ ), буде більшою за приплив теплоти від деталей до робочого тіла на ділянці ( $am$ ); тому середній показник політропи стиснення  $n_1$  завжди матиме менше значення, ніж показник адіабати  $k$  (крива політропи стиснення проходить нижче адіабати).

Величина середнього показника політропи стиснення  $n_1$  залежить від швидкісного режиму двигуна, розмірів циліндра, інтенсивності охолодження, форми стиснення камери і конструктивних особливостей двигуна.

Зі збільшенням частоти обертання валу двигуна показник  $n_1$  збільшується, тому що при цьому скорочується тривалість процесу стиснення, і, отже, зменшується тепловідведення від газів до стінок циліндрів і днища поршня.

Характер побудови кривої є гіперболою, яка зі збільшенням частоти обертання двигуна наближається до асимптоти. Так для прийнятих оборотів випробуваного двигуна (1800) значення  $n_1$  коливається між  $n_1=1,34$  і  $1,35$ , який

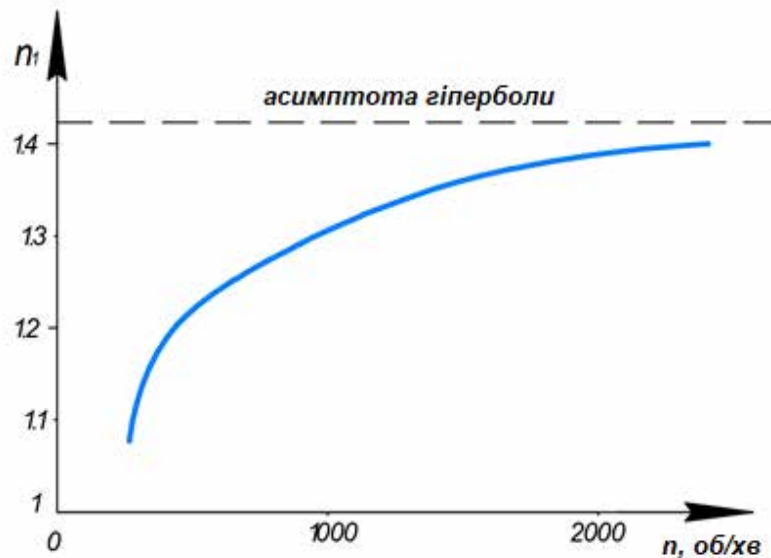


Рисунок 2.6. Зміна показника політропи стиснення залежно від частоти обертання двигуна

Розглянемо далі основні процеси індикаторної діаграми. Для процесу стиснення приймемо у першому та другому варіантах показники політропи  $n_1=1,35$  і  $n_1=1,34$ , також слід зіставити показники  $n_1$  із середнім показником  $k_1$  адіабати стиснення. Різниця  $k_1-n_1$  – обох випадках дуже мала, тобто. відведення тепла від газу до стінок у процесі стиснення зовсім невеликий, це відповідало дуже швидкохідним двигунам.

Середній показник адіабати мало змінюється проти першим варіантом, тому приблизно можна прийняти різницю  $k_1-n_1$  рівної 0,02, тобто. віддача теплоти від газу до стін збільшилася. Надалі вважаємо  $n_1 = 1,34$ .

У теоретичних циклах бензинового двигуна та дизелях розширення газів протікає по адіабаті. Насправді, завдяки наявності догорання палива, витоку газів через нещільність та відведення теплоти в охолоджувальну рідину, процес протікає по політропі зі змінним показником  $n_2$ . Надалі для спрощення термодинамічних розрахунків показник політропи розширення прийнято постійним і дорівнює середньому значенню за процес розширення.

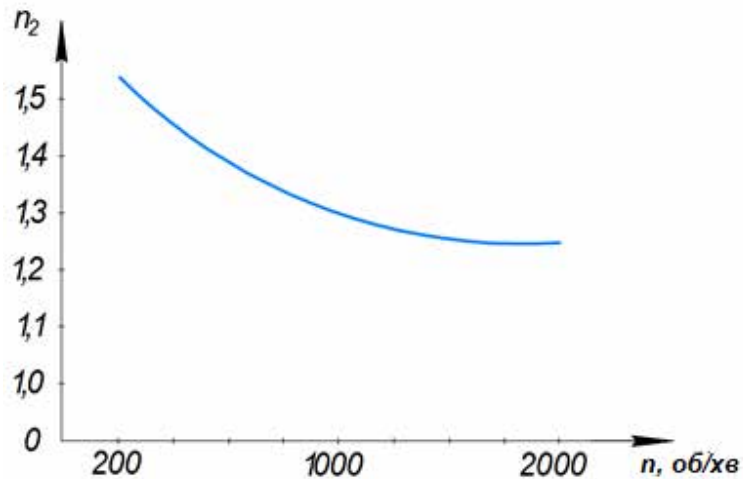


Рисунок 2.7. Зміна показника політропи розширення  $n_2$  залежно від частоти обертання двигуна

Показник  $n_2$ , що входить у формулу, залежить від кількості теплоти, кількості догоряючого палива за період розширення газу і від прориву газу через нещільності. Збільшення відведення теплоти робить політропу розширення крутіше, а показник  $n_2$  вищий. Догорання палива за період розширення щодо внесеної теплоти наближає політропу розширення до ізотреми, а  $n_2$  – до одиниці. Виходячи із сказаного можна охарактеризувати вплив частоти обертання таким чином: при роботі двигуна на малих оборотах колінчастого валу час, що припадає на процес згорання та розширення, більше; втрати теплоти та витік газів (за всіх інших рівних умов) будуть більшими, догорання – менше, а отже, політропа розширення піде крутіше і показник  $n_2$  буде більшим.

Навпаки, при роботі двигуна на високих оборотах витік газів і втрати теплоти будуть меншими, догорання буде більше, політропа піде покладніше, а  $n_2$  наближатися до одиниці. Слід зазначити, що у певному діапазоні чисел оборотів збільшення швидкості поширення фронту полум'я (з допомогою збільшення завихрення) може зменшити догорання. Однак спільний вплив всіх факторів призводить до зростання  $n_1$  до зменшення  $n_2$ .

### 2.3. Аналіз швидкісної характеристики двигуна, що працює у дизельному режимі

При оцінці поршневих двигунів внутрішнього згорання з точки зору динамічних та економічних якостей при різних режимах роботи (швидкісний режим та навантаження) звертаються до побудованих на підставі експериментальних даних кривих, тобто характеристик.

Для автотракторних двигунів основними характеристиками служать: 1) швидкісна та 2) навантажувальна. Найчастіше для тракторного двигуна використовують характеристику навантаження, зазвичай звану характеристикою на регуляторі. Цю характеристику є криві зміни  $GT=f(Ne)$ ,  $g_e=f(Ne)$ ,  $M=f(Ne)$ ,  $n=f(Ne)$ . Остання крива дає можливість судити про динамічні якості при перевантаженні роботи регулятора.

Для повнішого виявлення показників поведінки двигуна завантаження при знятті характеристики доводиться до перевантаження. У цьому випадку частота обертання двигуна при кожній зміні навантаження змінюватиметься, тобто. тракторний двигун при перевантаженні працює по швидкісній характеристиці. Перевантаження доводиться настільки, щоб виявити точку перегину кривої  $M'=f(n)$  [23].

Зазвичай аналіз показників двигуна під час роботи з недовантаженням проводиться по кривих  $g_e$ ,  $G_T$ ,  $M'$  і  $n=f(Ne)$ .

Гальмівні випробування двигуна проведено електричним стендом згідно з ОСТ 7057 - 2001.

Результати гальмівних випробувань двигуна були отримані під час встановлення паливного насоса ЛСТН410010. Частота обертання колінчастого валу двигуна була встановлена на потужний режим 75 кВт.

Насос був відрегульований таким чином, що частота обертання колінчастого валу досягала 1930 об/хв. на холостому ході, потужність двигуна – 75 кВт (102 к.с.) на номінальній частоті обертання колінчастого валу 1800 об./хв.

У тракторному двигуні сталість швидкісного режиму при опорі агрегату, що є в роботі, підтримується регулятором частоти обертання. Регулятор, впливаючи на рейку паливного насоса, змінює подачу палива на цикл  $\Delta g$  і автоматично змінює величину крутного моменту двигуна  $M$  в залежності від коливань навантаження, підтримуючи задану частоту обертання в межах ступеня нерівномірності регулятора.

Характеристика знімалася з метою виявлення зміни енергетичних ( $M_\delta$ ) та економічних ( $G_T, g_e$ ) показників роботи двигуна на регуляторі та в області швидкісної характеристики. Маючи дані регуляторної характеристики роботи двигуна в дизельному режимі, легко провести порівняльний аналіз з показниками цього двигуна, що працює в газодизельному режимі.

Регуляторна характеристика знімалася при експлуатаційному регулюванні системи живлення та при постійному куті випередження упорскування палива. Зняття характеристики починалося з холостого ходу і закінчувалося (з метою повнішого виявлення показників роботи двигуна) в області роботи двигуна за швидкісною характеристикою після виявлення швидкісного режиму, відповідного  $M_{\delta max}$ . [6] Регуляторна характеристика двигуна функції від частоти обертання та ефективної потужності двигуна представлена на рисунку 2.8.

Гілки характеристики від холостого ходу до максимальної потужності регуляторної характеристики є регуляторними гілками характеристики і представляють режими роботи двигуна, що визначаються регулятором частоти обертання. Короткі гілки характеристики відповідають роботі двигуна за швидкісною характеристикою з увімкненим коректором подачі палива. Так як робота двигуна на регуляторі за умовами близько підходить до роботи двигуна за характеристикою навантаження, різниця лише в тому, що в навантажувальній характеристиці частота обертання двигуна залишається постійною, а в регуляторній характеристиці вона змінюється в межах ступеня нерівномірності регулятора  $\delta$ , то всі висновки і висновки щодо

навантажувальної характеристики можуть бути з достатнім ступенем точності перенесені на регуляторну характеристику.

Крутний момент двигуна  $M_\delta$  при збільшенні навантаження зростає на регуляторній гілці за рахунок того, що регулятор, переміщуючи рейку, збільшує подачу палива на цикл  $\Delta g$ . Збільшення моменту, що крутить, на короткій швидкісній гілці відбувається за рахунок роботи коректора, що дає можливість збільшити подачу палива на цикл  $\Delta g$ .

Зниження крутного моменту  $M_\delta$  на швидкісній гілці характеристики відбувається в основному за рахунок погіршення процесу сумішоутворення та збільшення втрат теплоти при згорянні палива, тобто зниження індикаторного ККД двигуна.

Зростання годинної витрати палива  $G_T$  при збільшенні навантаження двигуна до максимальної потужності пояснюється збільшенням подачі палива на цикл  $\Delta g$  (регулятор переміщує рейку у бік збільшення подачі палива). Зниження годинної витрати  $G_T$  на швидкісній галузі характеристики відбувається за рахунок різкого зниження частоти обертання і зменшення числа подач палива в циліндр двигуна.

Питома витрата палива  $g_e$  залежить від кривих індикаторного  $\eta_i$  та механічного  $\eta_m$  ККД при роботі двигуна на регуляторі (регуляторні гілки) та швидкісній характеристиці (безрегуляторні гілки). Зниження питомої витрати палива  $g_e$  зі збільшенням навантаження (регуляторна гілка) обумовлюється підвищенням механічного ККД. В області великих навантажень затримка та зниження  $g_e$  пов'язана з різким зниженням індикаторного ККД двигуна [30].

Характеристика, знята в залежності від частоти обертання двигуна, представлена на рисунку 2.8 і називається швидкісною характеристикою з регуляторною гілкою.

Зручність користування цією характеристикою полягає в тому, що на швидкісній гілці наочно представлені всі енергетичні та економічні параметри двигуна в залежності від частоти обертання, а також більш точно встановлений максимальний момент, що крутить  $M_\delta$ , і легко можна

розрахувати запас крутного моменту, який для випробуваного двигуна становить

$$K = (M_{\delta_{\max}} - M_{\delta_n}) / M_{\delta_n} = 8,3\%.$$

Для зручності порівняльного аналізу енергетичних та економічних показників двигуна в дизельному та газодизельному режимах характеристики будуються на одному графіку (рис. 2.8).

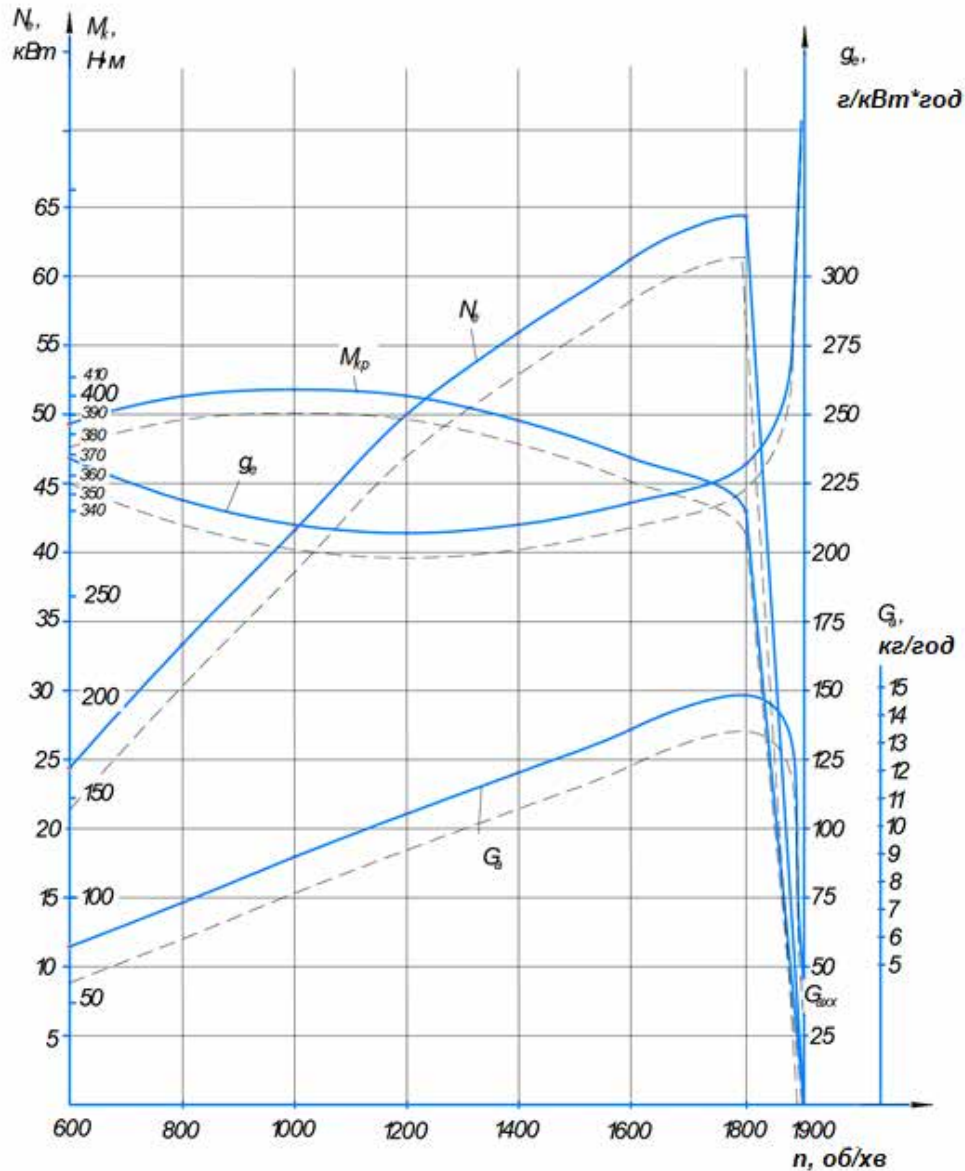


Рисунок 2.8. Порівняльні характеристики двигунів, що працюють на рідкому паливі та на газі з присадкою рідкого запального палива:

———дизель; - - - - газодизель

2.3.1. Порівняльний аналіз швидкісних характеристик двигуна, що працює в режимах дизеля і газодизеля

Швидкісна характеристика двигуна в газодизельному режимі є графічним виразом залежності ефективної потужності  $N_e$ , крутного моменту  $M_\delta$ , годинної витрати палива  $G_T$  і питомої витрати палива  $g_e$  двигуна від частоти обертання колінчастого валу в хвилину.

Швидкісна характеристика дає можливість виявити зміну основних енергетичних ( $N_e$  і  $M_\delta$ ) та економічних показників роботи двигуна залежно від частоти обертання колінчастого валу.

Швидкісна характеристика газодизеля знімалася при 12...15% подачі дизельного палива як запальна доза. Кут випередження подачі дизельного палива залишався незмінним. Зміна частоти обертання досягалася гальмуванням двигуна.

Як впливає з характеристик, ефективна потужність  $N_e$  двигуна, що працює в обох режимах (дизель і газодизель), у міру збільшення частоти обертання спочатку зростає приблизно пропорційно частоті обертання, потім, при подальшому збільшенні частоти обертання і максимальних оборотах, потужність досягає найбільшої величини. Якщо збільшувати частоту обертання, потужність двигуна знижується.

На обох режимах роботи двигуна, як видно з характеристик, характер зміни потужності зберігається, проте абсолютна величина потужностей різна: у газодизельному режимі двигуна вона знижена на 8...9%.

Таким чином, потужність двигуна в газодизельному режимі при роботі на швидкісній характеристиці змінюватиметься пропорційно до частоти обертання. При цьому коефіцієнт надлишку повітря для кожної частоти обертання встановлюється таким чином, щоб він сприяв розвитку найбільшої потужності.

На величину потужності двигуна значний вплив має коефіцієнт наповнення двигуна  $\eta_v$ . Зі збільшенням частоти обертання коефіцієнт

наповнення  $\eta_V$  знижується в основному за рахунок збільшення опору впускної та випускної систем двигуна.

На малих оборотах  $\eta_V$  знижується внаслідок невідповідності фаз газорозподілу, підібраних для вищої частоти обертання режиму роботи двигуна на малих оборотах.

Механічний ККД  $\eta_M$ , як показують дослідження, зі збільшенням частоти обертання знижується, що пояснюється збільшенням тертя роботи і збільшенням витрати механічної енергії на привід допоміжних механізмів двигуна.

Індикаторний ККД двигуна зі збільшенням частоти обертання зростає. Це пояснюється переважно такими причинами:

- 1) збідненням робочої суміші та меншими втратами теплоти внаслідок недогарання палива;
- 2) відносним зменшенням віддачі теплоти в систему охолодження за цикл внаслідок зменшення часу циклу із зростанням числа обертів;
- 3) зменшенням витоку газів з циліндра в картер внаслідок зменшення часу циклу;
- 4) поліпшенням процесу сумішоутворення внаслідок зростання швидкості повітря та підвищення інтенсивності перемішування газу з повітрям.

На високих оборотах індикаторний ККД  $\eta_i$  знижується, що пояснюється переважно великим догоранням палива, збільшеною віддачею теплоти в систему охолодження та підвищенням винесення теплоти з відпрацьованими газами [29, 32].

Частота обертання досягає найбільшої величини для різних двигунів по-різному. В основному вона залежить від наступних факторів:

- 1) від зміни складу та якості робочої суміші при зміні частоти обертання колінчастого валу двигуна, а отже, від встановленого регулювання змішувача;
- 2) від прийнятих фаз газорозподілу;

- 3) від величини втрат теплоти в систему охолодження та з відпрацьованими газами при зміні частоти обертання;
- 4) від інтенсивності підігріву суміші;
- 5) від технічного стану двигуна (зносу поршневої групи).

Крутний момент  $M_\delta$  зі збільшенням частоти обертання колінчастого валу двигуна спочатку зростає, досягає максимальної величини і зменшується до нуля при оборотах холостого ходу.

На зміну моменту, що крутить,  $M_\delta$  впливають ті ж фактори, від яких залежить зміна і величина середнього ефективного тиску в циліндрі двигуна  $P_e$ . У свою чергу ці фактори не постійні і змінюються в залежності від частоти обертання. До цих факторів відносяться коефіцієнт наповнення  $\eta_V$ , коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ , а також індикаторний ККД –  $\eta_i$  та механічний ККД –  $\eta_M$ .

Запас крутного моменту  $K$  - у відсотках визначається за формулою

$$K = \frac{M_{\delta_{\max}} - M_{\delta H}}{M_{\delta H}} \cdot 100,$$

Таким чином, запас моменту, що крутить, при роботі двигуна в газодизельному режимі складе 5...6 % (див. рис. 2.8). Цей показник характеризує здатність двигуна долати можливе збільшення моменту опору без переходу на низьку передачу і є дуже важливим енергетичним показником.

Чим вище  $D_o$ , тим більше запас крутного моменту, тим вище здатність двигуна долати зростання опору. Годинна витрата палива (метан + запальна доза дизельного палива) для газодизельного режиму залежить переважно від частоти обертання. Крива годинної витрати палива виходить із початку координат і спочатку зростає пропорційно збільшенню частоти обертання (числу ходів всмоктування в одиницю часу), потім в результаті зниження коефіцієнта наповнення  $\eta_V$  зростання  $G_T$  затримується, при значному зниженні  $\eta_V$  годинна витрата палива починає падати і за  $N_e=0$  досягає кінцевого значення.

Характер поведінки кривої годинної витрати палива повторює закон зміни  $G_T$  двигуна, що працює у дизельному режимі. Для порівняння

економічності роботи двигуна в дизельному та газодизельному режимах, порівняємо показники обох режимів щодо витрати палива, і, зрештою, за питомою витратою теплоти. На рисунку 2.9 наведено порівняльні дані, що характеризують роботу двигунів на рідкому паливі та на газі з присадкою рідкого запального палива.

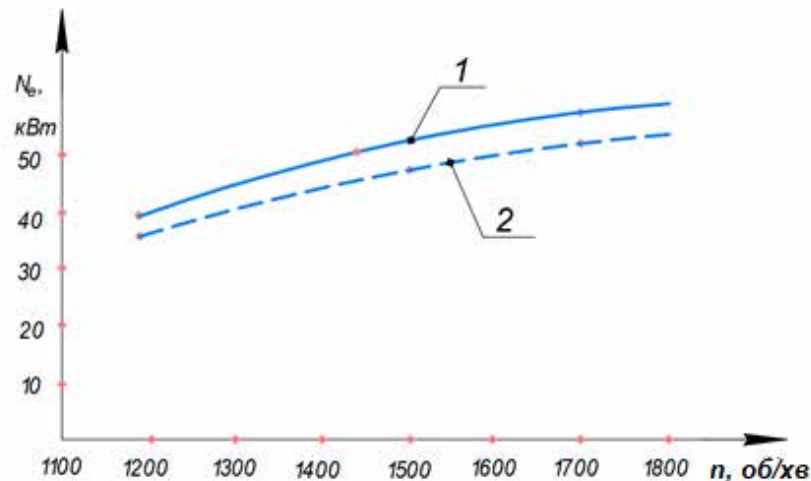


Рисунок 2.9. Порівняльна характеристика потужності двигуна

Як видно з наведених даних, потужність двигуна на газі з присадкою рідкого палива при всіх числах оборотів не досягає повної потужності двигуна, як при роботі на рідкому паливі, і становить не понад 8...10%.

Це з наступними чинниками: насамперед змінюється процес горіння і, як наслідок, змінюється фронт поширення полум'я, а останній залежить від складу та якості робочої суміші. Для запальної дози палива газоповітряна суміш не сприяє запаленню. З вказаної причини виникає необхідність зміни кута випередження упорскування з метою визначення оптимального значення.

Під час проведення випробувань кут випередження упорскування не змінюється.

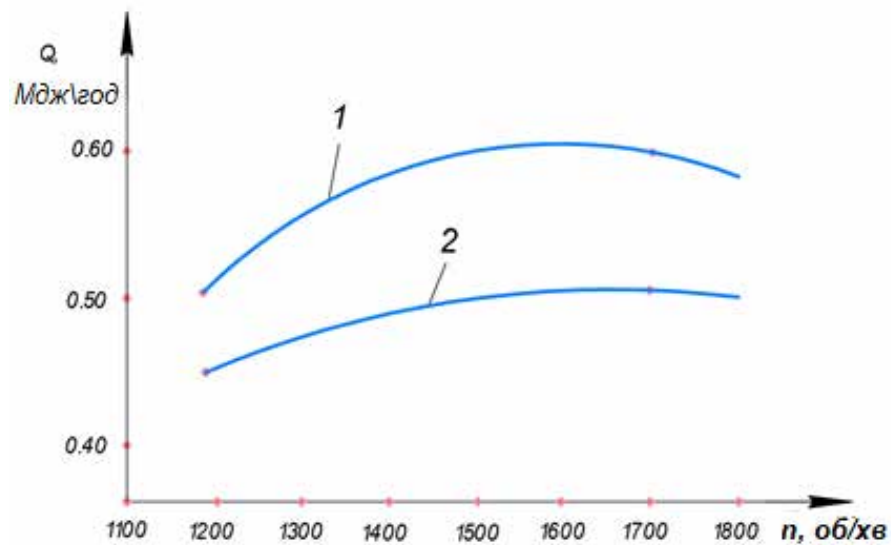
Іншим важливим фактором, що впливає на процес згоряння палива в циліндрі двигуна, є форма камери стиснення.

Газоповітряна суміш, що надходить у процесі стиску в циліндр газового двигуна, сприйнятлива до різких змін форми камери стиснення.

Перегрів виступаючих частин камери може порушити керування процесом і призвести до передчасного займання паливного заряду (запалювання жару). Відомо, що для газорідинного двигуна простота форми камери стиснення при здійсненні в газорідинному двигуні упрскування палива ближче до осі циліндра, що призводить до поліпшення процесу згоряння [19].

Найбільш сприятливими камерами, з точки зору їх відповідності умовам газорідинного процесу, є нероздільні (однопорожнинні) камери, як і в нашому випадку. Вони розміщені в поршні і не вимагають жодних змін при перекладі двигуна із самозайманням на газорідинний цикл [18].

На рис. 2.10 представлені порівняльні характеристики щодо годинної витрати теплоти роботи двигуна на рідкому паливі та на газі з присадкою рідкого запального палива.



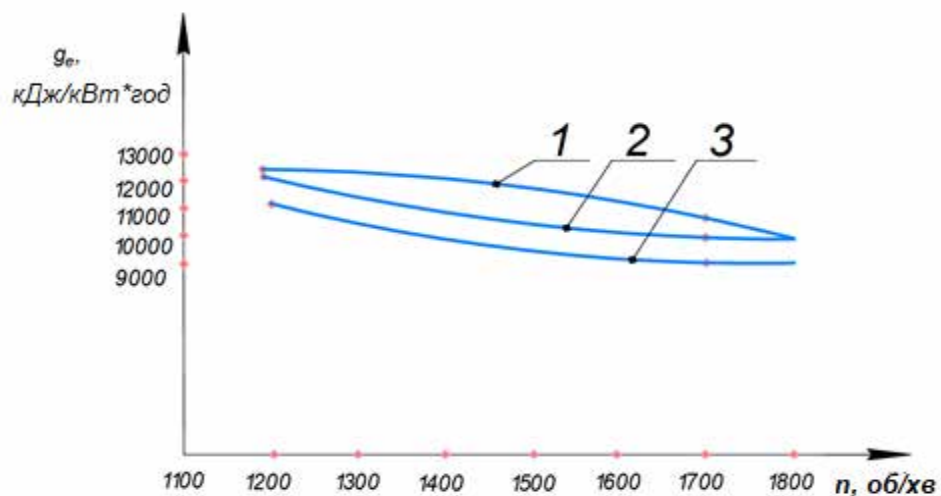
1 – на рідкому паливі; 2 – на газі з присадкою рідкого палива

Рисунок 2.10. Порівняльна характеристика за годинною витратою теплоти роботи двигуна

Результати випробувань свідчать про нижчі результати роботи двигуна по газодизельному циклу, особливо при номінальній частоті обертання колінчастого валу двигуна.

По-перше, це пов'язано з нижчою теплотворною здатністю газу порівняно з дизельним паливом. По-друге, основною причиною є значна затримка самозаймання палива на високих оборотах при невеликій кількості запального палива. Щоб зберегти період затримки самозаймання у допустимих межах, необхідно працювати з досить високим коефіцієнтом надлишку повітря. Це, у свою чергу, призводить до зниження теплотворності робочої суміші, зменшення швидкості згоряння і, тим самим, зниження потужності двигуна.

Як бачимо на рис. 2.11 питома витрата теплоти роботи двигуна по газодизельному циклу становить 9150...11550 кДж/кВт·год, що трохи нижче, ніж у двигуна, що працює за дизельним циклом. Це свідчить про те, що циклова подача рідкого палива та газу з присадкою рідкого палива має різну теплотворну здатність. Внаслідок чого двигун розвиває меншу потужність при однакових частотах обертання колінчастого валу [6].



1 - на рідкому паливі; 2 - на газі з присадкою рідкого палива; 3 – тільки на газі з вирахуванням рідкого палива

Рисунок 2.11. Порівняльна характеристика питомої витрати теплоти двигуна

Цікавим є аналіз кривих питомої витрати палива (рис 2.11) від складу підведеного в циліндри палива. Як видно з розрахункового графіка,

максимальний тепловий імпульс спостерігається під час роботи на чистому дизельному паливі, а мінімальний - під час роботи на газі.

У той же час тепловий імпульс на газодизельному режимі займає проміжне положення, що свідчить про те, що згоряння запальної дози приносить свою частину енергії та меншою мірою знижує енергетичну ефективність, ніж робота на газі.

## ВИСНОВКИ ДО ДРУГОГО РОЗДІЛУ

1. Параметри швидкісної характеристики, одержаної експериментальним шляхом, підтверджуються вихідними даними, встановленими регулюванням паливного насоса.

2. Номінальна потужність двигуна, працюючого у газодизельному режимі, знижується на 8...10%.

3. Газодизельному ДВЗ необхідно працювати з досить високим коефіцієнтом надлишку повітря .

4. Запас крутного моменту двигуна, що працює в дизельному режимі, становить 8,3%, а працюючого в газодизельному режимі - 5...6%, що всього на 2,3...2,5% нижче, ніж у дизеля.

5. Питома витрата теплоти роботи двигуна по газодизельному циклу становить 9150...11550 кДж/кВт·год, що у 10...12% нижче, ніж в дизеля.

6. Питома витрата палива газодизельного двигуна нижча, ніж у дизеля, на 4...6%.

### 3. РОЗРОБКА ПАЛИВОПОДАЮЧОЇ СИСТЕМИ ГАЗОДИЗЕЛЯ. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

Результати вивчення способів подачі газового палива в газодизелях з комбінованим сумішоутворення показали, що найбільш раціональним є спосіб, при якому газове паливо всмоктується під дією розрядження у впускному тракті. Створена система палива, що забезпечує мінімізацію запальної дози дизельного палива, що впорскується, а також високу гомогенність газоповітряної суміші, що сприяє якісному дозуванню газового палива, забезпечення сталості частоти обертання колінчастого валу газодизеля при коливаннях навантаження. Тут передбачено захист газодизеля від перевантаження, яке виключає подачу газового палива за відсутності обмеження на подачу рідкого палива, а також відключення подачі рідкого палива зі збільшенням частоти обертання колінчастого валу газодизеля.

Паливоподаюча система забезпечує функціонування газодизеля в дизельному та газодизельному режимах.

#### 3.1. Аналіз способів та систем подачі палива в газодизельному двигуні

Газоподібне паливо для двигунів внутрішнього згорання почали використовувати понад 150 років тому. Перші чотиритактні двигуни, винайдені німецьким фабрикантом Отто, французьким винахідником Ленуаром і австрійським годинниковим майстром Ройтманом, працювали на світільному газі, а потім у них почали застосовувати бензин. Це було пов'язано з його більшою теплотворною здатністю та зручністю використання. Проте з розвитком нафтопереробної та газової промисловості питання про газові двигуни виникло знову. Для тракторів та автомобілів це стало особливо актуальним після того, як було налагоджено виробництво зрідженого газу.

Раніше нами було обґрунтовано вибір схеми газодизеля, яка передбачає зовнішнє сумішоутворення газового палива. У цій схемі подачу газу можна організувати двома способами: по-перше, шляхом всмоктування під дією

розрядження у тракті впускного газодизеля, по-друге, під надлишковим тиском.

У схемах, що передбачають всмоктування газового палива під впливом розрядження у впускному тракті газодизеля, подачу газу виконує змішувач. Дозування газового палива здійснюють редуктор низького тиску та дозатор. Подібні схеми щодо прості.

Однак тут слід зазначити і недоліки, до яких належить, зокрема, наявність втрат газового палива у складі свіжого заряду під час перекриття фаз газорозподілу. Коефіцієнт наповнення також дещо знижується.

Подачу газового палива під надлишковим тиском у впускний трубопровід здійснюють газоподаючі форсунки з гідравлічним або електричним приводом [31, 50]. При цьому розташувати пристрої газоподачі можна як у головці циліндрів, перед впускними клапанами, так і в трубопроводах впускних. Це дозволяє залишити конструкцію головки циліндрів без змін. Порівняно невеликий тиск подачі газового палива дозволяє застосовувати нескладні пристрої для подачі газу.

При цьому з'являється можливість забезпечити узгодження фаз газорозподілу та подачі газоподібного палива так, що не буде втрат газу в процесі перекриття фаз впускних та випускних клапанів.

Електронні системи подачі газу на сьогоднішній день є досить перспективними як такі, що володіють широким діапазоном регулювань і здатні забезпечити мінімальну величину впорскування запальної дози дизельного палива [12, 34].

При конвертуванні дизелів у газодизелі не потрібно внесення істотних конструктивних змін, що дозволяє конвертувати дизель, що експлуатується.

У газодизельних двигунах зазвичай використовується подача компримірованого газового палива за допомогою всмоктування під дією розрядження у впускному тракті. Однак в силу перерахованих переваг схеми з подачею газу під надлишковим тиском, таких як простота, широкий діапазон регулювань, можливість використання стандартного газового обладнання,

мінімізація змін в конструкції при конвертуванні дизеля в газодизель, можливість переведення на газодизельний цикл дизелів, які вже знаходяться в експлуатації, на місцях при мінімальних капвкладеннях, всмоктування під надлишковим тиском за допомогою електричних газоподаючих форсунок.

3.2. Розробка пристрою подачі запальної дози в циліндри двигуна при конвертуванні його в газодизель

Вимоги, які сьогодні пред'являють газодизелям, включають забезпечення можливості роботи і в дизельному, і в газодизельному режимі.

Розробку паливної системи вели з урахуванням даної вимоги.

Як зазначалося раніше, при виборі способу подачі газового палива перед повагою віддають схемі із зовнішнім способом сумішоутворення і шляхом подачі газу під надлишковим тиском у впускний колектор.

До систем паливоподачі газодизеля висувають низку вимог.

Так, до її завдання входить забезпечення подачі палива в кількості, що відповідає режиму роботи. Для запобігання перевантаженню газодизеля та виходу його з ладу необхідно виключити можливість подачі газового палива, якщо з якихось причин не включиться механізм обмеження подачі рідкого палива. У зв'язку з тим, що газодизель, що розробляється, призначений для використання в якості енергетичного засобу, йому потрібно підтримувати задану частоту обертання колінчастого валу. Розробка паливної системи газодизеля проводилась із мінімальними конструктивними змінами, використовувалося стандартне газове обладнання.

Паливна система дизеля СМД-18 прийнята як базова [30, 41]. У конкретному газодизелі використовується польське та італійське газове обладнання. Деякі елементи обладнання зазнали модернізації, що забезпечило найкращу конвертацію дизеля СМД-18 (Рис. 3.1).

Змішування газового і повітряного потоків проводиться безпосередньо у впускному колекторі 1. Газове паливо підводиться засобами електромагнітних газових форсунок (інжектор) 20. Газовий інжектор - це

швидкодіючий електромагнітний клапан, який по сигналу від електронного блоку 17 управління відкривається, і через нього проходить доза палива (га. Відкриття та закриття клапана відбувається синхронно з обертанням колінчастого валу. Електромагнітний інжектор забезпечує відкриття отвору для проходу палива за 0,6 мс, закриття за 2,0 мс та дозволяє працювати з частотою до 250 Гц [27].

Місце встановлення газових форсунок зумовлене конструкцією впускного колектора та розраховане таким чином, що кожна форсунка забезпечує газовим паливом роботу одного циліндра.

Дозування газового палива здійснюється шляхом регулювання подачі через електромагнітні газові форсунки за допомогою електронної педалі.

Підтримується задана частота обертання колінчастого валу автоматично, переважно за рахунок зміни подачі газового палива шляхом управління роботою електромагнітних газових форсунок 20 (при цьому зміна подачі рідкого палива насосом високого тиску незначно). Для цього на торці ПНВТ змонтований кроковий двигун 11 з'єднаний через проміжний важіль з паливною рейкою насоса високого тиску. Кроковий двигун 11, обертаючись (за і проти годинникової стрілки), забезпечує зміну подачі рідкого палива в незначних межах.

Газове паливо надходить до редуктора низького тиску за традиційною схемою, яка прийнята для газобалонних установок автомобілів [20]. Дана схема передбачає резервуари високого тиску 2 для зберігання газового палива, вентиль 3, газопроводи, редуктор високого та низького тиску 5,7, електромагнітний запірний клапан 6, фільтр 4, а також інші елементи.

Щоб спалахнуло газове паливо, необхідна запальна порція дизельного палива. подача запального палива при цьому здійснюється в конкретний момент часу та в мінімальній кількості. Час подачі запального палива встановлюється відповідним регулюванням ПНВТ.

Щоб забезпечити роботу ПНВТ у режимі газодизеля, передбачено встановлення механізму надання мінімальної запальної дози (ММЗД)

дизельного палива, що перешкоджає переміщенню паливної рейки на збільшення подачі рідкого палива. Для полегшення керування переведення ПНВТ у газодизельний режим здійснюється дистанційним перемиканням ММЗД дизельного палива.

При виборі конструктивної схеми механізму установки подачі запальної дози дизельного палива було прийнято до уваги необхідність внесення змін у конструкцію ПНВТ та регулятора для збереження робочих характеристик газодизеля в дизельному режимі без змін.

Розроблена схема дозволяє переводити дизельний двигун на роботу в газодизельний режим і не вимагає суттєвих конструктивних змін та переробок деталей всережимного регулятора, легко монтується та демонтується. Дуже важливо те, що відпадає потреба у спеціальній паливній апаратурі.

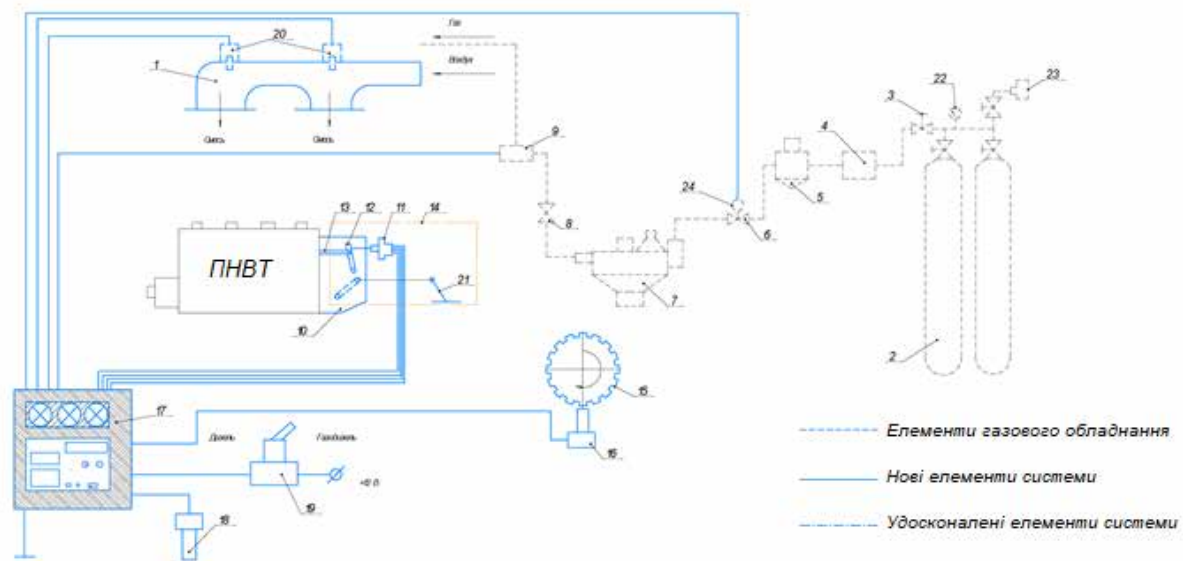


Рисунок 3.1. Конструктивно-технологічна схема переведення дизельного ДВЗ на роботу в газодизельному режимі

1 – впускний колектор; 2 – касета балонів; 3 – вентиль видатковий; 4 – фільтр газовий; 5,7 - редуктори газові високого та низького тиску; 6 – клапан електромагнітно-газовий; 8,9 - жиклер та дозатор газові; 10 – всережимний регулятор ПНВТ; 11 - кроковий двигун; 12,13 - важіль регулятора та рейка ПНВТ; 14 – механізм обмеження запальної дози; 15 - крильчатка; 16,18 - датчики частоти обертання та температури; 17 - електронний блок управління

(ЕБУ); 19 - перемикач режимів роботи двигуна; 20 – електромагнітний (газовий) інжектор; 21 – електронна педаль управління; 22 – манометр; 23 – наповнювальний вентиль; 24 - датчик аварійного падіння тиску

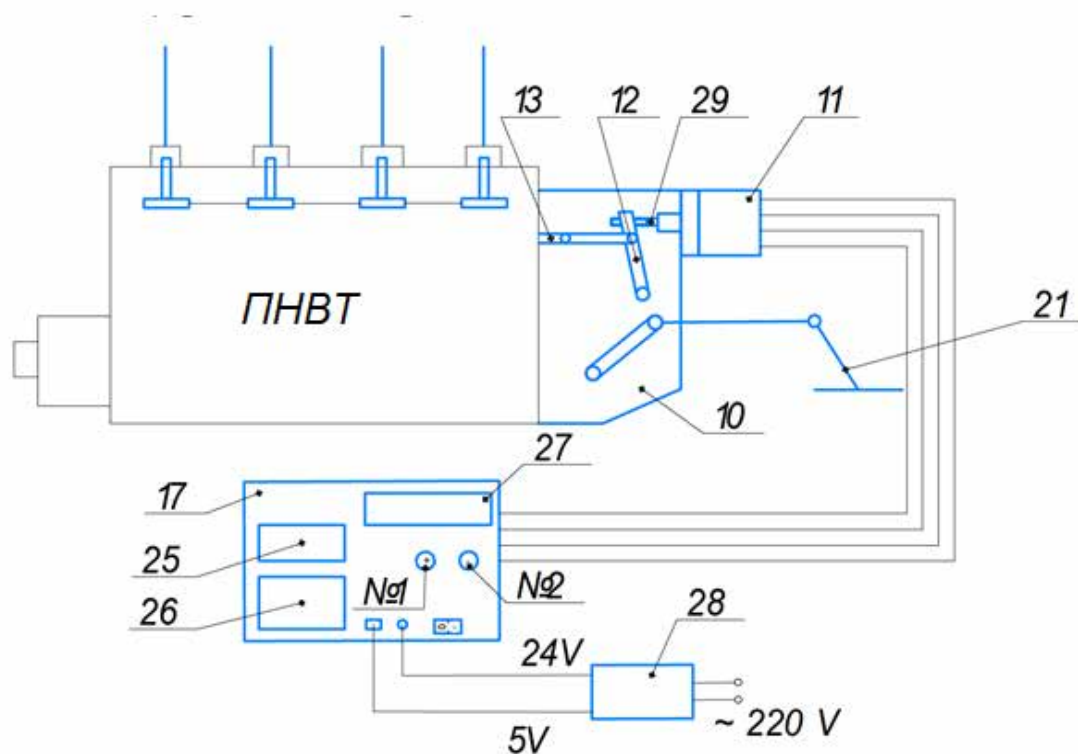


Рисунок 3.2. Механізм обмеження запальної дози

11 – кроковий двигун «NEMA17»; 12 – вилка важеля регулятора; 17 – електронний блок керування (ЕБУ); 25 - драйвер крокового двигуна; 26 - програмована плата "Arduino UNO"; 27-LCD-дисплей; 28 – універсальний адаптер (блок живлення) на 12-24V; 29 - насадка на вал крокового двигуна з різьбленням; №1, №2 – дві кнопки (постійно замкнуті).

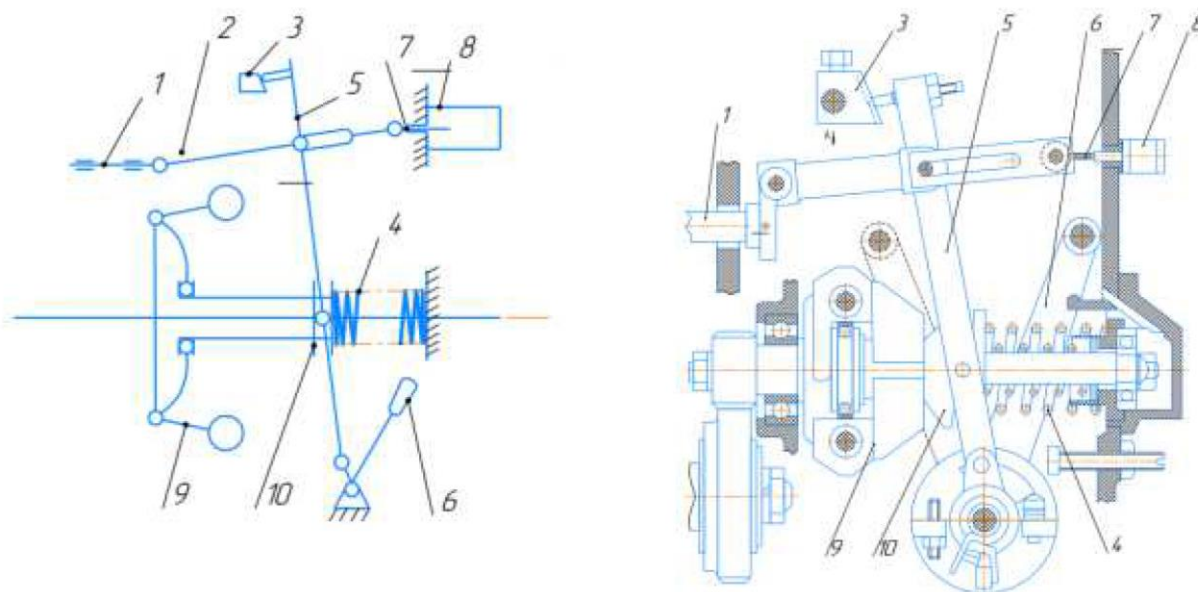


Рисунок 3.3. Кінематична схема модернізованого всережимного регулятора РВ – 850

1 – паливна рейка ПНВТ; 2 - вилка важеля регулятора; 3 – призма збагачувача; 4 – пружина регулятора; 5 – важіль регулятора; 6 – важіль управління; 7 - насадка на вал крокового двигуна з різьбленням; 8 – кроковий двигун; 9 – грузики регулятора; 10 - рухома муфта

Програмний комплекс працює у необхідному режимі повноцінно за рахунок упорскування оптимально встановленого обсягу дизельного палива та відповідної роботи обмежувача. У разі позаштатної ситуації та підвищення подачі дизельного палива кроковий двигун автоматично зменшить або припинить його подачу за 0,5 с. В результаті припиниться подача запальної дози дизельного палива і газ не спалахне. Також у разі перевищення максимальних оборотів холостого ходу двигуна блок управління відключить живлення електромагнітного клапана 6 (див. рис. 3.1), і газова магістраль буде перекрита.

Програмне забезпечення апаратно-програмного діагностичного комплексу "Газодизель - Pro" написано мовою "C++" з використанням середовища розробки "Arduino IDE". Вона дозволяє проводити програмування

та налагодження програми через USB порт ПК, що прискорює процес налагодження програми. [46].

Важливою обставиною, яку потрібно враховувати при конвертуванні дизеля в газодизель, є те, що при роботі в режимі малих обертів нерівномірність подачі величини запальної порції дизельного палива по секціях паливного насоса різко зростає.

Паливний насос високого тиску ЛСТН410010 був змонтований на стенді КІ-921М, призначеному для випробування та регулювання паливних насосів. Методика випробувань використовувалася стандартна [40, 47].

Результати безмоторних випробувань серійного ПНВТ дизеля СМД-18 показали, що при витраті годині 16 кг/год нерівномірність подачі може становити більше 30%.

Як показали дослідження, важливим фактором при регулюванні та встановленні запальної дози на паливній апаратурі є довжина трубопроводів високого тиску. Якщо при регулюванні ПНВТ дизельного двигуна цим фактором можна знехтувати, то для газодизеля він є ключовим. При зміні довжини трубопроводу різко змінюються норми упорскування палива, особливо це позначається під час роботи з мінімальними дозами впорскування [20, 22, 29]. Результати випробувань наведено у розділі 4 (див. рисунок 4.5).

Для забезпечення стабільності упорскування запальної дози дизельного палива газодизеля необхідно проведення регулювання ПНВТ на рівномірності подачі палива по секціях у зоні малих циклових подач з використанням базових трубопроводів та форсунок.

Дана система паливоподачі газодизеля дає можливість експлуатувати його і в газодизельному, і в дизельному режимі.

Подібна система (рис. 3.1) містить газові балони 2 для зберігання газу. Тиск в них контролюється за манометром 22, вони з'єднані трубопроводом через видатковий вентиль 3 і підігрівач з редуктором високого і низького тиску 5,7. Газоподібне паливо надходить до електромагнітної форсунки 20 і далі у колектор впускний через електромагнітний клапан 6. Система автоматичного

управління подачі газового палива передбачає електричний кроковий двигун 11, який встановлений на торці всережимного регулятора паливного насоса високого тиску. Електричний кроковий двигун з'єднується з блоком керування 17.

Паливний насос високого тиску має всережимний регулятор, на якому змонтований механізм забезпечення мінімальної запальної дози (ММЗД) дизельного палива 14 (рис.3.1).

Всережимний регулятор з ММЗД дизельного палива працює в такий спосіб.

При натисканні на важіль 21 (педаць управління) під дією пружин 4 та вилки тяги 2 відбувається переміщення рейки насоса та зміна пропускного отвору (перетину) у плунжері паливного насоса. Величини переміщень залежать від вільного ходу вилки тяги електричного 2 крокового двигуна 8. Одночасно в циліндри двигуна по окремій системі надходить газоповітряна суміш, що забезпечує його роботу в газодизельному режимі. У такий спосіб досягається дозована подача дизельного палива. Використання вилки тяги дозволяє компенсувати дію регулятора при збільшенні подачі палива та задіяти регулятор як запобіжник при аварійному збільшенні числа обертів двигуна.

Описана схема дозволяє всережимному регулятору працювати у необхідному режимі повноцінно за рахунок упорскування оптимально встановленого обсягу дизельного палива (від 7 до 100%) та відповідної роботи коректора. У разі позаштатної ситуації та підвищення подачі дизельного палива всережимний регулятор автоматично зменшить або припинить його подачу за рахунок переміщення важеля 5 в прорізах вилки тяги 2 (рис.3.3). Через війну виключається подача запальної дози дизельного палива, і газ не спалахне, тобто. регулятор служить запобіжником.

Проведені випробування підтвердили стійку роботу дизельного двигуна в газодизельному режимі, що забезпечує зниження витрат на переобладнання, економію дизельного палива та інші переваги експлуатації двигунів з використанням даного виду палива.

Для забезпечення захисту системи подачі газового палива запропоновану систему включений датчик аварійного падіння тиску газового палива 24. Балони високого тиску заповнюються через наповнювач 23, рис. 3.1.

Працюючи в дизельному режимі газодизеля система подачі рідкого палива працює як і звичайному дизелі [5]. Перемикач режиму 19 встановлюється положення "Дизель". При цьому електромагнітним клапаном перекривається б подача газового палива. Обмежувач упорскування запальної дози дизельного палива вимикається. Вільне переміщення рейки ПНВТ під впливом регулятора забезпечується за рахунок переміщення штока електричного 7 крокового двигуна; подача рідкого палива змінюється від мінімальних максимальних величин.

Запуск та прогрів при включенні газодизельного режиму здійснюється лише на дизельному паливі, перемикач режиму роботи знаходиться у положенні "Дизель". Витратний вентиль 3 відкритий, подача газового палива до редуктора низького тиску перекрита електромагнітним клапаном б.

Після прогріву двигуна перемикач управління перетворюється на положення «Газодизель». На пульті загоряється контрольна лампа.

На електричний кроковий двигун 11 подається живлення та його шток-сердечник, обертаючись, встановлює задану величину впорскування запальної дози дизельного палива.

При натисканні на педаль 21 управління, змонтовану спільно з електронною педаллю подачі газу, подається сигнал на електронний блок управління (ЕБУ), який, у свою чергу, керує відкриттям/закриттям електромагнітних газових форсунок. Відкриття форсунок здійснюється відповідно до даних датчика кута повороту колінчастого валу 16. Доза порції газу, що впорскується, регулюється часом відкриття газових форсунок. Час відкриття встановлює ЕБУ на підставі даних, отриманих від датчиків електронної педалі 21, кута повороту колінчастого валу 16.

При збільшенні навантаження на колінчастому валу газодизеля частота обертання зменшується, а 9 регулятори починають сходитися.

Рухлива муфта 10 регулятора переміщає важіль 5, проте за рахунок прорізів вилки тяги 2, що компенсує це переміщення, і 7 положення рейки ПНВТ залишається незмінним (рис. 3.3).

За рахунок подачі газового палива крутний момент газодизеля збільшується і частота обертання колінчастого валу розтане, вантажі регулятора 9, долаючи зусилля затягування пружини 4, починають розходитися і пересувати рухливу муфту 10.

У разі зменшення навантаження на валу частота обертання збільшується, вантажі регулятора починають розходитися, однак, як було сказано вище, величина запальної дози залишається незмінною. Зміна крутного моменту та частоти обертання газодизеля можлива лише подачею газового палива.

Всерезимний регулятор може здійснювати свою роботу при переміщенні важеля 5 і рейки 1 в режимі газодизеля, в межах величини запальної дози.

Датчик аварійного падіння тиску 24 спрацьовує при падінні тиску газу в міру його витрати з балонів або при несправності редуктора високого тиску і загоряється сигнальна лампа.

У момент вимкнення подачі газового палива електричний кроковий двигун переводить шток 7 в початкове положення, рейка ПНВТ під впливом регулятора починає вільно переміщатися, а газодизель переходить в дизельний режим.

У газодизелі з розробленою системою паливоподачі забезпечується той самий ступінь нерівномірності частоти обертання, що і в базовому дизелі.

Таким чином забезпечується необхідна для ДВЗ стабільність частоти обертання.

З вищевикладеного видно, що ММЗД палива паливної системи газодизеля може функціонувати як при крайніх номінальному режимі холостого ходу, так і на проміжних, наприклад транспортних операціях.

### 3.3 Об'єкт і методика досліджень

Отримання достовірних даних щодо енергетичних та економічних показників тракторних дизелів, конвертованих у газодизелі, вимагає перевірки великого та надійного експериментального матеріалу, з допомогою якого можна було б встановити можливість конвертації дизельних тракторних двигунів у газодизельні з отриманням економічного ефекту. Теоретичні методи теплового розрахунку дизеля і газодизеля, що використовуються, повинні бути перевірені на великому експериментальному матеріалі. Крім цього, з метою використання для перевірки теоретичних методів розрахунку достовірніших експериментальних даних наводяться результати експериментального дослідження двигуна, отримані на підставі спеціально проведених для цієї мети дослідів методом обробки лінії тиску індикаторної діаграми. Найбільш достовірним, точним та сучасним є метод дослідження, що базується на запису тиску за допомогою п'єзоелектричного індикатора.

Робота повнорозмірного газодизеля, створеного з урахуванням дизеля СМД-18Н, забезпечується у складі експериментальної установки. Ця установка оснащена всіма необхідними системами, спеціальною та стандартною вимірювальною апаратурою.

На основі отриманої з індикаторної діаграми закономірності згоряння можуть бути визначені і деякі величини, що характеризують динаміку процесу згоряння палива в дизелі та газодизелі. Подана оцінка похибки вимірювань дозволяє говорити про точність даних.

Об'єктом досліджень є газодизель із комбінованим сумішоутворенням, виконаний на базі дизельного двигуна СМД-18Н.

Дизель СМД-18 та його модифікації широко застосовуються як силовий агрегат на комбайнах, тракторах, підйомних кранах, компресорних установках, екскаваторах та інших машинах.

У зв'язку із встановленням на різні машини модифікації дизеля відрізняються від базового регулювання потужністю, комплектністю, системою пуску, застосуванням турбонаддуву.

СМД-18Н - чотиритактний, чотирициліндровий дизель з рядним розташуванням циліндрів, рідинного охолодження, з безпосереднім упорскуванням палива в камеру поршні.

Газодизельний двигун змонтований на стенді КІ-5543.

ТУ 70.0001.702-79. Сюди входять:

- модернізована система паливоподачі з використанням штатного паливного насоса високого тиску, обладнаного механізмом мінімізації запальної дози; - балони зі стисненим газовим паливом.

Газодизель включав штатні системи охолодження води та олії, очищувач повітря і глушник шуму випуску були відсутні. У системі мастила застосовувалося масло М10Г2 (SAE 30 API CC) за ОСТ 8581-78 [42].

Для роботи в дизельному режимі як запальне паливо в газодизельному режимі використовували дизельне паливо ДЛ за ДСТУ 305-2013 [39]. Газовим паливом виступав ЗПГ згідно з паспортом на природний газ у газопроводі.

Основні властивості палива наведені у таблиці 1.1 та додатку 3.

Схема встановлення основних вимірювальних датчиків та експериментального стенду представлена на рис. 3.5.

Запуск та навантаження газодизеля проводилися електромашиною стенду 2. Використання електрогальма забезпечує можливість дистанційного керування, зручність регулювання, провертання колінчастого валу, а також запуск газодизеля та стійкість заданого режиму.

Стенд призначений для проведення обкатки та випробування тракторних двигунів, номінальний момент, що крутить, яких більше 37 кгс·м, а частота обертання колінчастого валу знаходиться в межах 0-3000 об./хв., після капітального ремонту на ремонтних підприємствах [15].

Складається з наступних основних складових частин: динамометра електричного, реостата, електрошафи, стійки приладової, стійок настановних, плит поздовжніх та поперечних, бака для пального, установки ваг.

Комплекс забезпечений датчиками: температури охолоджуючої рідини двигуна; температури оливи двигуна; температури вихлопних газів двигуна;

частоти обертання колінчастого валу двигуна; крутного моменту двигуна; годинної витрати палива двигуна, мікропроцесорного контролера та персональним комп'ютером, що забезпечує обробку отриманих даних за допомогою комп'ютерної програми.

Програмно-апаратний комплекс при проведенні випробувань дозволяє отримати весь спектр даних для аналізу випробуваного двигуна та отримати інші переваги при використанні цього комплексу.

Поставлена задача була вирішена тим, що відомий обкаточно-гальмівний стенд, що містить корпус для розміщення силового приводу та випробуваного двигуна, реостат, пульт управління забезпечений датчиками для вимірювання технічних параметрів випробуваного двигуна, здатними перетворювати аналогові сигнали, що отримуються від двигуна, цифрові сигнали.

Крім того, з метою обробки отриманих даних стенд забезпечений мікропроцесорним контролером, що обробляє цифрові сигнали, що отримуються від датчиків для виведення на екран ПК у вигляді цифрової і графічної інформації.

На рисунку 3.5 зображено загальний вигляд установки для випробування силових агрегатів.

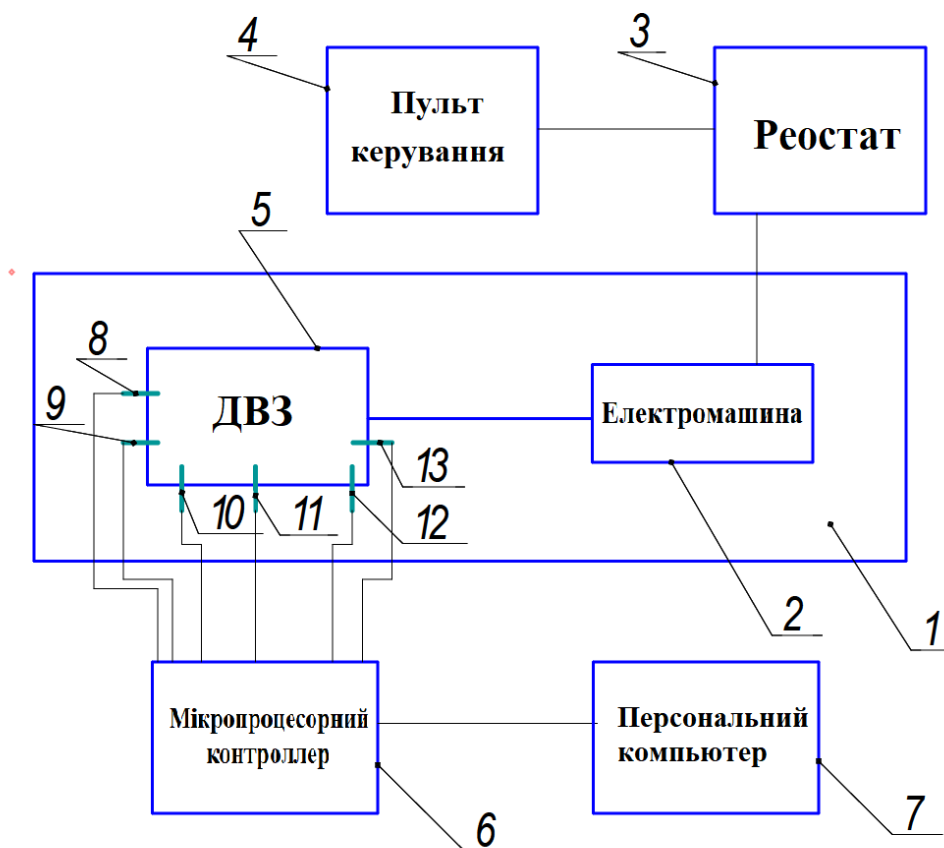


Рисунок 3.5. Принципова схема експериментального стенду і установки датчиків

Установка для випробування силових агрегатів виконана у вигляді корпусу 1, силового приводу 2, реостата 3, пульта управління 4, випробуваного двигуна 5, мікропроцесорного контролера 6, персонального комп'ютера 7, датчика температури 1 охолоджувальної датчиків температури 10, датчика температури 1 колінчастого валу 11, датчика крутного моменту 12, датчика витрати палива 13.

Установка для випробування силових агрегатів працює наступним чином: Запуск установки здійснюється через пульт управління 4, потім зануренням електродів реостата 3 проводиться запуск силового приводу 2, а той, у свою чергу, передає обертання на випробуваний двигун 5. Як тільки випробуваний двигун 5 запусниться всі вимірювані 4 секунду. Оброблені

мікропроцесорним контролером 6 дані надаються на персональний комп'ютер 7, який їх представляє у вигляді графічної інформації або в іншому зручному вигляді.

Ступенем занурення електродів реостата 3 змінюємо навантаження на випробуваний двигун 5, при цьому технічні параметри навантаження постійно передаються на мікропроцесорний контролер 6. Усі отримані технічні параметри записуються на персональний комп'ютер 7, що дозволяє в будь-який момент перевірити дані випробувань того чи іншого двигуна.

Використання нових елементів - датчиків, мікропроцесорного контролера, персонального комп'ютера вигідно відрізняє запропоновану установку зменшенням похибки. В результаті, використання пропонованої установки дозволить знизити витрати і час на проведення обкаточно-гальмівних випробувань двигунів внутрішнього згорання і одночасно отримати більш повну та вичерпну інформацію про стан випробуваного двигуна.

Компримований природний газ (метан) знаходиться в балонах під тиском до 20 МПа, проходить шлях через видатковий вентиль і догрівач, далі надходить у двоступінчастий газовий редуктор фірми "Tomasetto AT12", тут його тиск знижується до 0,12...0,25 МПа. Потім через електромагнітний клапан воно надходить у перший ступінь редуктора низького тиску. Тиск на першому ступені контролюється манометром із датчиком.

На другому ступені редуктора тиск газового палива знижується до значення, що визначається необхідним тиском роботи електромагнітних форсунок, і далі через колектор впускний паливо надходить в циліндр двигуна, рис.3.1.

На рис. 3.7, 3.8, 3.9, 3.10 та 3.11 наведені фрагменти паливної системи газодизеля.

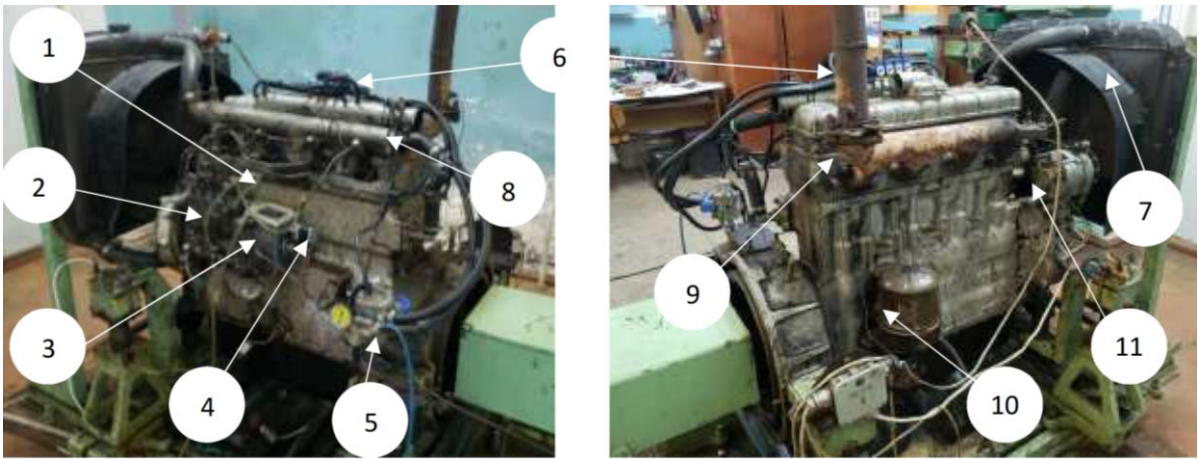


Рисунок 3.7. Загальний вид газодизелю

1 - випробуваний ДВЗ; 2 – ПНВТ; 3 – всережимний регулятор; 4 – механізм мінімізації запальної дози; 5 – газовий редуктор; 6 – газові електромагнітні форсунки; 7 – радіатор охолодження; 8 – впускний колектор; 9 – випускний колектор; 10 - відцентровий очисник олії; 11 – генератор



Рисунок 3.8. Елементи паливної системи

1 - випробуваний ДВЗ; 2 – ПНВТ; 3 – всережимний регулятор; 4 - паливо-підкачуючий насос; 5 - кроковий двигун ММЗД; 6 – паливні форсунки; 7 – трубопроводи низького тиску; 8 – трубопроводи високого тиску; 9 – важіль управління подачею палива

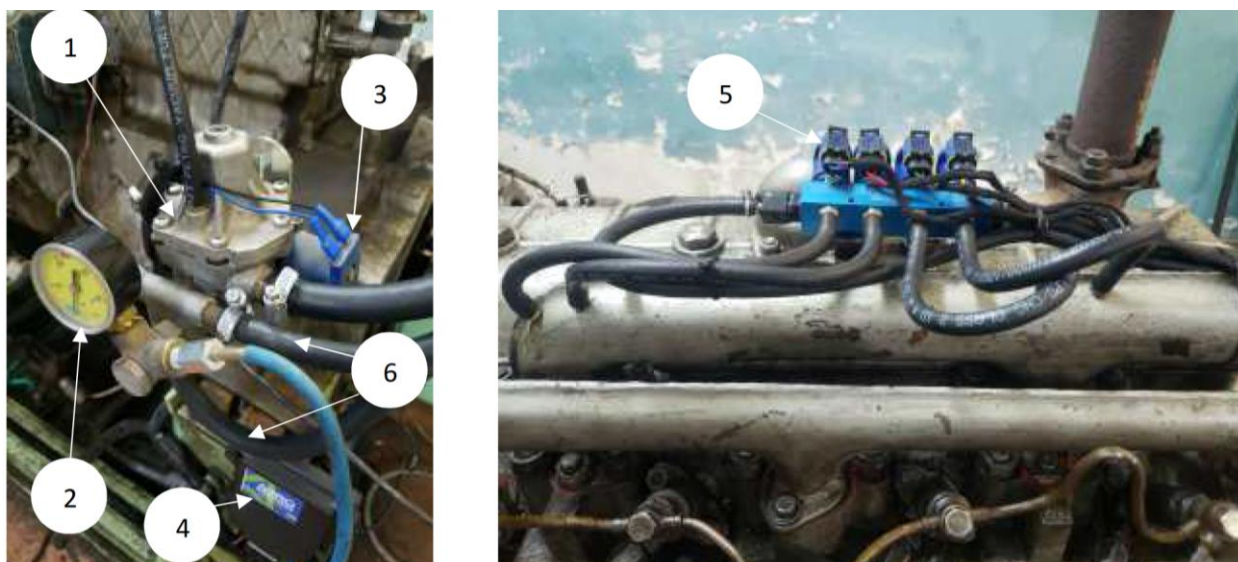


Рисунок 3.9. Газове обладнання

1 – газовий редуктор; 2 – манометр; 3 – електромагнітний клапан; 4 – електронний блок керування; 5 – газові електромагнітні форсунки; 6 – шланги підведення та відведення охолоджуючої рідини підігрівача

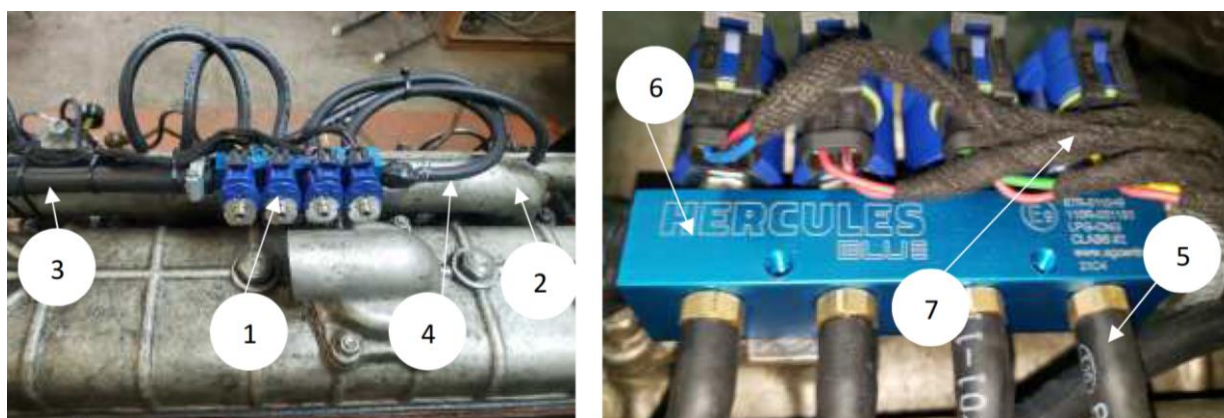


Рисунок 3.10. Установка газових форсунок

1 – газові електромагнітні форсунки; 2 - впускний колектор; 3 – трубопровід подачі газу; 4 - трубопровід подачі газу до MAP сенсора; 5 - трубопроводи подачі газу в циліндри; 6 – газова паливна рампа; 7 – дроти управління

Система включає кроковий двигун (рис.3.4), який змонтований у торці регулятора паливного насоса високого тиску і з'єднаний з основним важелем всережимного регулятора, а з рейкою ПНВТ.

Підключення здійснено таким чином, що у разі неспрацьовування блокування подачі газового палива всережимний регулятор має можливість зі збільшенням обертів двигуна відключити подачу рідкого палива.

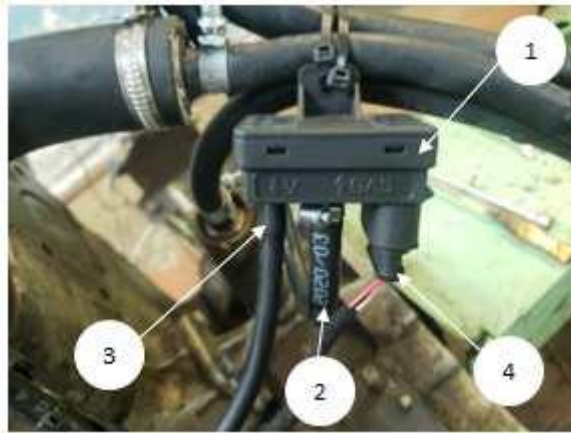


Рисунок 3.11. Встановлення МАП сенсора

1 - МАП сенсор; 2 – трубопровід подачі газу; 3 – трубопровід подачі розрядження; 4 – дроти зчитування даних

Живлення електричної схеми здійснюється від універсального блоку живлення JET-A (DC 12-24В) через запобіжник та перемикач режиму роботи двигуна. Напруга - 24 В.

### 3.4 Етапи та послідовність експериментального дослідження

Мета, що переслідується у процесі проведення експерименту – вирішити завдання, поставлені в роботі, та забезпечити достовірність отриманих результатів. Експеримент включає п'ять етапів:

1. Вивчення впливу величини запальної дози дизельного палива у газодизелі на показники робочого циклу, визначення її мінімальної величини.
2. Дослідження впливу кута випередження початку подачі пального на показники робочого циклу, уточнення його оптимального значення.
3. Оцінка ефективності заходів, вкладених у вдосконалення робочого циклу.
4. Апробування працездатності системи паливоподачі газодизеля.
5. Опрацювання результатів експериментів.

Під час першого та другого етапів було визначено кілька серій навантажувальних характеристик для газодизельного та дизельного режимів при різних запальних порціях палива та кутах початку його подачі.

Під час третього етапу визначали показники робочого циклу газодизеля при подачі пального форсунками, які мають розпилювачі з чотирма сопловими отворами.

На четвертому етапі визначали працездатність системи паливоподачі при роботі газодизеля за зовнішньою швидкісною характеристикою, зокрема її регуляторної гілки.

Було встановлено деякі обмежувальні показники:

- максимальний тиск згоряння  $P_{max}=10 \text{ МПа}$ ;
- мінімальна частота обертання електромашини в режимі генератора 1200 об/хв;
- температура газів, що відпрацювали  $t_r=810^\circ\text{C}$ .

### 3.5 Оцінка похибки вимірів

Під час проведення випробувань наземних транспортно-технологічних машин більшість зумовлених параметрів і характеристик не можна виміряти безпосередньо. Вони розраховуються за відомими залежностями від однієї або декількох первинних величин, що визначаються прямими вимірами.

Точність вимірів визначається похибкою виміру часу.

При максимальній частоті обертання колінчастого валу  $n_{max}=1800 \text{ об/хв}$  (двигун СМД-18Н) час циклу  $t_u = 0,064 \text{ с}$ .

При частоті опитування  $\nu = 10000 \text{ Гц}$  відносна похибка вимірювання часу циклу  $\delta_{t_u} = \frac{1}{t_u} \cdot 100\% = 0,16\%$ . Відносна похибка визначення частоти обертання

$\delta_\nu = \delta_{t_u} = 0,16\%$ , а відносна похибка частоти обертання для 4-х тактного двигуна складе за два обороти колінчастого валу  $\delta_{om} = 2 \delta_\nu = 0,32\%$  [17].

Відносна похибка визначення крутного моменту двигуна згідно [45] становить трохи більше  $\pm 1,5\%$ .

Тоді відносна похибка визначення моменту, що крутить

$$\delta_{M_k} = \sqrt{\delta_{onm}^2 + \delta_M^2} = \sqrt{0,32^2 + 1,5^2} = 1,53\%$$

Тоді відносна похибка визначення потужності

$$\delta_{N_e} = \sqrt{\delta_{M_k}^2 + \delta_v^2} = \sqrt{1,53^2 + 0,16^2} = 1,54\%$$

Розглянемо приклад методу підходу оцінки похибок результату досвіду при випробуваннях. Потрібно визначити помилку у вимірі годинної витрати палива двигуна при гальмівних випробуваннях, якщо витрата палива за досвід склала  $G_{on} = 1,08$  кг, тривалість досвіду  $T_{onm.} = 245$  с та годинна витрата палива  $G_T = 16,0$  кг/год

$$\frac{\Delta_{G_T}}{G_T} = \pm \sqrt{\left(\frac{\Delta_{T_{onm}}}{T_{onm}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta_{G_{onm}}}{G_{onm}}\right)^2}$$

З цих формул видно, що помилка виміру витрати палива складається з похибки зважування та похибки вимірювання тривалості досліду.

Гранична похибка зважування визначається порогом чутливості терезів, знайденим дослідним шляхом. Він становить 5 м, тобто.  $\Delta G_{onm.} = \pm 5$  г. Як показує досвід, випадкові похибки зважування перекриваються нечутливістю ваги.

Гранична похибка вимірювання тривалості досвіду складається з основної (несистематичної інструментальної) похибки секундоміра та випадкової похибки внаслідок невчасності включення та вимкнення секундоміра.

Наведена похибка секундоміра за даними перевірки становить  $\pm 5\%$  або в абсолютному значенні  $\pm (0,5 T_{on}/100)$  с. Похибка невчасності включення та вимкнення секундоміра за досвідченими даним становить 0,4 с. [38, 44].

Таким чином, абсолютна похибка виміру тривалість досвіду дорівнює  $\Delta T_{onm.} = \pm(0,005 T_{onm} + 0,4)$  с.

Тоді відносна похибка вимірювання годинної витрати палива двигуна становитиме  $\pm 1,123\%$ , а остаточна абсолютна похибка годинної витрати палива для двигуна залишить  $\pm 0,179$  кг/год.

Зауважимо, що значення абсолютної граничної похибки не залежать від режиму досвіду, і для підвищення точності результатів, особливо на режимах реалізації великої потужності, крутного моменту, і годинної витрати палива, доводиться подовжувати досвід, збільшуючи витрачається за досвід порцію палива. Для визначення необхідної тривалості досвіду оцінили похибку для кількох режимів роботи газодизеля.

Відповідно можливі помилки одиничного виміру з мінімальним числом повторень будуть утричі менше, тобто. 0,374% та 0,059 кг/год, що цілком прийнятно за вимогами точності результатів випробувань.

## ВИСНОВКИ ПО ТРЕТЬОМУ РОЗДІЛУ

1. Розроблено, виготовлено та налагоджено автоматизовану експериментальну установку з програмним комплексом для дослідження газодизельного двигуна. За основу експериментальної установки взято обкатально-гальмівний стенд КІ-5543.

2. Робота експериментальної установки заснована на концепції нового діагностичного методу, з широкими функціональними можливостями за рахунок розширення потенціалу випробування ДВЗ у режимі «газодизель» та дослідження факторів, що впливають на величину та стабільність упорскування оптимізованої величини запальної дози дизельного палива. Для цього установка оснащена системою живлення природним газом, з комплектом обладнання, що включає балони для компримованого природного газу, аналізатор складу та витратомір газу, заправну, розподільну та контрольну апаратуру.

3. Результати досліджень, отримані програмними комплексами як осцилограм і були перетворені на графіки та діаграми, які підлягали вивченню та аналізу та представлені в цій роботі. Це дозволило на належному рівні підтвердити наші теоретичні викладки експериментальними даними.

## 4. ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ ДВЗ ПРИ ГАЗОЗАМІЩЕННЯ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА

### 4.1. Аналіз дійсного робочого циклу газорідинного двигуна

Робочий цикл двигуна із самозайманням, що працює на газі по газорідинному процесу, характеризується тим, що в циліндрі двигуна під час такту стиснення знаходиться газоповітряна суміш, а рідке паливо вводиться в циліндр в кінці такту стиснення і, самозаймистий, підпалює суміш. Газорідинний цикл, узагальнюючи окремі випадки роботи газового двигуна і двигуна рідкого палива, характеризується звичайними залежностями між його параметрами, проте внаслідок використання двох видів палива, абсолютно різних за своїми фізичними властивостями, ці залежності мають деякі особливості. Порівнюючи умови роботи двигуна на рідкому паливі та по газорідинному процесу, зупинимося на характеристиці тиску  $P_a$  та температури  $T_a$  в кінці пуску. У зв'язку з тим, що при роботі на газі двигуну в період впуску необхідно подолати опір газопроводу, тиск впуску при роботі з газорідинним процесом буде нижчим, ніж при роботі на рідкому паливі. Внаслідок того, що температура горючої суміші спочатку впуску буде вищою за температуру навколишнього повітря, а також через те, що залишкові гази будуть віддавати теплоту меншому ваговому заряду палива, підвищиться температура  $T_a$  в кінці впуску. У зв'язку зі зміною величин  $P_a$  і  $T_a$  зменшується і величина коефіцієнта наповнення  $\eta_v$ .

Газова суміш, що надходить у циліндр двигуна під час роботи з газорідинного процесу, характеризується значним за величиною коефіцієнтом надлишку повітря ( $\alpha_1=1,4\dots2,0$ ), визначальним допустимі межі підвищення тиску згоряння. Встановлена значна величина  $\alpha_1$  попереджає передчасне самозаймання газової суміші у циліндрі двигуна з високим стисненням. Розмір політропи стиснення  $n_1$  для зазначених вище меж коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha_1$  коливається не більше  $1,36\dots1,38$ . Загальний коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha_2$  зазвичай підраховується і залежить від коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha_1$ , що був до упорскування запального палива, та від теоретично

необхідної кількості повітря для спалювання газу та введеного рідкого палива. Швидкість горіння залежить від якості сумішоутворення, температури та властивостей компонентів, що входять до складу газу, та зростає зі збільшенням температури вогнища горіння. Наявність у складі газу вуглеводневих сполук сприятиме збільшенню швидкості горіння робочої суміші. При невеликій кількості рідкого запального палива, що подається швидкість горіння в камері визначатиметься тільки швидкістю горіння газових компонентів. Підвищення теплового стану двигуна зі зростанням навантаження сприятиме підвищенню швидкості горіння газоповітряної суміші. При повних навантаженнях швидкість горіння буде максимальною. На характер перебігу горіння рідкого палива та газу істотно впливає величина затримки самозаймання. Багатьма експериментальними роботами встановлено, що при рівних ступенях стиснення затримка самозаймання рідкого палива в суміші газу з повітрям більша, ніж при самозайманні рідкого палива в повітрі.

Дуже важливим елементом робочого процесу газорідного двигуна є величина кута уприскування рідкого запального палива.

Експериментальний матеріал, підтверджуючи наявність значної затримки самозаймання при вприскуванні палива над середовище чистого повітря, а газоповітряну суміш, до того ж час дає можливість заздалегідь встановити величину для різного типу двигунів [11, 15]. Однак з достовірністю можна сказати, що в загальному вигляді величина обумовлюється величиною ступеня стиснення, частотою обертання двигуна, допустимим тиском згоряння і коефіцієнтом надлишку повітря. Практично величину кута випередження вприскування для кожного типу двигуна слід підбирати експериментально, маючи на увазі, що найбільш сприятлива величина повинна відповідати найбільшій потужності і економічності двигуна при помірних тисках спалаху. Підвищення потужності двигунів, що працюють на газі, може бути досягнуто шляхом збільшення ступеня стиснення, теплотворності горючої суміші, коефіцієнта наповнення та літражу двигуна. Одним з ефективних способів

підвищення потужності двигуна та його економічності є збільшення ступеня стиснення. Однак для дизелів, що конвертуються в газодизелі, ступінь стиснення знаходиться в межах 14...18, що набагато вище, ніж у газових, де вона не перевищує 10. Що стосується теплотворності горючої суміші, то найбільш сприятливі умови для її підвищення - в двигунах, що працюють по газорідинному процесу. На рисунку наведені дані, що показують вплив частки рідкого пального запального на теплотворність горючої суміші при різних значеннях сумарного коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha_r$ . Цей графік дає можливість визначити умови, за яких горюча суміш, що складається з газового та рідкого палива з повітрям, забезпечує ту теплотворність суміші, яка може бути задана заздалегідь. Як очевидно з рисунка 4.1, з збільшенням коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha_r$  теплотворність паливної суміші помітно знижується при однаковій частці запального палива.

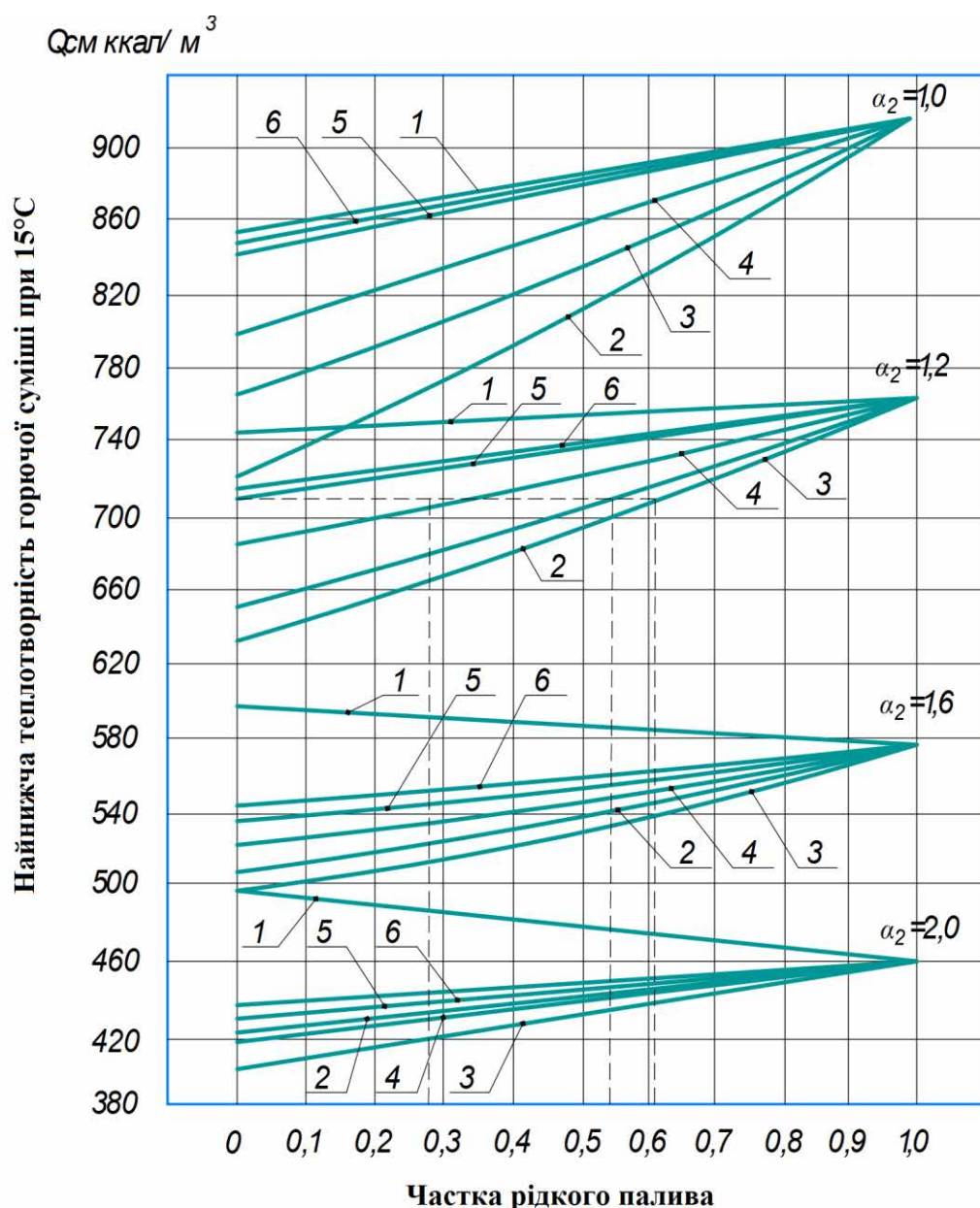


Рисунок 4.1. Графік залежності теплотворності горючих сумішей під час роботи на суміші двох видів палива

1 – окис вуглецю; 2 – водень; 3 – метан; 4 – етан; 5 – пропан; 6 – бутан

Що стосується збільшення запальної дози рідкого палива, це призводить до зростання теплотворності горючої суміші.

При переведенні двигуна з самозайманням на газорідний цикл потрібні лише деякі конструктивні зміни в регуляторі високого тиску насоса з метою подачі в циліндри двигуна рідкого запального палива.

Постійність теплотворності палива при можливих коливаннях складу газу зберігається шляхом автоматичної зміни витрати рідкого запального палива, чим забезпечується і сталість потужності, що розвивається двигуном.

Підвищення коефіцієнта наповнення двигуна може бути здійснено:

- зниженням температури суміші;
- зменшенням опору впускного тракту системи живлення;
- збільшенням часу відкриття та висоти підйому клапанів;
- застосуванням піддуву газоповітряної суміші.

Наскільки велике значення попереднього охолодження горючої суміші видно на рис. 4.2 де наведена графічна залежність потужності двигуна від температури газу перед впускним колектором. Лінія а – температура повітря дизельного двигуна, а лінія б – лінія газоповітряної суміші газодизельного двигуна.

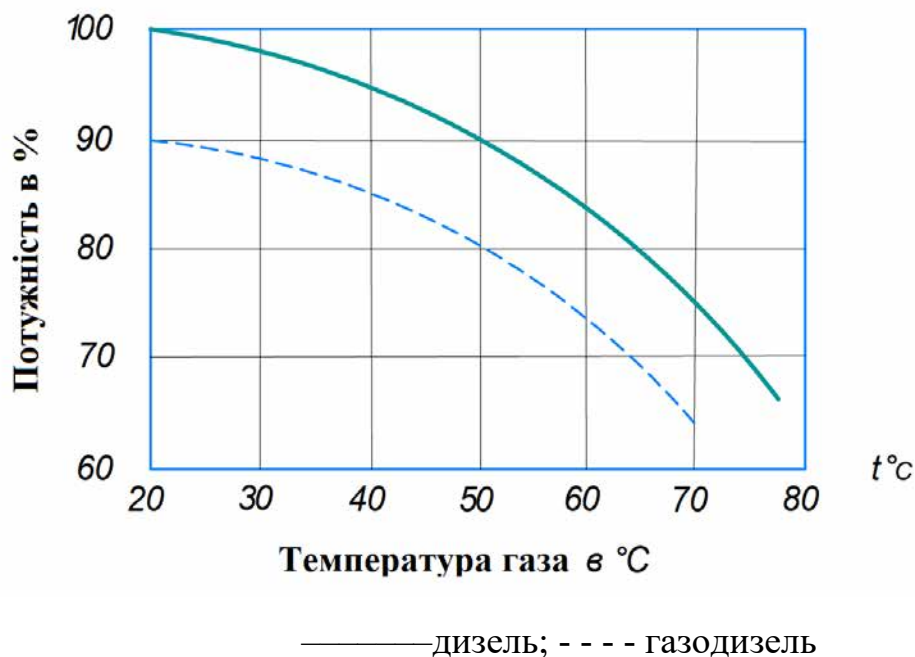


Рисунок 4.2. Залежність потужності двигуна від температури газу перед впускним колектором зрештою також сприяє підвищенню потужності двигуна.

Отже, необхідно знайти оптимум із урахуванням зазначених факторів.

Для зменшення опору газоповітряної суміші необхідно, щоб канали впускного трубопроводу мали достатні перерізи і були виконані без різких перегинів.

Верхнє розташування клапанів системи газорозподілу сприяє збільшенню перерізу впускного трубопроводу.

Найбільш дієвим способом підвищення середнього ефективного тиску є піддув двигуна. В цьому випадку підвищення потужності двигуна досягається збільшення питомої ваги (щільності) газоповітряної суміші за допомогою нагнітання.

Дослідження на цій установці показали мінімальне падіння потужності в двигунах на газі з присадкою рідкого палива на всіх числах оборотів на 10 ... 12%, у порівнянні з двигуном, що працює на рідкому паливі. Порівняльна характеристика роботи двигуна на рідкому паливі та газодизелі, представлена на рисунку 2.10, свідчать про те, що робота двигуна по газодизельному циклу дає нижчі результати, це добре корелюється з рисунком 4.2, що підтверджує вплив температури газу на потужність двигуна.

Такий зв'язок свідчить про нижчу теплотворну здатність газу в порівнянні з дизельним паливом, що призводить до роботи з досить високим коефіцієнтом надлишку повітря, а це, у свою чергу, призводить до зниження теплотворності робочої суміші, зменшення швидкості згоряння і, тим самим, зниження потужності двигуна, що наочно показує порівняльна характеристика роботи двигуна на рідкому паливі і газодизеля (рис. 2.11).

#### 4.2 Дослідження періоду затримки займання робочої суміші у циліндрі двигуна

У газодизелях подача газу здійснюється у впускний трубопровід, де він встигає утворити до моменту займання гомогенну суміш з повітрям і залишковими газами, що дозволяє повністю використовувати повітряний заряд. Дизельне паливо, впорскане безпосередньо перед займанням і в процесі горіння утворює гетерогенну суміш.

Певна частка газу погіршує умови самозаймання дизельного палива. Внаслідок наведених факторів зростає період затримки самозаймання. Тривалість цього періоду значною мірою визначає швидкість наростання тиску при згорянні обох видів палива, тобто. плавність роботи двигуна.

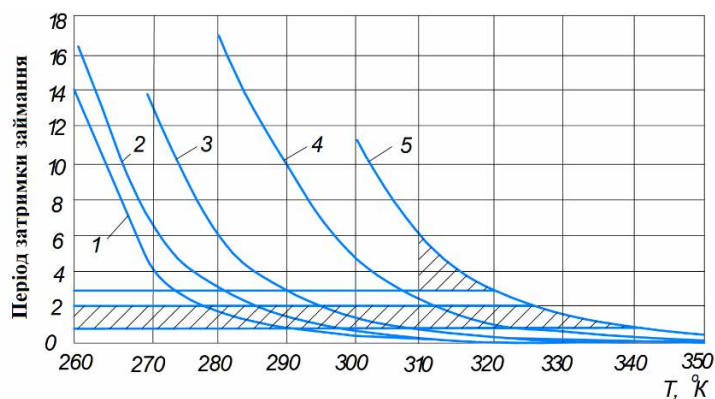
Спроби теоретичного розрахунку періоду затримки займання як функції температури, тиску та енергії активації видаються переважно показовими функціями. Основний вплив має теплонапруженість двигуна.

Грунтуючись на аналізі індикаторних діаграм одинадцяти різних швидкохідних двигунів із самозайманням [19], запропонував загальну формулу для визначення затримки займання залежно від тиску та температури повітря, частоти обертання двигуна та властивостей палива:

$$\delta = \beta_0 \left( \frac{T}{P} \right)^m \cdot (1 - k \cdot n) \cdot e^{\frac{E}{RT}} \quad (4.1)$$

Використовуючи цей вираз, ми здійснили теоретичний розрахунок періоду затримки займання в конвертованому дизелі серії СМД.

В результаті теоретичних досліджень отримано ряд кривих, що становлять показові функції залежності періоду затримки займання від температури свіжого заряду повітря для різних кутів моменту випередження упорскування (рис.4.3).



1 - кут випередження упорскування  $22^{\circ}$ ; 2 - кут випередження упорскування  $23,5^{\circ}$ ; 3 - кут випередження упорскування  $25^{\circ}$ ; 4 - кут випередження упорскування  $26,5^{\circ}$ ; 5 - кут випередження упорскування  $28^{\circ}$

Рисунок 4.3 – Залежність періоду затримки займання від температури свіжого заряду

На інтенсивність крутості кривих впливають як кут випередження упорскування  $\varphi$ , і температура свіжого заряду  $T_0$ .

Діапазон періоду затримки займання для швидкохідних двигунів, до яких належать і тракторні дизелі становить  $0,5...2 \cdot 10^{-3}$  секунд. На отриманих теоретичних кривих рисунку 4.3 цей діапазон відзначений заштрихованою поверхнею. Діапазон характеризується найбільшою крутістю кривих, що свідчить про швидкий перехід від майже стабільного значення періоду затримки займання до нестабільного (різко змінюється). Вирішальну роль такому різкому переході у зазначених зонах грає температура свіжого заряду, а кожному моменту випередження упорскування свої температурні межі.

У зоні високих температур момент упорскування палива незначно впливає на період затримки займання і для значення кутів упорскування  $22^\circ$ ,  $23,5^\circ$  і  $25^\circ$  величина дуже незначна. У міру збільшення кута впорскування ( $23,5^\circ$ ,  $25^\circ$ , і т. д.) починає зростати значення навіть в зоні високих температур.

В області низьких температур свіжого заряду період затримки займання зростає швидко і швидко може досягти моменту, коли дизельне паливо не займатиметься.

Для двигуна, що розраховується, СМД-18Н рекомендований заводом виробником момент початку подачі палива знаходиться в межах  $25^\circ...27^\circ$  повороту колінчастого валу двигуна до приходу поршня в ВМТ. Період затримки займання для  $310^\circ\text{C}$  вже наближається до верхньої межі  $2 \cdot 10^{-3}$  сек., характерному для швидкохідних двигунів, а при  $350^\circ\text{C}$  – до нижньої межі  $0,5 \cdot 10^{-3}$  сек. Вихід за верхню межу призведе до великої затримки періоду займання і, як наслідок, до жорсткої роботи двигуна, а вихід за нижню межу – збільшить тиск спалаху.

Тому температура свіжого заряду двигуна надає вирішальний вплив на процес згоряння палива і, відповідно, не тільки на потужнісні та економічні показники роботи двигуна, але також і на його параметри міцності.

Зі зменшенням кута випередження упорскування період затримки самозаймання зменшується. Криві, що відповідають куту впорскування  $22^\circ$ ,  $23,5^\circ$  та  $25^\circ$ , розташовані на графіку під одним і тим же значенням  $\alpha$ , розташовуються лівіше, тобто в зоні нижчих температур.

Пізніше куту впорскування відповідає менший період затримки самозаймання при тому самому значенні температури свіжого заряду.

Таке явище пояснюється зростанням тиску при підході поршня до ВМТ. Однак при занадто малому значенні кута випередження упорскування зростає період догорання, що призводить в кінцевому підсумку до зниження потужних та економічних показників двигуна.

У двигунах із газодизельним процесом невелика частка дизельного палива 10...15% від загального заряду всього палива впорскується за короткий проміжок часу (відсікання у плунжерній парі прискорюється), що дозволяє зменшити кут випередження упорскування. У цей період температура і тиск високі, а мала палива встигає спалахнути і згоріти повністю. Таким чином, I фаза (період затримки займання) скорочується і циліндр двигуна надходить все дизельне паливо. У II фазі (період наростання тиску) згоряє все дизельне паливо і від нього займається газ, температура займання якого в 2...2,2 рази вище, ніж у дизельного палива. Наявність багатьох вогнищ горіння та попередня підготовка молекул газу до реакції сприяє тому, що процес згорання відбувається повністю у II фазі та горіння у III фазі (догорання) має практично бути відсутнім. Згорання всього палива у II фазі може призвести до збільшення максимального тиску спалаху і, як наслідок, до жорсткої роботи двигуна [11, 42].

Підвищення температури та тиску на початку II фази сприяє прискоренню теплообмінних процесів, інтенсифікації хімічних реакцій та спільно призводить до скорочення підготовки частинок газу до швидкого залучення його до процесу згорання.

Для газу період затримки займання збігається з II фазою згорання дизельного палива. Реальну картину впливу цього явища на весь процес

згоряння може прояснити лише індикаторна діаграма, знята досвідченим шляхом.

Для досліджуваного двигуна СМД-18Н момент початку упорскування палива близько  $27^\circ$  повороту колінчастого валу двигуна до приходу поршня у ВМТ.

Це наочно підтверджує, що температура свіжого заряду який характеризується кількістю теплоти, що виділяється при згорянні палива в циліндрах газодизеля, надає вирішальний вплив на процес його згоряння і, відповідно, на потужнісні та економічні показники роботи двигуна, що дозволяє знизити витрату дорогого дизельного палива та забезпечити максимально його заміщення.

#### 4.3 Вплив кута випередження подачі запальної дози дизельного палива

Для визначення оптимальної величини кута випередження впорскування були проведені дослідження зміни основних показників роботи ДВЗ щодо кута випередження в діапазоні  $20,5$  та  $29,5$ .

Результати подано на рис. 4.4 Оцінка була виконана для режиму номінальної частоти обертання  $n=1800$  об/хв при подачі двокомпонентного палива та відносної величини запальної порції палива 12% оптимальної величини.

Початковим варіантом виступив синтез робочого циклу, виконаний у процесі дослідження впливу оптимальної величини запальної порції палива на показники робочого циклу. Кут випередження упорскування запальної порції дизельного палива при зазначеному співвідношенні газового та рідкого палива становив  $26,5$  град. ПКВ. Синтезовано інтервал зміни кута випередження упорскування від  $20,5$  до  $29,5$  град. ПКВ. У процесі вибору вихідних даних для синтезу при куті випередження подачі запальної дози дизельного палива, відмінному від вихідного значення  $26,5$  град. ПКВ, були враховані рекомендації, дані у роботах [9, 15, 27, 51].

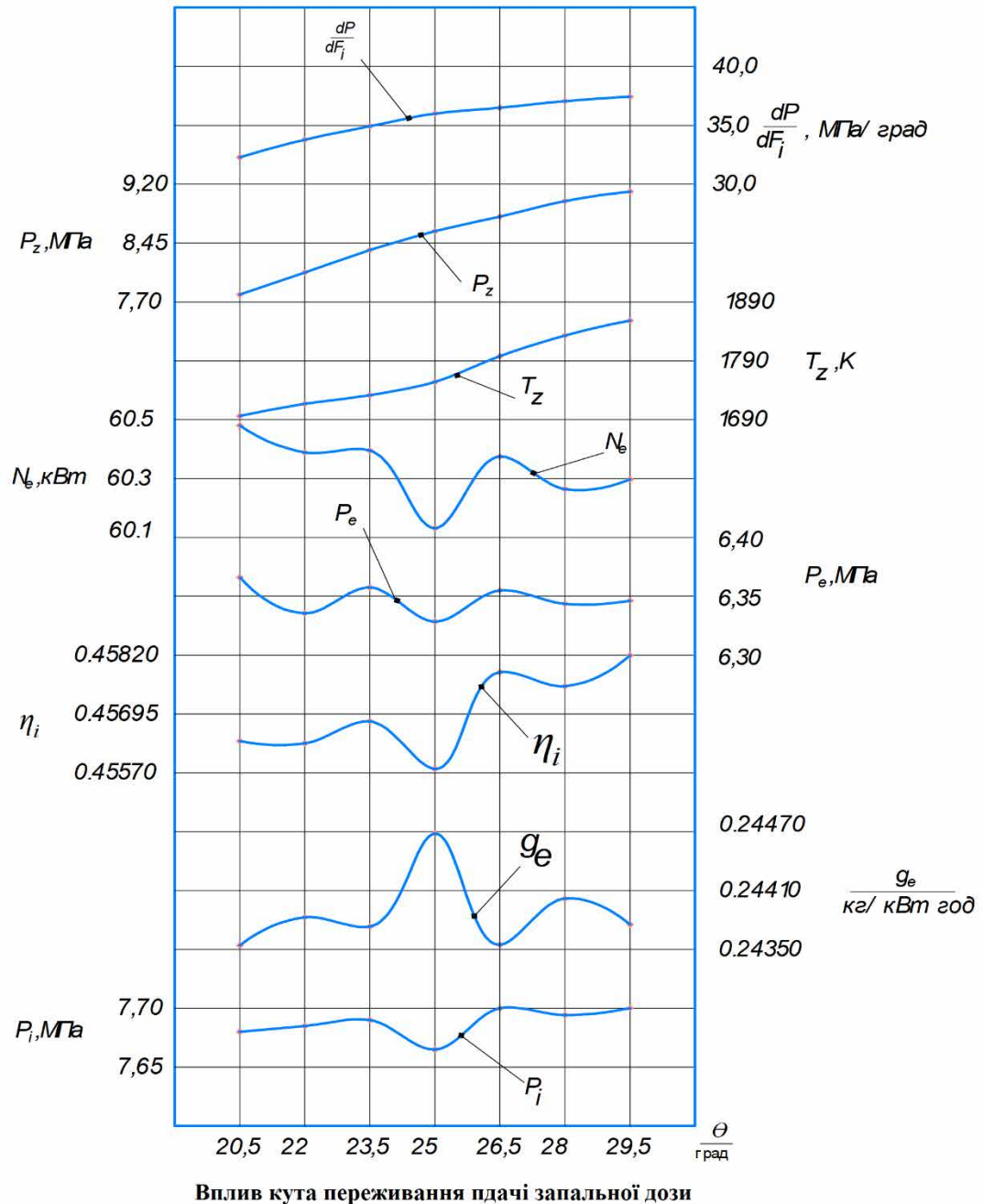


Рисунок 4.4 – Вплив кута випередження подачі запальної дози дизельного палива на основні показники роботи ДВЗ

Аналіз результатів дає можливість зробити деякі висновки. Так, зміна кута випередження займання в меншу сторону дозволяє досягти зниження показників тепломеханічної навантаженості  $P_z$ ,  $dP/dF_i$ ,  $T_z$ . Паливна економічність, яка характеризується величиною питомої ефективної витрати палива  $g_e$ , а також потужність  $N_e$ , яка характеризується середнім індикаторним

тиском  $P_i$ , індикаторним ККД, мають найкращі значення при вугіллі початку упорскування 26,5 град. ПКВ.

Результати синтезу узгоджуються з отриманими раніше у роботах [28, 51, 53] та підтверджуються результатами експериментальних досліджень.

Аналіз критеріїв керованості процесу згоряння дозволяє зробити такі висновки.

При куті випередження упорскування палива в 26,5 град ПКВ спостерігається оптимальна величина  $P_i$  та мінімальна питома витрата палива, що є показником економічності процесу. Це підтверджується індикаторним ККД при максимальній ефективній потужності.

Інші показники  $P_z$ ,  $dP / dF_i$ ,  $T_z$  мають тенденцію до підвищення, але це не впливає на роботу двигуна.

Слід зазначити і те що, що величина 26,5 град. ПКВ визначено заводом-виробником. Таким чином, досягається експлуатаційний ефект газодизельного ДВЗ без конструктивних змін у двигуні та його паливній системі.

## ВИСНОВКИ ПО ЧЕТВЕРТОМУ РОЗДІЛІ

1. Проведено порівняльні дослідження дизельного двигуна в режимі газодизеля та дизельному режимі. Дослідження показали, що енергетичні, потужнісні та паливні показники здебільшого відповідають параметрам базового двигуна або за окремими показниками має місце деяке зниження.

2. Встановлено, що при газодизельному та дизельному робочому циклі теплотворність горючих сумішей не змінюється в широких межах, а має місце деяке зниження температури заряду при подачі газоповітряної суміші (коефіцієнт  $\alpha=1,6$  при порівнянні з чистим повітрям: коефіцієнт  $\alpha=1,8...2,2$ ). Має місце деяке підвищення температури газу при проходженні через редуктор високого тиску, пов'язаного з системою охолодження, робоча температура якої становить 80 °С, що характеризує ідентичність температури свіжого заряду.

3. Порівняльні характеристики роботи двигуна на рідкому паливі та газодизельному режимі показали, що потужність падає не більше ніж на 10...12% порівняно з рідким паливом. Вищий коефіцієнт надлишку повітря при роботі в газодизелі призводить до деякого зниження теплотворності робочої суміші та зменшення швидкості згоряння, цим підтверджується 10% зниження потужності двигуна.

4. Дослідження показали, що важливим фактором при визначенні запальної дози на паливній апаратурі є довжина трубопроводу високого тиску, яка важлива під час роботи в газодизельному режимі через мінімізацію запальної дози. При довжині трубопроводу 46 см в результаті дослідження газодизеля ми отримуємо об'єктивні дані експерименту через стабільну подачу кожної секції.

5. Встановлено, що температура свіжого заряду який характеризується кількістю теплоти, що виділяється при горінні палива в циліндрах газодизеля, надає вирішальний вплив на процес його згоряння і, відповідно, на потужнісні та економічні показники роботи двигуна, що дозволяє знизити витрату дорогого дизельного палива та забезпечити максимально його заміщення дешевшим природним газом.

6. Дослідженнями підтверджено величину початку упорскування палива в 26,5 град. ПКВ, яка встановлена заводом-виробником, таким чином досягається експлуатаційний ефект газодизельного ДВЗ без конструктивних змін у двигуні та його паливній системі.

## ВИСНОВКИ

1. Виконано аналіз та обґрунтування способу конвертування дизеля в газодизель та виду використовуваного газового палива, адаптовано методику синтезу для моделювання робочого циклу газодизеля з комбінованим сумішоутворенням.

2. Проведено оцінку впливу регулювальних та конструктивних параметрів систем паливоподачі на показники робочого циклу газодизеля для чого здійснено вдосконалення паливної системи дизельного двигуна СМД-18Н при конвертуванні його в газодизель з комбінованим сумішоутворенням, проведена експериментальна оцінка ефективності вдосконалення робочого циклу ДВЗ. Встановлено оптимальний кут початку упорскування запальної дози дизельного палива в 270 ПКВ та склад комбінованої горючої суміші газодизельного двигуна з мінімальною величиною запальної дози дизельного палива 12-15%.

3. Установа оснащена комплексом вимірювальної апаратури для визначення індикаторних і ефективних показників роботи ДВЗ і забезпечена рядом пристроїв, що дозволяють змінювати подачу палива і кут випередження впорскування в залежності від оцінки енергетичної характеристики природного газу за допомогою вимірювання фізичних характеристик газової суміші і введення цієї та іншої супутньої інформації режиму на газодизельний

4. Модернізовано паливоподавальну систему живлення газодизельного двигуна з комбінованим сумішоутворенням з мінімальними конструктивними змінами, що вносяться. Для цього ПНВТ укомплектований механізмом мінімізації запальної дози дизельного палива, а система живлення комплектом обладнання, що включає балони для компримованого природного газу, заправну, розподільну та контрольну апаратуру.

5. Регулювальна характеристика щодо відносної величини запальної дози палива показує, що збільшення частки газового палива супроводжується істотним зростанням показників тепломеханічної навантаженості газодизеля,

при цьому зменшення кута початку подачі запального палива дозволяє домогтися зниження цих показників.

6. Зміни енергетичних показників роботи газодизельного двигуна на рідкому паливі та газодизельному режимі показали, що потужність падає не більше ніж на 10...12 % порівняно з рідким паливом. Вищий коефіцієнт надлишку повітря при роботі в газодизелі призводить до деякого зниження теплотворності робочої суміші та зменшення швидкості згорання, цим підтверджується зниження до 10% номінальної потужності двигуна.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ackermann, J. Multi-model approaches to robust control system design // Multi-model approaches to robust control system design. – Lecture Notes in Control and Information Sciences. – 1985. – Vol. 70. – P. 108–130.
2. Ackermann, J. Sampled-Data Control Systems / J. Ackermann– Berlin. Springer-Verlag, 1985.
3. Ang, K.H. PID control system analysis, design and technology / K.H. Ang, G. Chong, Y. Li // IEEE Transactions on Control Systems Technology. – 2005. – Vol. 13. – No. 4. – P.559-576.
4. Atassi, A.N. A separation principle for the stabilization of class of nonlinear systems / A. N. Atassi, H.K. Khalil // IEEE Trans. Automat. Control. – 1999. – Vol. 44. – № 9. – P. 1672-1687.
5. Corban, J. Eric. Flight Evaluation of an Adaptive Velocity Command System for Unmanned Helicopters / J. Eric Corban, Anthony J. Calise, J. V. R. Prasad, Gerhard Heynen, Benedikt Koenig, Jeong Hur // AIAA Guidance, Navigation and Control Conference, Chicago, Illinois, 10-13 August 2009. – 16 pp.
6. Doll, C. A Modal Multi-Model Approach / C. Doll, J.F. Magni, Gorrec Y.Le// Robust Flight Control: A design challenge. – Lecture Notes in Control & Information Sciences. – 1997. – Vol. 224.
7. Hoagg, J.B. Direct adaptive command following and disturbance rejection for minimum phase systems with unknown relative degree / J.B. Hoagg, D.S. Dernstein // Int. J. of Adaptive Control and Signal Processing. – 2007. – Vol. 21 (1). – P. 49-75.
8. Johnson, E. N. Adaptive flight control for an autonomus unmanned helicopter / E. N. Jonhson, S.K. Kannan // Proceedings of the AIAA Guidance, Navigation and Control Conference, 2002. – 11 pp.
9. Lehner, V. Method and arrangement for controlling the torque of an internal combustion engine / V. Lehner, G. Melchior. – U.S. Patent #5,765,527. – 1997.

10. Pshikhopov, V.Kh. Control system design for autonomous underwater vehicle / V.Kh. Pshikhopov, M.Yu. Medvedev, A.R. Gaiduk, B.V. Gurenko // Proceedings, 2013 IEEE Latin American Robotics Symposium, LARS 2013. P. 77-82. doi: 10.1109/LARS.2013.61.
11. Russell, J. D. Speed Control Method / J.D. Russel, B.D. Rutkowski. – U.S. Patent #6,962,139. – 2005.
12. Tao, G. Model reference adaptive control for plants with unknown relative degree / G. Tao, P.A. Joannou // IEEE Trans. Automat. Control. – 1993. – Vol. 38. – №6. – P. 976-982.
13. Weeks, R.W. Automotive Engine Modelling for Real-Time Control Using MATLAB/SIMULINK / R.W. Weeks, J.J. Moskwa // Journal of Materials & Manufacturing. – 1995. – Vol. 104. – Section 5. – pp. 295-309.
14. Zadeh, L.A. Fuzzy Sets / L.A. Zadeh // Information and Control. – 1965. – № 8. – Pp. 338-353.
15. Zadeh, L.A. Probability Measures of Fuzzy Events / L.A. Zadeh // Journal of Mathematical Analysis and Applications. – 1968. – No. 10. – Pp. 421-427.
16. Ziegler, J.G. Optimum settings for automatic controllers / J.G. Ziegler, N.B. Nichols // Trans. ASME. – 1942. – Vol. 64. – P. 759-768.
17. Мигаль В.Д. Технічна діагностика автомобілів. Теоретичні засади: навч. посіб. / В.Д. Мигаль. - Х.: Майдан, 2014. - 516 с.
18. Строков А.П., Макаренко М.Г. Технічне обслуговування і ремонт вантажних і легкових автомобілів, автобусів. Кн. 1. Основи будови та експлуатації автопоїздів. Підручник. - К.: Грамота, 2005, - 2005 - 352с.
19. Клец Д.М. Методичні вказівки до практичних робіт з дисципліни «Комплексна система випробувань автомобілів» для студентів спеціальності 7.01010401 профіль підготовки «Транспорт». – Харків, ХНАДУ. – 2011. – 48 с.
20. Боровських Ю.І., Буральов Ю.В., Морозов К.А. Будова автомобілів.: - Київ.: Вища школа. 1991.

21. Гельман Б.Н., Москвін М.В. Сільськогосподарські трактори і автомобілі. Книги 1 і 2. Навч. посібник.: Київ.: Урожай, 1990. - 302 с.
22. Зеркалов Д. В. та ін. Безпека руху автомобільного транспорту: Довідник. – К.: Основа, 2002. – 360 с.
23. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання: ДСТУ 3649:2010. – Офіц. вид. – К. : Держспоживстандарт України, 2011. – 28 с.
24. Кисликов В.Ф. Будова і експлуатація автомобілів: підручник. / В.Ф. Кисликов, В.В. Лущик. – К.: Либідь, 1999. – 400 с.
25. Посібник з ремонту та технічного обслуговування автомобілів КамАЗ – 2010. – 286 с.
26. Мигаль В.Д. Системи контролю і діагностування автомобілів: навч. посіб. / В.Д. Мигаль. – Х.: Майдан, 2017. – 606 с.
27. Сирота В.І. Основи конструкції автомобілів: навчальний посібник. / В.І. Сирота. – К.: Аристей, 2005. – 280 с.
28. Мигаль В.Д. Мехатронні та телематичні системи автомобіля: навч. посіб. / В.Д. Мигаль. – Х.: Вид-во Майдан, 2017. – 313 с.
29. Volvo Trucks FH. Driver's Handbook. – Goteborg: Volvo Lastvagnar AB, 2011. – 386 с.
30. Карнаух С. Г. Деталі машин, теорія механізмів і основи взаємозамінності: курс лекцій для студентів технічних спеціальностей / С. Г. Карнаух М. Г. Таровик. – Краматорськ: ДДМА, 2018. – 252 с.
31. Біліченко В. В. Основи технічної діагностики колісних транспортних засобів: навчальний посібник / Біліченко В. В., Крещенецький В. Л., Кукурудзяк Ю. Ю., Цимбал С. В. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 118 с.
32. Захарчук В.І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів: Навч. посібн. для студентів ЗВО / Захарчук В.І.: Видавництво «Каравела», 2022. – 232 с.
33. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ / А. П. Солтус. – К.: Аристей, 2010. –155 с

34. Лудченко О. А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: Підручник. К.: Знання-Прес, 2003. — 511 с.
35. Нефьодов А.Ф., Височин Л.М. Планування експерименту та моделювання при дослідженнях експлуатаційних властивостей автомобілів - Львів: Вища школа, 1976. - 160 с.
36. Коробочка О.М. Основи розрахунків, проектування і експлуатації технічного обладнання для автомобільного транспорту. / О.М. Коробочка, Е.С. Скорняков, О.О. Сасов. – Дніпродзержинськ: ДДТУ. – 2007 р. – 252 с.
37. Левчук К. О. Практикум з безпеки життєдіяльності: навчальний посібник / К. О. Левчук, О. А. Крюковська., Р. Я. Романюк. — Кам'янське : ДДТУ, 2018. — 212 с.
38. Catalin, Alexandru. Vlad, Totu, Method for the multi-criteria optimization of car wheel mechanisms / Alexandru, Catalin. Totu, Vlad;. -Ingeniería e Investigación, 2016. – 137s
39. Denton, Tom Automobile Mechanical and Electrical Systems: 2nd Edition / Tom Denton: Routledge, 2017 – 378p. - ISBN 9780415725781
40. Gethoffen H. Einsatz von Mikroprozessoren in der Nachrichtentechnik. Mikroprozessoren und ihre Anwendungen. / H. Gethoffen // Hrsg. von W. Hiibert und R. Piloty. Munchen, Wien, R. Oldenbourg Verlag, 1977.
41. Konig, R. Schmiertechnik / R. Konig. – Springer, 1972. – p.164.
42. Mikell, P. Fundamentals of Modern Manufacturing: Materials, Processes, and Systems / P. Mikell. - John Wiley & Sons, 2010. - p. 1024.
43. Lange F. H. Signale und Systeme / F. H. Lange. - Bd. 1,2. - Berlin: VEB Verlag Technik, 1975.
44. Pacejka H.B. Some recent investigations into dynamics and frictional behavior of pneumatic tires / H.B. Pacejka// Phys. Tire tract: Theory and Exp. -New York - London, 1974.
45. Rabiner R. Theory and Application of Digital Signal Processing / R. Rabiner, B. Gold. -New York, Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, 1975.

46. Owczuk M., et al. Evaluation of Using Biogas to Supply the Dual Fuel Diesel Engine for Tractors / M. Owczuk, et al. // *Energies*. – 2019. – Vol.12, Art.1071.

47. Барабаш П. О., Петренко В. Г., Соломаха А. С. Нові підходи до переобладнання дизельних двигунів у газодизельні: новини/огляд / П. О. Барабаш та ін. // *Київський політехнік*. – 2018.

48. Голик А. В. Газодизельна система живлення DG-Flex для двигунів з Common Rail : стаття / А. В. Голик // *Вісник НТУ*. – 2018. – Вип. 3 (42).

49. Гречка О. В. Підвищення ефективності експлуатації тракторів при застосуванні газодизельних двигунів : стаття / О. В. Гречка // *Матеріали та доповіді (ДНАУ репозиторій)*. – 2024.

50. Shadidi B., et al. Experimental investigation of the tractor engine using alternative fuels (diesohol) / B. Shadidi et al. // *Applied Energy* – 2014.

51. Bolotokov A. Improving the fuel efficiency of an agricultural tractor diesel engine by injector sprayer modification / A. Bolotokov // *E3S Web of Conferences* – 2023.

# ДОДАТКИ