

Хмельницький національний університет
Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

Пояснювальна записка до дипломної роботи бакалавра


Галузь знань: 27 «Транспорт»

Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»


Освітньо-професійна програма: «Автомобільний транспорт»

на тему: «Використання водневовмісного палива для покращення робочих показників дизеля»

Шифр: ДРБАТ 23.20175.000. ПЗ

Виконав: студент 3 курсу, група АТс -20-2  Д.В. Мелашко

Керівник  д.т.н., проф. О.В. Диха


До захисту допускаю:
Зав. кафедри ТАМ  Диха О.В.
7 06 2023 р.

Хмельницький, 2023 р.

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

Освітньо-кваліфікаційний рівень: бакалавр
Галузь знань: 27 «Транспорт»
Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»
Спеціалізація: «Автомобільний транспорт»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав.кафедрою ТАМ
 Диха О.В. _____
" 20 " березня 2023 р. _____

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА

Мелашко Дмитру Вікторовичу

1. Тема проекту:
«Використання водневовмісного палива для покращення робочих показників дизеля»

керівник проекту: Диха Олександр Володимирович, д.т.н., проф.

Затверджено наказом університету від 10.03 2023р. № 5

2. Строк подання студентом проекту на кафедру: 10.06.2023 р.
3. Вихідні дані до проекту:

- 1) Технічні умови на паливно-мастильні матеріали дизелів..
- 2) Річна програма ремонту .
- 3) Результати літературного огляду і патентного пошуку.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Застосування біотоплив і підвищення тиску вприскування у дизелях
2. Вплив на показники дизеля подачі водневовмісного палива в якості присадки
3. Вплив тиску в паливному акумуляторі на вприскування
4. Дослідження робочого процесу дизеля при спільній подачі водородзмісного та дизельного палив

5. Консультанти розділів роботи

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

6. Дата видачі завдання: 20 березня 2023р.

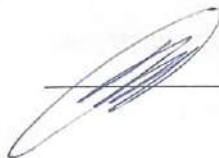
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Застосування біотоплив і підвищення тиску впорскування у дизелях	1.05.2023	
2	Вплив на показники дизеля подачі водневомісного палива в якості присадки	15.05.2023	
3	Вплив тиску в паливному акумуляторі на впорскування	25.05.2023	
4	Дослідження робочого процесу дизеля при спільній подачі водородмісного та дизельного палив	5.06.2023	
5	Оформлення презентації	15.06.2023	

Студент

 Мелашко Д.В.

Керівник роботи

 Диха О.В.

РЕФЕРАТ

Обсяг пояснювальної записки – 90 сторінок, кількість рисунків – 62, таблиць – 14, додатків – 1, кількість джерел згідно із переліком посилань – 80
Студент гр. АТс-20-2 Мелашко Д.В.

Тема «Використання водневовмісного палива для покращення робочих показників дизеля»

Дана бакалаврська дипломна робота присвячена поліпшенню екологічних та енергоекономічних показників робочого процесу дизеля застосуванням водневмісного палива та підвищенням тиску в паливному акумуляторі.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішені такі завдання:

-розроблена конструкцію паливної системи для подачі у впускний трубопровід водневмісного палива;

-проведений аналіз впливу на показники дизеля водневмісного палива, що подається спільно з дизельним паливом;





-удосконалена методика реєстрації характеристики впорскування електрогідравлічної форсунки;

-проаналізований вплив тиску в паливному акумуляторі на впорскування електрогідравлічної форсунки.

Перелік ключових слів: дизель, водневмісне паливо, впорскування, форсунка

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1. ЗАСТОСУВАННЯ БІОПАЛИВ І ПІДВИЩЕННЯ ТИСКУ ВПРИСКУВАННЯ У ДИЗЕЛЯХ.....	8
1.1.Застосування біопалив у дизелях.....	8
1.1.1. Способи застосування газових біопалив.....	9
1.1.2. Способи застосування рідких біопалив.....	29
1.2.Вплив умов закінчення палива на показники процесу впорскування.....	39
1.2.1.Вплив тиску впорскування на параметри паливного струменя....	39
2. ВПЛИВ НА ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЯ ПОДАЧІ ВОДНЕВОВМІСНОГО ПАЛИВА В ЯКОСТІ ПРИСАДКИ.....	43
2.1.Установка для отримання водневмісного палива на борту транспортного засобу та стенд для проведення моторних випробувань.....	43
2.2.Експериментальна оцінка впливу водородовмісної присадки на показники дизеля.....	52
3. ВПЛИВ ТИСКУ В ПАЛИВНОМУ АКУМУЛЯТОРІ НА ВПРИСКУВАННЯ.....	54
3.1.Розрахункове дослідження впливу конструкції електрогідралічної форсунки на форму характеристики впорскування.....	54

ДРБАТ 23.20175.000. ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
Розроб.		Мелашко		
Перевір.		Диха		
Н.контр.		Бабак		
Затвер		Диха		
Використання водневмісного палива для покращення робочих показників дизеля			Літ.	Аркуш
			4	84
ХНУ, гр. АТс-20-2				

3.2.Експериментальна оцінка залежності форми характеристики
впорскування від тиску в паливному акумуляторі.....60

4. ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДИЗЕЛЯ ПРИ СПІЛЬНІЙ
ПОДАЧІ ВОДОРОДЗМІСНОГО ТА ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВ.....69

4.1.Дослідження впливу параметрів, що визначають робочий процес дизеля,
на його екологічні показники.....69

4.2.Дослідження робочого процесу дизеля з використанням ННО при
високому тиску впорскування дизельного палива.....71

ВИСНОВКИ.....75

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....76

Додатки.....85

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		6

ВСТУП

За оцінкою Євросоюзу, проведеним для тимчасового діапазону 2025 ... 2040 р.р. дизель залишатиметься однією з основних енергетичних установок для важких вантажівок, магістральних тягачів, автобусів, будівельної та сільськогосподарської техніки. Аналогічний прогноз характерний як В'єтнаму, так всіх країн Азії. При цьому необхідне збільшення літрової потужності транспортних двигунів відповідно до екологічних вимог, що посилюються, призводить до необхідності пошуку подальших шляхів поліпшення показників їх робочого процесу, поряд із застосуванням багаторазового впорскування, рециркуляції відпрацьованих газів та їх нейтралізації, а також фільтрації дисперсних частинок.

До подальших напрямів покращення показників робочого процесу відносять зменшення частки вуглецю в молекулярному складі палива та зниження кількості вуглекислого газу, що виділяється при його отриманні; застосування газових палив та енергоносіїв, одержуваних із відновлюваних джерел.

Поряд із проведенням раніше не використовуваних заходів намічено подальше підвищення ступеня наддуву і, як наслідок, збільшення тиску впорскування палива.

У зв'язку з цим робота, спрямована на дослідження можливості зниження токсичності газів, що відпрацьовали, дизеля застосування палива, що не містить вуглець, а також на пошук раціонального поєднання тиску наддуву і тиску в паливному акумуляторі в залежності від режиму його роботи і параметрів камери згоряння, є актуальною.

Мета роботи. Поліпшення екологічних та енергоекономічних показників робочого процесу дизеля застосуванням водневмісного палива та підвищенням тиску в паливному акумуляторі.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		7

- розробити конструкцію паливної системи для подачі у впускний трубопровід водневмісного палива;
- провести аналіз впливу на показники дизеля водневмісного палива, що подається спільно з дизельним паливом;
- удосконалити методику реєстрації характеристики впорскування електрогідравлічної форсунки;
- проаналізувати вплив тиску в паливному акумуляторі на впорскування електрогідравлічної форсунки.

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		8

1. ЗАСТОСУВАННЯ БІОТОПЛИВ І ПІДВИЩЕННЯ ТИСКУ

ВПРИСКУВАННЯ У ДИЗЕЛЯХ

1.1 Застосування біопалив у дизелях

Біопаливо - енергоносіє, що отримується з біомаси, до якої відносять сировинні джерела та продукти їх переробки.

До основних сировинних джерел для отримання біопалив відносять деревину та відходи деревообробної промисловості, сільськогосподарські зернові культури, тваринні жири та відходи життєдіяльності людини.

Як продукти переробки деревини та зернових культур розглядають спирти (етанол, метанол і бутанол), що володіють високим октановим числом і призначені для застосування в двигунах внутрішнього згорання (ДВЗ). З рослинних олій (продукт переробки зернових культур) та тваринних жирів виробляють біодизельне паливо, що відрізняється високою в'язкістю та цетановим числом, придатним для застосування в двигунах із запаленням від стиснення.

З відходів життєдіяльності людини в основному виробляють бутанол і природний газ, що переважно містить метан.

Використання біопалив дає ряд переваг у порівнянні з використанням традиційних палив, одержуваних з вуглеводневої сировини, що видобувається, основні з яких:

- рідкі та газові біопалива мають, переважно, строговизначеною хімічною формулою та більшою стабільністю фізико-хімічних властивостей, що полегшує адаптацію робочих процесів двигуна внутрішнього згорання та досягнення ними заданих екологічних вимог;
- згорання біопалив призводить до утворення меншої кількості парникових газів;
- застосування відновлюваних ресурсів знижує споживання викопного вуглеводневого палива та забезпечує його більш ефективне застосування в поєднанні з біопаливами;

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		9

• переробка продуктів життєдіяльності людини як спосіб ведення енергоефективної політики зниження забруднення навколишнього середовища відходами, скорочення кількості звалищ та сміттєспалювальних виробництв.

На рисунку 1.1 представлені основні існуючі способи застосування біопалив ДВС, які розглянуті нижче.

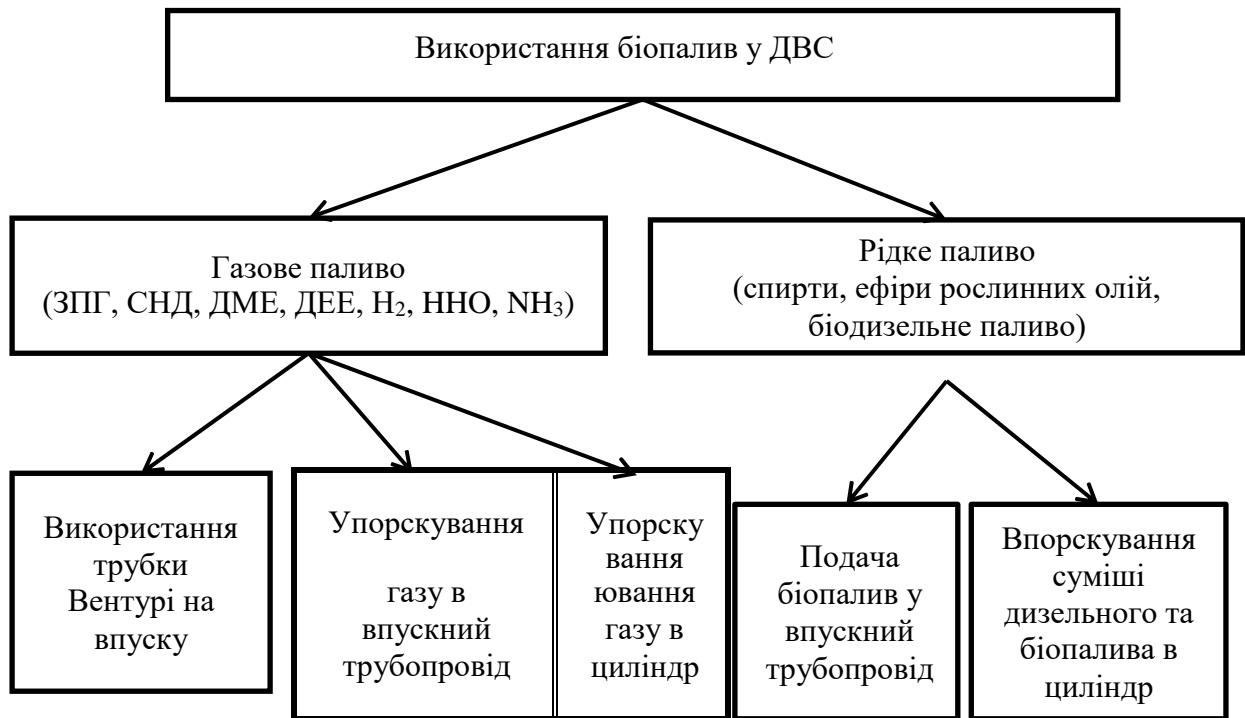


Рисунок 1.1 – Способи застосування біопалив у ДВЗ:

ЗПГ – стислий природний газ; СНД – скраплений нафтовий газ; ДМЕ – диметилловий ефір; ДЕЕ – діетилловий ефір; Н₂ – водень; ННО - газ Брауна; NH₃-аміак

1.1.1 Способи застосування газових біопалив

Як показано на схемі малюнка 1.1 надходження газового біопалива в двигун можливе трьома основними способами:

- використанням трубки Вентурі, встановленої у впускній системі;
- системою розподіленого впорскування, що подає газ у впускний трубопровід двигуна;
- безпосереднім упорскуванням газу в циліндри двигуна;

Використання трубки Вентурі (рисунок 1.2) – найпростіший варіант подачі газового палива у впускний трубопровід двигуна [23, 66].

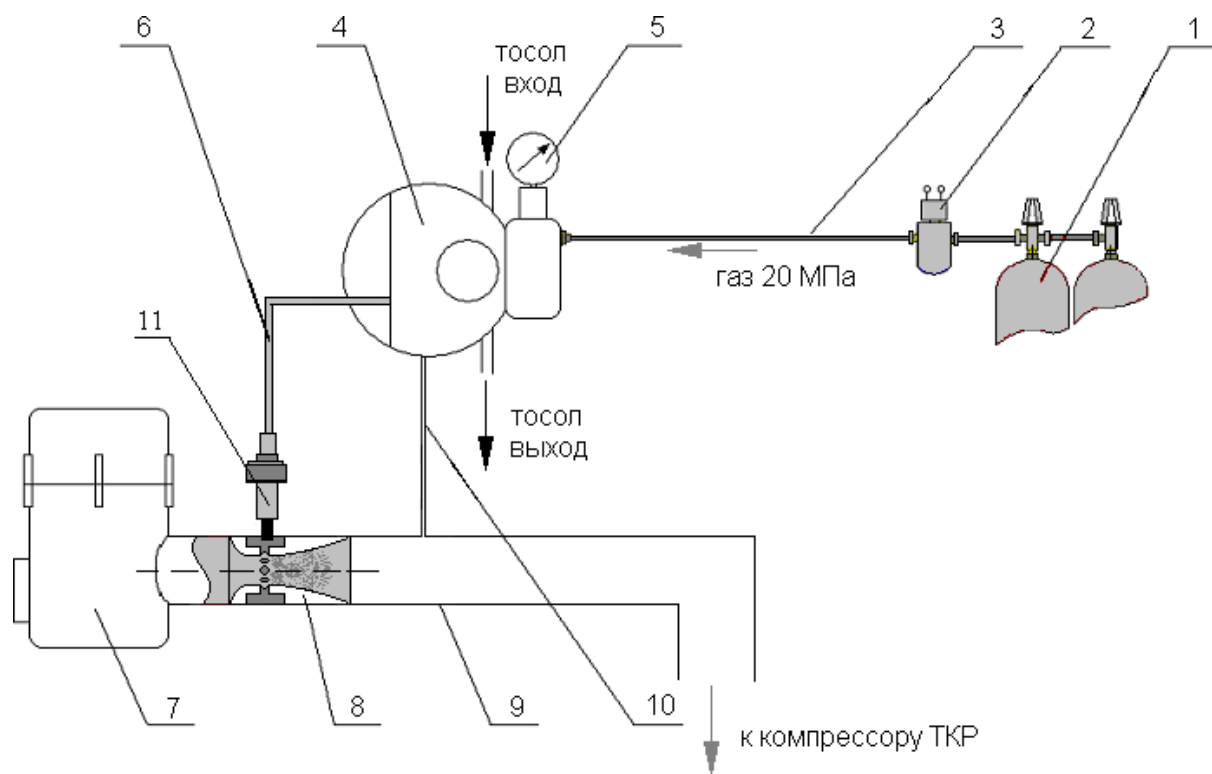


Рисунок 1.2 – Схема системи подачі газу із застосуванням змішувача на основі трубки Вентурі [23]:

1 – газові балони високого тиску; 2 – електромагнітний клапан; 3 – газова магістраль високого тиску; 4 – триступінчастий редуктор; 5 – манометр; 6 – трубопровід підведення газу до дозаторів; 7 – повітряний фільтр; 8 – газоповітряний змішувач; 9 – впускний трубопровід; 10 - трубка дренажу газу; 11 - електрокерований дозатор газу

Газове паливо подається в повітряний потік внаслідок розрядження (принцип ежекції), створюваного ним при проходженні через суже перетин пристрою 8. У цьому випадку витрата газу визначається швидкістю повітряного потоку.

Недолік способу (рисунок 1.2) – відносно низька точність дозування газу та зміни його кількості на перехідних режимах, внаслідок інерційності потоку повітря.

									Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата	ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ				11

В роботі [66], як альтернатива трубки Вентурі, запропоновано схему механічного регулятора для управління витратою біогазу (рисунок 1.3).

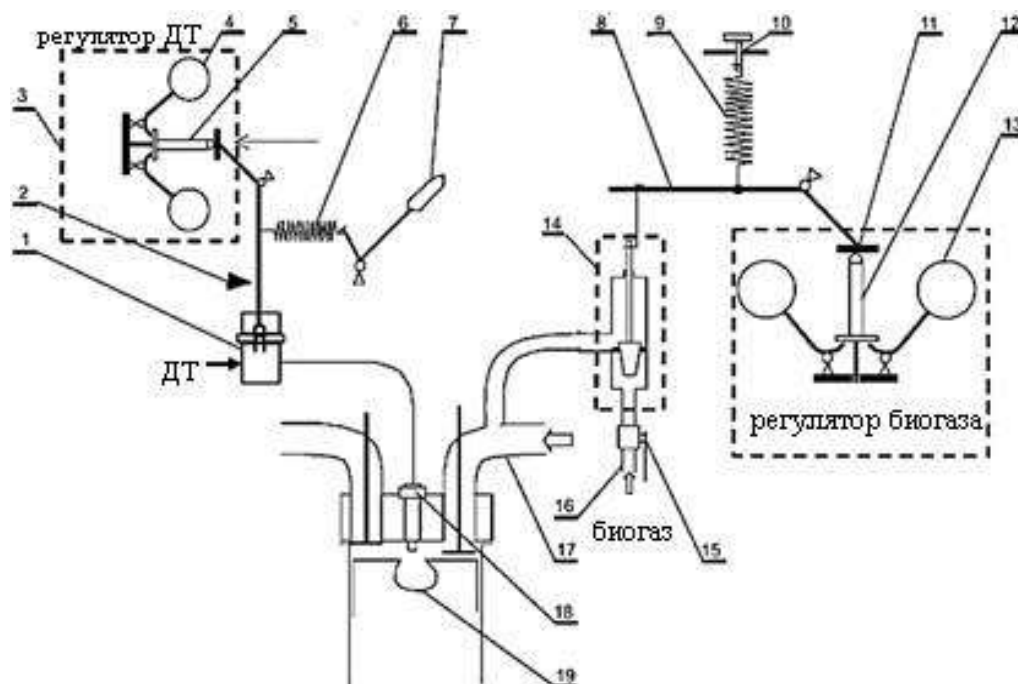


Рисунок 1.3 – Схема керування кількістю запальної порції дизельного палива та цикловою подачею біогазу застосуванням механічних регуляторів [66]: 1 – паливний насос високого тиску; 2 – рейка паливного насоса; 3 – регулятор подачі дизельного палива; 4, 13 – вантажі; 5, 12 - муфта; 6, 9 – пружина; 7 – важіль управління; 8 – рейка для керування подачею біогазу; 10 - регулювальний гвинт попередньої затяжки пружини; 11 – позиційна пластина; 14 - клапан подачі біогазу; 15 – кран; 16 - паливопровід подачі біогазу; 17 - впускний трубопровід; 18 – форсунка для подачі дизельного палива; 19 – камера згоряння

Принцип його роботи схожий на регулятор, що управляє цикловою подачею $Q_{ц}$ запальної порції дизельного палива. При цьому останній підтримує $Q_{ц}$, енергозміст якої становить рівні 10...15% від загальної кількості теплоти, яка теоретично може виділитися при повному згорянні газу та дизельного пального.

З застосуванням електронних систем управління подача газу у впускний

						ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата			12

трубопровід здійснюється електромагнітними форсунками. Утворена газоповітряна суміш надходить у циліндри і згоряє в результаті займання від стиснення запальної порції палива з високим цетановим числом. Запальна порція впорскується в камеру згоряння (КС) безпосередньо перед переходом поршня у верхню мертву точку (ВМТ) [34, 83, 124, 139].

У цьому випадку двигун, крім штатної дизельної паливної системи (ТС), обладнується додатковою – для подачі газового палива, як показано на рисунку 1.4.

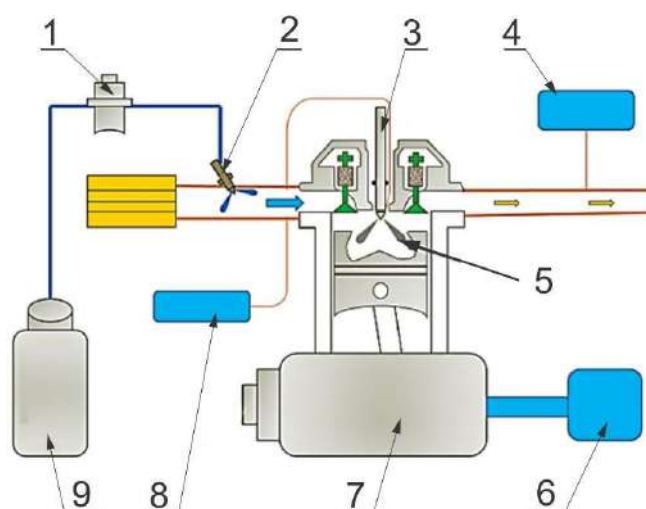


Рисунок 1.4 – Принципова схема подвійної паливної системи для подачі стиснутого газу [139]:

1 – регулятор тиску; 2 – форсунка для подачі газу; 3 – форсунка для впорскування дизельного палива; 4 – газоаналізатор; 5 - струмінь дизельного палива, що впорскується; 6 – гальмівна установка; 7 – дизель; 8 – паливний насос високого тиску; 9 – балон із природним газом

Представлений рисунку 1.4 спосіб – найбільш поширений. Причина в тому, що конструкція та технологія виготовлення газобалонного обладнання досить відпрацьована та набула великого поширення по всьому світу [34, 83, 124, 139]. Такий спосіб подачі газового палива не вимагає суттєвої зміни конструкції двигуна. Залежно від вартості системи подачі газу та необхідних екологічних

						ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата			13

показників двигуна замість розподіленого впорскування у впускний трубопровід застосовують також центральне впорскування (рисунок 1.5).

Що стосується дизельної ТЗ, то скорочується подана нею $Q_{ц}$ дизельного палива. Надмірне зниження циклової подачі, при збереженні конструкції форсунок та їх розпилувачів як дизеля, може викликати їх перегрів і коксування палива в каналах на режимах, близьких до максимального навантаження. Це з відсутністю охолодження елементів ТЗ необхідною кількістю дизельного палива. З іншого боку, відносно великі геометричні параметри отворів, що розпилюють, розрахованих на подачу великої кількості дизельного палива, будуть перешкоджати підвищенню точності управління $Q_{ц}$ на режимах малих подач запальних порцій палива.

Як зазначається в [124] застосування газодизельного робочого процесу забезпечує стійку роботу двигуна при значенні коефіцієнта надлишку повітря α 1,2 і неоднорідним розподілом кількості палива за КС. В одних зонах КС присутня тільки газоповітряна суміш і залишкові гази, а в інших – до них додається дизельне паливо, що надходить з отворів, що розпилюють у вигляді струменів. На кожному режимі роботи величина мінімальної $Q_{ц}$ запальної порції дизельного палива обмежена необхідною кількістю для стійкого займання від стиснення. Це, у свою чергу, висуває додаткові вимоги до організації процесу сумішоутворення, що відбувається на периферії струменів дизельного палива.

Найбільш точний спосіб дозування подачі газового палива - безпосереднє його впорскування в циліндр [27, 96, 97]. Це виключає вплив хвильових явищ на впуску та попадання частини газу у впускний трубопровід у час продування циліндра при перекритті клапанів.

Розрізняють два способи займання впорскується в циліндр біогазу: перший - від свічки розжарювання [22, 23, 29, 45, 152]; другий – від запальної порції дизельного палива [27, 96, 97].

Перевагою застосування свічки розжарювання є стабільне займання газу, що впорскується, і недопущення надмірно високих значень максимальної

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		14

швидкості наростання тиску $(dp/d\tau)_{\max}$ в КС.

Як приклад застосування цього способу на рисунку 1.5 показаний двигун, розроблений Кіотським університетом спільно з Osaka Gas для подачі в КС природного газу [22, 23]. У ДВС збережена ступінь стиснення базового дизеля та доопрацьована головка циліндра для встановлення керамічної свічки розжарювання 2.

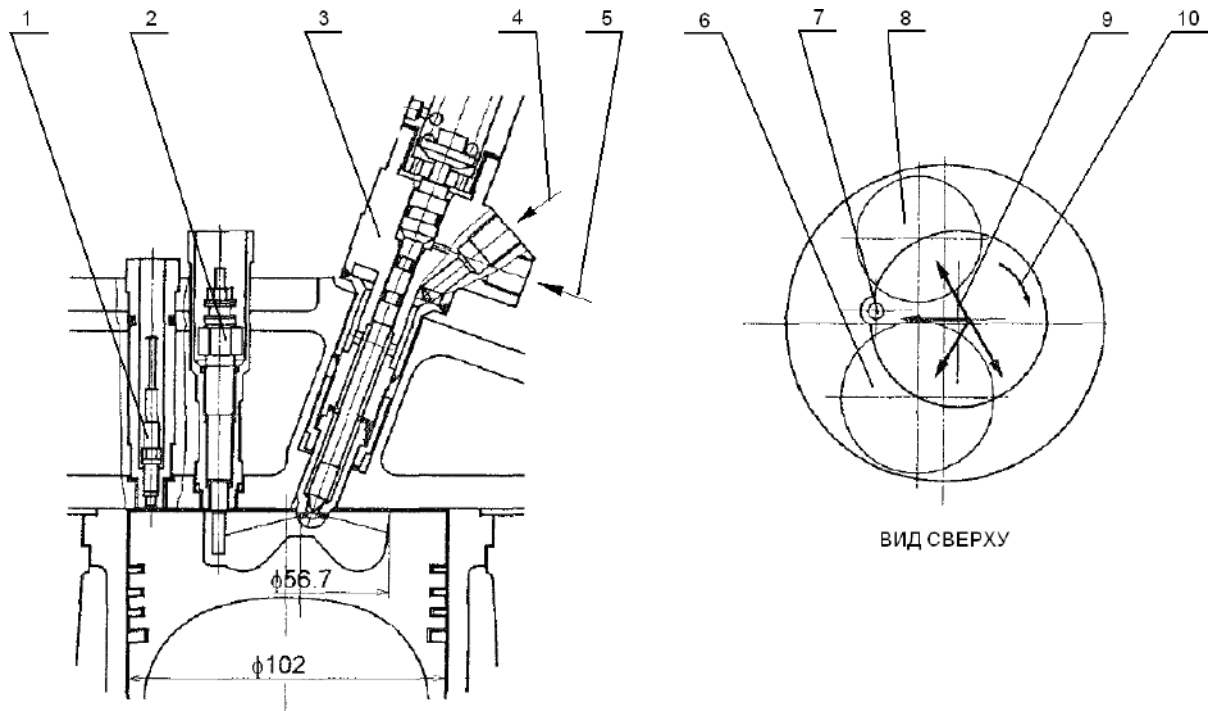


Рисунок 1.5 – Двигун із безпосереднім упорскуванням природного газу та займанням від свічки розжарювання:

1 – датчик тиску; 2 – свічка розжарювання; 3 – форсунка; 4 - підведення природного газу; 5 – підведення олії для гідроприводу форсунки; 6 – випускний клапан; 7 – свічка розжарювання; 8 – впускний клапан; 9 – газові струмені; 10 - напрям повітряного вихору

Подача газу до гідроприводної форсункою 3 здійснюється під тиском 8 МПа. Для подачі олії до гідроприводу встановлено спеціальний насос високого тиску. Сопловий апарат розпилювача форсунки включає чотири отвори діаметром 1,2 мм. Паливні струмені 9, що утворюються, нерівномірно

						ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доукК.	Підпис	Дата			15

покривають об'єм КС. Такий їхній розподіл, на думку розробників, забезпечує більшу стабільність горіння.

Недолік застосування свічки розжарювання – її низький термін служби через високу температуру її робочої поверхні 1200...1600 К [22, 23, 29, 45, 152]. Тому на сучасних газових двигунах він майже не застосовується.

Подача газу до гідроприводної форсункою 3 здійснюється під тиском 8 МПа. Для подачі олії до гідроприводу встановлено спеціальний насос високого тиску. Сопловий апарат розпилювача форсунки включає чотири отвори діаметром 1,2 мм. Паливні струмені 9, що утворюються, нерівномірно покривають об'єм КС. Такий їхній розподіл, на думку розробників, забезпечує більшу стабільність горіння.

Недолік застосування свічки розжарювання – її низький термін служби через високу температуру її робочої поверхні 1200...1600 К [22, 23, 29, 45, 152]. Тому на сучасних газових двигунах він майже не застосовується.

Застосування безпосереднього впорскування газу в газодизельному процесі вимагає розміщення двох форсунок (газової і дизельної) в головці циліндра, або подачу обох енергоносіїв через одну форсунку.

Установка двох форсунок скрутна в умови сучасних головок циліндрів з чотирма клапанами та розвиненою системою каналів сорочки охолодження, необхідних для високофорсованого двигуна. У зв'язку з цим краща конструкція форсунки з двома каналами, як показано на рисунку 1.6 [27].

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		16

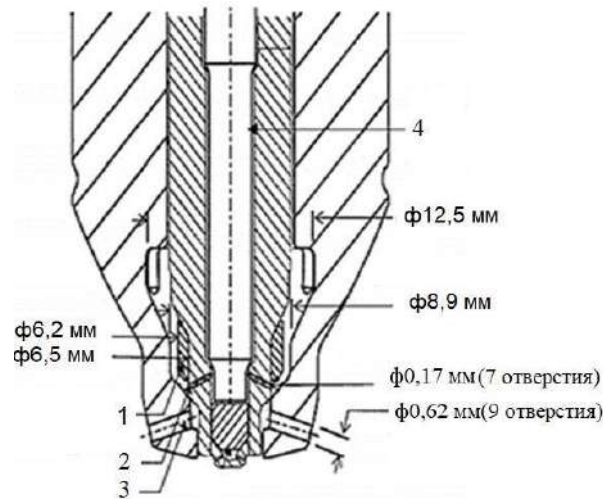


Рисунок 1.6 – Форсунка з двома каналами для подачі біогазу та дизельного палива [27]:

1 – втулка; 2 – отвір подачі дизельного палива; 3 – отвір подачі газу; 4 – голка форсунки

Діаметр корпусу представленої форсунки більший у порівнянні зі звичайною дизельною, що вимагає розточування каналу для її встановлення в головці циліндра базового дизеля. Однак це вимагає менших змін і більш реалізується на багатьох конструкціях дизелів, ніж установка двох форсунок. При цьому, як і у разі розподіленого впорскування (рисунок 1.4), зберігається необхідність розміщення на транспортному засобі двох паливних систем, що підводять паливо до форсунок.

Друга особливість двопаливної форсунки – рознесення у часі подачі палив. Біогаз подається з випередженням (на початку процесу стиснення) щодо впорскування дизельного палива (ближче до закінчення стиснення). Цей час необхідний формування гомогенної газоповітряної суміші.

На рисунку 1.7 представлена електрогідравлічна форсунка, розроблена фірмою West Port Innovations (США) спільно з University of British Columbia (UBC) для ТЗ впорскування стиснутого природного газу в КС [112, 113].

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата		17

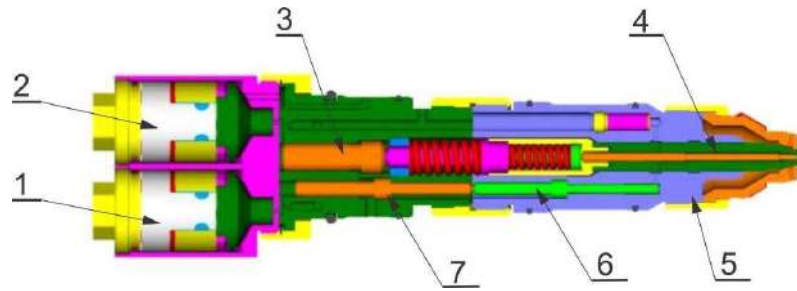


Рисунок 1.7 – Електрогідравлічна форсунка з двома електромагнітними клапанами для впорскування природного газу та запальної порції дизельного палива:

1 - електромагнітний клапан для управління впорскуванням природного газу; 2 – електромагнітний клапан для керування впорскуванням дизельного палива; 3 - Мультиплікатор голки для подачі дизельного палива; 4-голка форсунки для подачі дизельного палива; 5 – форсунка; 6 – голка форсунки для подачі газу; 7 – мультиплікатор голки для подачі газу

Конструкція форсунки включає два керуючих електромагнітних клапанів, що відповідають за впорскування природного газу та дизельного палива, що подаються різними каналами в її корпусі.

Паливний насос забезпечує подачу дизельного палива до форсунки під тиском приблизно 25 МПа. Кріогенний насос постачає по паралельному каналу природний газ з тим самим тиском. Відсотковий вміст запального палива змінюється від 9 до 2,4%, за зміни навантаження від 20 до 100%.

Кріогенний насос у системі паливоподачі приводиться в дію гідравлічно за допомогою олії, що подається встановленим на двигун масляним насосом. Зріджений природний газ, що впорскується, спочатку нагрівається, а потім подається в циліндри двигуна в газоподібному стані, пройшовши фільтр, акумулятор високого тиску, в якому є редукційний клапан.

Витрати потужності на привод запропонованої ТЗ за оцінками її творців близькі до значень для сучасних акумуляторних дизельних паливних систем.

Описані вище результати належали до застосування стиснутого газу з

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата		18

умовами зберігання 20 МПа. Однак крім нього велике поширення набув скраплений нафтовий газ з нижчим тиском зберігання в рідкій фазі 0,6...0,8 МПа. Основні складові газу: н-бутан та бутилен, ізобутан, пропілен, ізобутилен [31, 58, 106, 144].

Зріджений нафтовий газ має високу теплоту згоряння, велике октанове число, тому він найбільше підходить як паливо для двигунів з іскровим запалюванням. Крім того, його можна використовувати і для двигунів із запаленням від стиснення при спільній подачі з дизельним паливом [106, 144]. Такий спосіб наведено на рисунку 1.8.

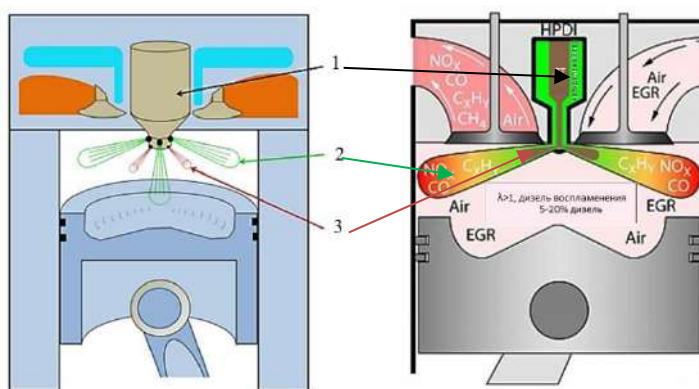


Рисунок 1.8 – Схема, що ілюструє робочий процес дизеля при спільній подачі дизельного палива та зрідженого нафтового газу [144]:

1 – форсунка; 2 - струмінь природного газу; 3 – струмінь дизельного палива

за аналогії з природним газом, нафтовий можливо подавати як безпосередньо в циліндр [89, 107, 124], так і у впускний трубопровід [58, 42, 118].

На відміну від природного та нафтового газів, диметилловий ефір (ДМЕ) має високе цетанове число (більше 55) і забезпечує samozаймання в дизелях. У ДМЕ розвинена сировинна база – його одержують із природного газу, вугілля та біомаси.

Теплота згоряння ДМЕ нижче, ніж теплота згоряння дизельного палива,

						ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доукК.	Підпис	Дата			19

через це потрібно збільшити ефективні прохідні перерізи розпилювачів і продуктивність ТНВД.

У паливній системі ДМЕ необхідно додати систему охолодження, щоб уникнути підвищення випаровування ДМЕ.

Низька в'язкість ДМЕ зменшує його змащувальні властивості, що вимагає додавання спеціальних присадок, а також виготовлення елементів ТС з інших матеріалів та збільшувати шорсткість поверхні деталей [143].

Через відмінності у властивостях порівняно з дизельним паливом при проектуванні або вдосконаленні дизельного двигуна для використання ДМЕ необхідно встановити додаткові елементи ТЗ: балони для його зберігання, аналогічні зрідженому нафтовому газу; газовий редуктор; клапани перепідключення подачі дизельного палива (запуск дизеля та зупинка) та ДМЕ (основні режими роботи двигуна).

Застосовують два методи подачі ДМЕ: впорскування у впускний трубопровід, а дизельне паливо подається в

КС; впорскування безпосередньо в КС.

Робота дизелів на ДМЕ покращує їх екологічні показники, зокрема, знижується шум двигуна [143, 157, 160]. При цьому можливе підвищення ефективності дизеля та зниження його ефективної потужності, як показано на рисунку 1.9 [157].

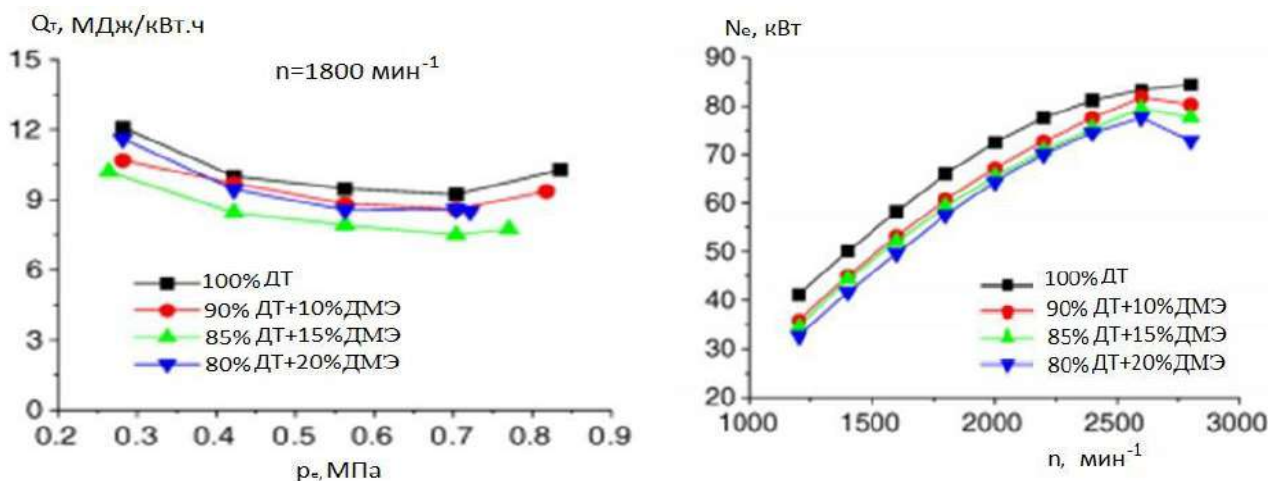


Рисунок 1.9 – Результати роботи двигуна при спільній подачі до його камери згоряння ДМЕ та дизельного палива [157]

У роботі [143] представлені результати випробування дизеля при подачі ДМЕ у впускний трубопровід та дизельного палива до КС. Відзначено покращення тепловикористання та зниження токсичних компонентів у ОГ. Витрата дизельного палива знизилася на 22,4%.

Подальше поліпшення екологічних показників багатопаливного дизеля може бути досягнуто застосуванням рециркуляції газів, що відпрацювали (РОГ), може бути використана для зниження шкідливих викидів. При використанні РОГ максимальне значення тиску і середня температура в циліндрі зменшуються, а витрата палива збільшується. При підвищенні ступеня рециркуляції різко скоротилося утворення оксидів азоту NO_x , проте зросли димність і вміст продуктів неповного згоряння у газах, що відпрацювали (ОГ): вуглеводнів СН і оксиду вуглецю СО [160].

Діетиловий ефір (ДЕЕ) має властивості аналогічні ДМЕ, але перебуває в рідкому стані за нормальної умови [26, 160]. ДЕЕ одержують з етанолу шляхом дегідратації [35]. На відміну від викопного палива, водень H_2 є екологічно чистим джерелом палива і може вироблятися з води, запаси якої досить великі. Водень можна використовувати як єдине паливо в двигуні внутрішнього згоряння з іскровим запаленням [151] або як додаткового палива як в ДВС з іскровим запаленням [77], так і в дизелі [98]. ДВС найкраще працюють при використанні водню як додаткове паливо.

Так само як і природний газ, водень можна впорскувати у впускний трубопровід перед впускним клапаном або безпосередньо в циліндр двигуна. За способом займання H_2 розрізняють: іскрове запалювання паливоповітряної суміші (для водню, що впорскується у впускний трубопровід); від запальної порції дизельного палива (в іноземних джерелах цей робочий процес позначають як H_2DDI); запалення водню від стиснення або свічки розжарювання (для безпосереднього вкидання H_2 в КС). Впорскування водню у впускний трубопровід з наступним займанням від іскрового розряду – найпростіший спосіб його застосування,

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		21

обмежується заміною штатної паливної системи впорскування бензину на H_2 , що подає. Однак застосування цього способу обмежена рядом серйозних недоліків, що знижують індикаторний ККД двигуна:

- порушення процесу згоряння через виникнення калійного запалення, детонації та у випускній системі внаслідок низької енергії активації водню;
- H_2 легше за повітря, що знижує наповнення циліндра і знижує потужнісні показники двигуна.

У роботі [158] вивчений процес займання водню від запальної порції дизельного палива, проте експериментальні дослідження проведені зі зрідженим нафтовим газом, як імітація подачі H_2 . Схема подачі водню у впускний трубопровід дизеля показано рисунку 1.10 [98].

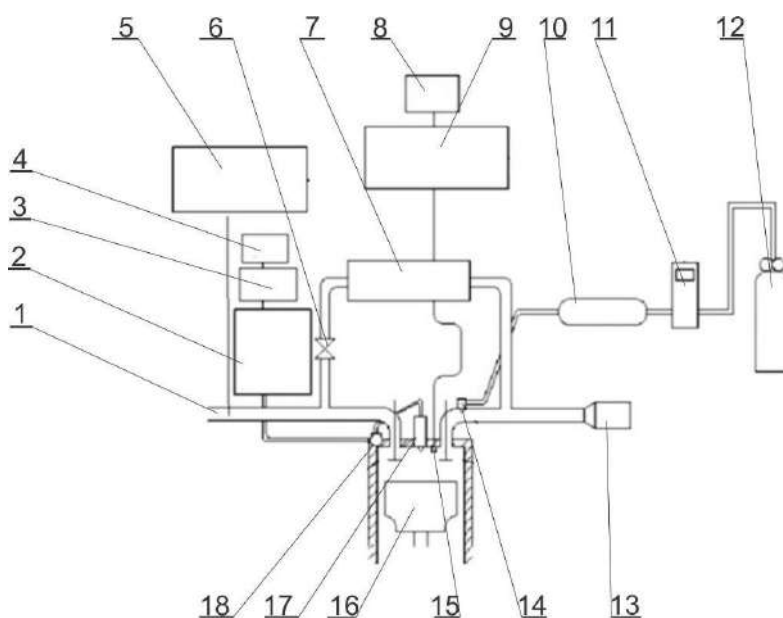


Рисунок 1.10 – Схема подачі водню у впускний трубопровід дизеля [98]: 1 – випускний трубопровід; 2 – паливний насос високого тиску; 3 – електронний блок керування; 4 – керуючий комп'ютер; 5 – газоаналізатор; 6 – клапан рециркуляція відпрацьованих газів; 7 – охолоджувач рециркульованих газів; 8 - комп'ютер для реєстрації внутрішньоциліндрових процесів; 9 – система збору та аналізу даних; 10 - розширювальний бак; 11 – регулятор масової витрати водню; 12 – балон із воднем; 13 - впускний трубопровід; 14 – газова форсунка; 15 – датчик тиску; 16 – поршень; 17 – форсунка для подачі

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		22

дизельного палива; 18 – акумуляторна паливна система

Як правило, швидкість заміщення дизельного палива воднем обмежена надмірною швидкістю підвищення тиску в циліндрі. Крім того, при високому вмісті водню спостерігається тенденція до передчасного його займання.

Більшість досліджень обмежувалося часткою H_2 , що дорівнює 30...40% (від загальної кількості теплоти, підведеного з паливом) при низьких та середніх навантаженнях та 6...25% – при високих навантаженнях [47, 54]. Однак у роботі [126] представлені результати досліджень у разі підвищення частки водню до 97% на режимі середнього ефективного тиску 0,19 МПа.

Дослідники зазначають, що перехід на займання водню від запальної порції дизельного палива та керування їх частками не може значно зменшити викиди CO та дисперсних частинок, у той час як вміст діоксиду вуглецю CO_2 зменшується пропорційно до кількості заміщення нафтового палива. Тим не менш, понад 50% зниження викидів CO та димності порівняно з роботою дизеля було зареєстровано при заміщенні воднем близько 46% [125].

Однією з головних переваг займання H_2 від запальної порції дизельного палива є можливість підбору її величини залежно від режиму роботи двигуна для отримання його найкращого поєднання економічних та екологічних показників.

Вплив вмісту H_2 на викиди NO_x досі не вивчений. Повідомляється про суперечливі результати випробувань двигунів [33]. Наприклад, викиди NO_x можуть бути знижені, якщо заміщення водню становить більше 30% від частки енергії, що вводиться з паливом, що було пов'язано зі зниженням максимальної температури горіння [27]. Навпаки, у роботах [37] фіксувалося збільшення викидів NO_x з додаванням водню. Це пов'язане з окисленням незгорілого водню до NO_2 , що прискорює перетворення NO до NO_2 [54].

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		23

Крім подачі водню на впуск при запаленні від запальної порції дизельного палива, у роботі [95] розглядають його впорскування в циліндр через окрему форсунку (рисунок 1.11).

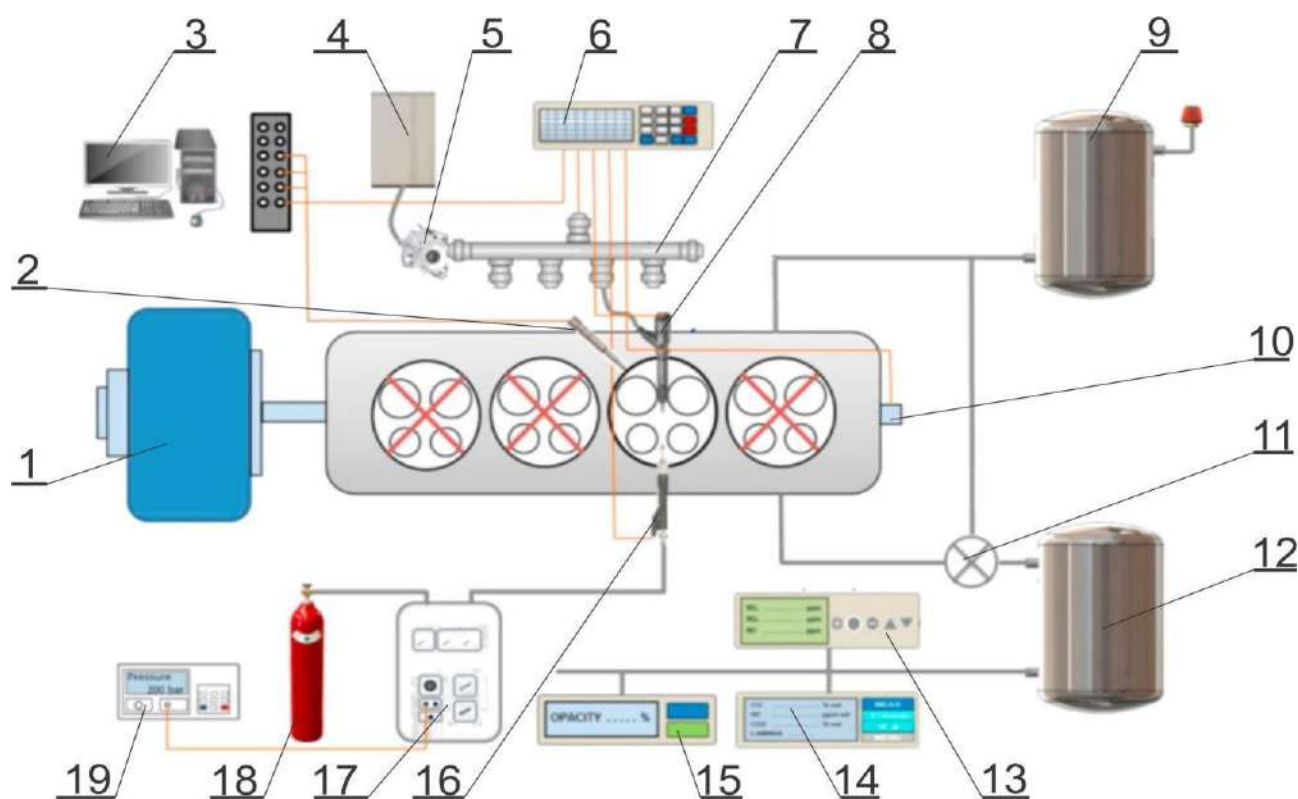


Рисунок 1.11 – Схема експериментальної установки для впорскування водню та дизельного палива в камеру згорання двигуна із запаленням від стиснення [95]: 1 – гальмівна установка; 2 – датчик тиску; 3 – система збору даних; 4 – бак із дизельним паливом; 5 – паливний насос високого тиску; 6 – система керування двигуном; 7 – паливний акумулятор; 8 – електрогідравлічна форсунка для подачі дизельного палива; 9 - приймальний розширювальний бак; 10 – енкодер; 11 - клапан рециркуляції відпрацьованих газів; 12 -бак для збору відпрацьованих газів; 13 – аналізатор NO_x; 14 - аналізатор СН та СО; 15 - димомір; 16 -форсунка для подачі водню; 17 - насос, що підкачує, для подачі водню; 18 – балон із воднем; 19 - система управління подачею водню

Водень та дизельне паливо можна впорскувати в КС за допомогою загальної насос-форсунки [95]. Конструкція воднево-дизельної насос-форсунки

						ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата			24

показана рисунку 1.12.

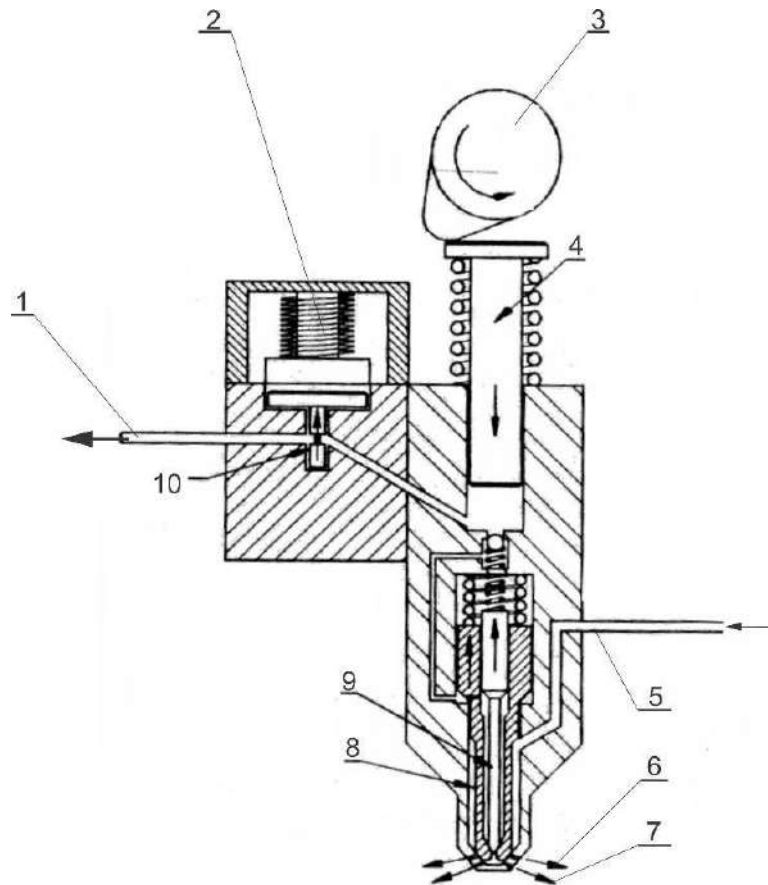


Рисунок 1.12 – Конструкція воднево-дизельної насос-форсунки [41]:
1 – лінія зливу дизельного палива; 2 – електромагніт; 3 – кулачковий вал; 4 – плунжер; 5 – лінія подачі водню; 6 – водневий паливний струмінь; 7 – дизельний паливний струмінь; 8 – голка для подачі водню; 9 – голка для подачі дизельного палива; 10 - керуючий клапан

Застосування насос-форсунки (рисунок 1.12) забезпечує подачу невеликої кількості дизельного палива перед упорскуванням газу КС. Завдяки цьому створюється високотемпературне середовище, що забезпечує займання газового палива та досягнення дифузійного згоряння

двигун з запаленням від стиску. Такий підхід до займання та згоряння H_2 зменшує

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата		25

ймовірність детонації заряду і дає можливість збільшити ступінь стиснення двигуна, щоб підвищити його індикаторний ККД до рівня, порівнянного із сучасними дизелями.

Оскільки зріджений нафтовий газ має порівнянну з воднем температуру самозаймання, то аналіз результатів дослідження його безпосереднього впорскування разом із дизельним паливом дав дослідникам корисну інформацію про механізми запропонованого ними процесу згоряння, включаючи розуміння взаємодії газового струменя з струменем дизельного палива.

Для займання водню від стиску використовують гомогенну паливоповітряну суміш (робочий процес типу НССІ). Високий коефіцієнт дифузії водню сприяє швидкому утворенню гомогенної паливоповітряної суміші порівняно із застосуванням нафтових палив. Процес НССІ на водневому паливі може працювати в умовах дуже бідної паливної суміші, знижуючи утворення NO_x за збереження високого ККД двигуна [67]. Так П.А. Катон та Д.Т. Прюїтт у своєму дослідженні [44] виявили, що викиди NO_x майже рівні нулю (приблизно 1 млн^{-1}) при ступені стиснення 18 і температурі на впуску 373 До.

Незважаючи на позитивні сторони, застосовність процесу НССІ на водні обмежена його високою температурою самозаймання та значним збільшенням $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ [92, 140]. Збільшення навантаження в двигуні з займання від стиснення призводить до збільшення вмісту NO_x через збільшення тривалості згоряння та зростання максимальної температури циклу [44].

При впорскуванні H_2 в кінці такту стиснення для подолання підвищеного тиску в циліндрі потрібен тиск впорскування $p'_{\text{ф}}$ більше 10 МПа.

Деякі дослідження [64, 99, 100] показали, що при високому навантаженні, впорскування водню безпосередньо в КС під високим тиском $p'_{\text{ф}}$ (такий робочий

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		26

процес вони позначають як HPDI) при виборі оптимальних параметрів процесу впорскування можна забезпечити таку ж ефективність, як у дизеля, що працює на нафтовому паливі. Це пов'язано з тим, що виникає можливість керування тиском та тривалістю впорскування, кутом випередження впорскування, а також орієнтацією паливних струменів та забезпеченням, тим самим, необхідного розподілу палива за обсягом КС.

Однак основною пролемою водню залишається його висока температура самозаймання, яка вимагає проведення заходів щодо зміни конструкції дизеля, зокрема параметрів його КС, або введення свічки розжарювання в неї.

При використанні водневих дизелях свічки розжарювання повинні працювати постійно. У роботах [64, 65, 74] повідомляється про потрібну температуру поверхні свічки розжарювання в діапазоні від 1200 до 1400 К. Довговічність свічки розжарювання через високу температуру поверхні сумнівна, коли мова заходить про комерційне застосування, і тому ця технологія рідко використовується в останніх розробках двигунів [150].

Технологія зберігання вимагає забезпечення високої безпеки, що збільшує її вартість. З цієї причини дедалі популярнішими стають роботи з отримання H_2 на борту транспортного засобу з водневмісних речовин, щодо безпечних для транспортування.

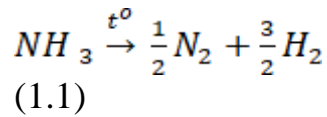
Як енергія виділення водню пропонується тепла чи електрична, одержувана на борту автомобіля.

Одними з найперспективніших водневмісних речовин дослідники вважають газ Брауна (HNO) і амміак (NH_3).

Привабливість застосування NH_3 у ДВС зумовлена його безвуглецевою структурою, безпекою зберігання та транспортування, високим вмістом водню за відносно недорогої вартості виробництва.

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доукК.	Підпис	Дата		27

При підведенні теплової енергії аміак розкладається на азот та водень [94]:



Властивості аміаку під час використання як палива показані рисунку 1.13 [91].

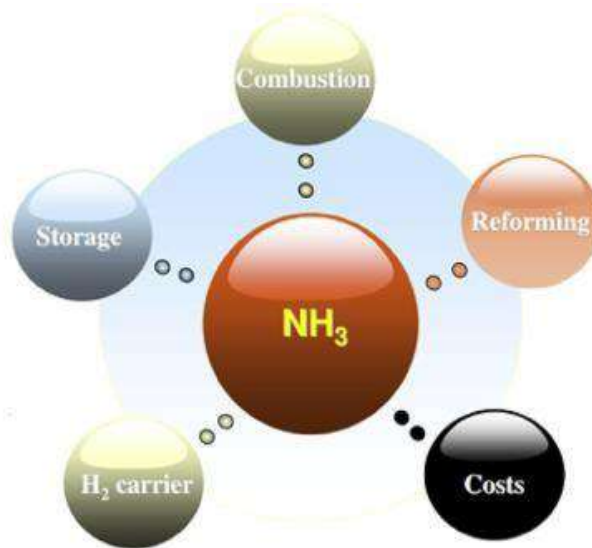


Рисунок 1.13 – Властивості аміаку як палива [91]:

Storage – легко зберігати (скраплюється за низького тиску); Combustion – немає викидів вуглецю; H₂ carrier – висока гравіметрична густина H₂ (17,8% ваги); Reforming – низька каталітична температура чи відсутність каталітичного риформінгу; Costs – сезонна собівартість продукції

Проведено випробування аміаку як паливо для двигунів з іскровим запаленням та дизелів. У результаті досліджень відзначено ряд недоліків NH₃ як моторного палива [69]:

- дуже висока температура самозаймання (924 K);
- низька швидкість розповсюдження полум'я;
- висока теплота пароутворення;
- вузькі межі займання (16...25% за обсягом у повітрі);

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		28

- аміак викликає корозію міді, мідних сплавів, нікелю та пластмас, тому слід уникати використання цих матеріалів у двигунах, що працюють на NH₃ [53, 69].

Висока теплота пароутворення та висока температура самозаймання ускладнюють застосування аміаку в дизелі через погіршення умов сумішоутворення. Знижується температура заряду через високу приховану теплоту NH₃ [123].

Звичайний ДВЗ може працювати на аміаку без значних змін його конструкції [120], за винятком встановлення балонів з NH₃ та системи його подачі.

У більшості експериментальних досліджень аміак впорскується у впускний трубопровід. Також як і у випадку з H₂, подача NH₃ знижує наповнення циліндра повітрям та погіршує економічні та потужнісні показники двигуна.

Для зниження впливу наведених недоліків застосування аміаку застосовують його впорскування в охолоджену рідину та спільно з іншим альтернативним паливом [53]. Але такі дослідження не набули широкого поширення.

Впорскування рідкогоаміаку збільшує наповнення циліндрів, так як охолоджує заряд і підвищує його густину, а також не допускає заміщення повітря газовою фазою NH₃. При цьому спостерігається сильна залежність горіння аміаку від вихрового руху заряду в КС. Занадто мала швидкість вихору не впливає на горіння, тоді як занадто висока – негативно впливає на горіння [115].

На рисунку 1.14 представлена схема комбінованої системи, що складається з ДВС, термоелектричного генератора (ТЕГ) та осередку з аміачним електролітом (АЕС).

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		29

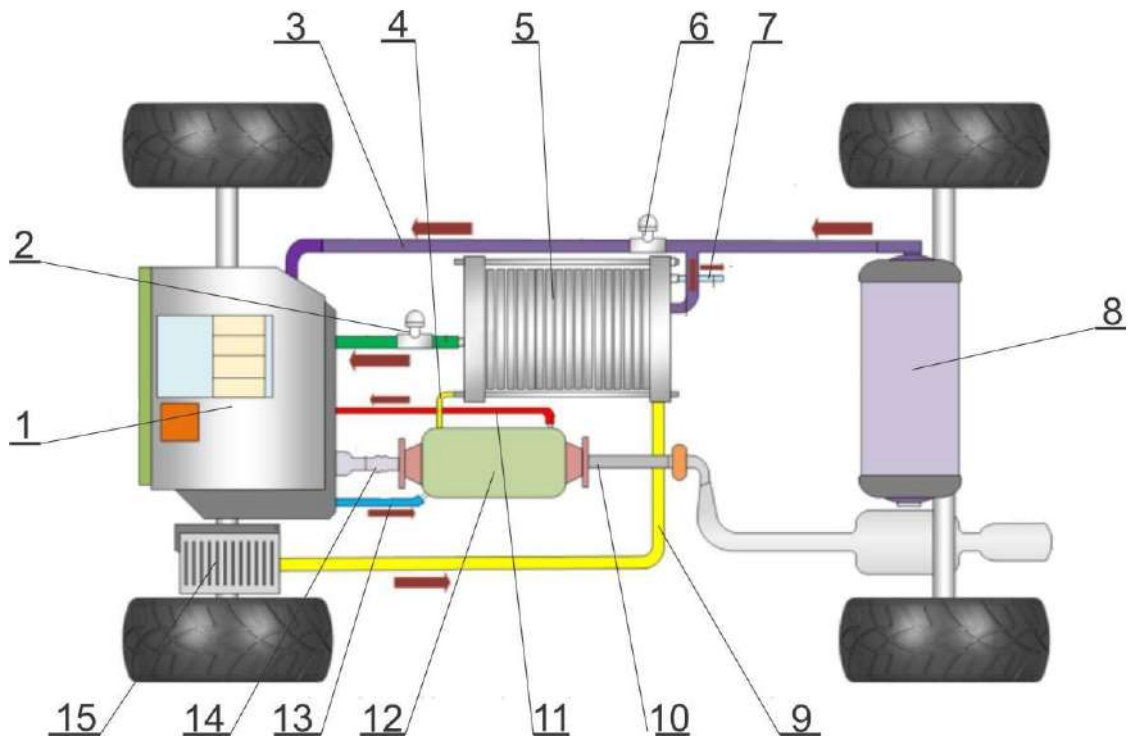


Рисунок 1.14 – Схема комбінованої системи, що складається з двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), термоелектричного генератора (ТЕГ) та комірки з аміачним електролітом (АЕ) [63]:

1 – ДВЗ; 2 – регулятор тиску водню; 3 - лінія подачі аміаки в ДВЗ; 4 - подача струму від ТЕГ для АЕ; 5 – АЕ; 6 – регулятор тиску аміаку; 7 - випуск азоту; 8 – балон із рідким аміаком; 9 – подача струму для АЕ від акумулятора; 10 – випускна система автомобіля; 11 – вихід рідкого охолоджувача; 12 - ТЕГ; 13 – вхід рідкого охолоджувача; 14 - випускний колектор ДВЗ; 15 – акумулятор

1.1.2 Способи застосування рідких біопалив

Спирти мають погану схильність до самозаймання від контакту з гарячим стиснутим повітряним зарядом. У зв'язку з цим існує кілька способів застосування спиртів у дизелях, основні з них:

- упорскування суміші спирту з дизельним паливом;
- подача спирту у впускний трубопровід;
- впорскування спирту безпосередньо в циліндр.

Найбільш поширений спирт – етиловий. Це його широкої сировинної базою та відносною безпекою виробництва та експлуатації.

Етанол можна використовувати в суміші з дизельним паливом у різних пропорціях [70]. Так, при використанні 20 % етанолу питома ефективна витрата палива g_e збільшується на 9%, ефективна потужність Ne двигуна знижується на 5%. При цьому знижується температура олії, скорочується вміст CO та NOx в ОГ дизелі [70].

Фізичні властивості етанолу відрізняються від дизельного палива, тому додавання спирту знижує цетанове число і в'язкість паливної суміші [129]. Це ускладнює пуск дизеля і збільшує виток палива через зазори в прецизійних деталях ТС, що підвищує витрати потужності на привід паливного насоса високого тиску (ТНВД).

Етанол має високу водопоглинаючу здатність. Присутність води ускладнює його перемішування з дизельним паливом, а великагіроскопічність забезпечує збільшення вмісту вологи при зберіганні [70]. Перевага застосування готового сумішного палива – незмінність конструкції дизеля. Зміни, що вносяться в ТЗ мінімальні, і обмежуються вибором матеріалів прокладок (через агресивність етанолу до деяких з них), збільшенням продуктивності ТНВД та форсунок внаслідок нижчої теплоти згоряння спирту.

Основний недолік- Неможливість корекції складу сумішевого палива відповідно до режиму роботи дизеля. Для цього застосовують:

- двопаливні ТС, де змішання палив відбувається на борту транспортного засобу в лініях низького або високого тиску [13, 14, 19...21, 24, 119];
- дві ТЗ, кожна з яких має свої форсунки для роздільної подачі компонентів у КС [26, 72, 90, 111, 148].

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доукК.	Підпис	Дата		31

Запропонований у принцип спільної подачі двох палив до КС через одну форсунку [19, 20] дозволяє змінювати склад суміші, що подається в КС дизеля, у процесі впорскування. Такі ТЗ мають великі можливості з позиції раціонального використання палив та здійснення фізико-хімічної дії на робочий процес дизеля шляхом корекції масового складу суміші палив у процесі впорскування з реалізацією зонального сумішоутворення [10].

У розробленій ТЗ (рисунок 1.15) призначена для подачі спирту акумуляторна паливна система (позиції II, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7) доповнює паливну систему безпосереднього дії (позиції I, 19, 20, 21), що служить для подачі дизельного палива, і при спільній з нею роботі вирішує задачу спрямованої корекції масового складу суміші палив, що подається в дизельний КС через одну форсунку 8 [3, 23].

Штатний ТНВД 19 дизеля спільно з паливopідкачуючим насосом 20 забезпечує подачу дизельного палива з бака 21 до форсунки 8 з розпилувачем 9, виконаним за схемою [11], в якому реалізовані напрацювання МАДИ [19, 20].

Газ, що міститься у балоні 1, забезпечує заданий тиск раку у балоні 3 та паливному акумуляторі 4. Тиск раку регулюється редуктором 2 і реєструється манометром 5. Клапан 7 виключає зворотний струм у систему подачі другого палива, а також обмежує довжину та обсяг лінії подачі другого палива: паливопровід II; канали 10, 12, 16. Завдяки такій конструкції ТЗ можна забезпечити подачу тільки дизельного палива з повним відключенням подачі спирту. Для цього перед клапаном 7 встановлений кран 6. Застосування балона 1 з підпірним газом виключає вплив низьких властивостей змащувальних спиртів і їх корозійну активність на деталі ТНВД.

Використання стиснутого газу для створення тиску лінії подачі другого палива може бути замінено на подачу палива в акумулятор 4 за допомогою ТНВД. У цьому випадку виникає можливість вибору варіантів приводу, включаючи електричний, що забезпечує велику гнучкість у виборі місця

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		32

впускному трубопроводу. Для цього застосовують карбюратор або електромагнітні форсунки [111, 148]. Запалення спиртоповітряної суміші в Циліндр відбувається в результаті подачі запальної порції дизельного палива.

Приклад такого способу подачі роботи [26] наведено на рисунку 1.16. У ньому, на відміну від [111, 148] застосований принцип фумігації – випаровування впорскуваного етанолу з гарячої поверхні повітряний потік.

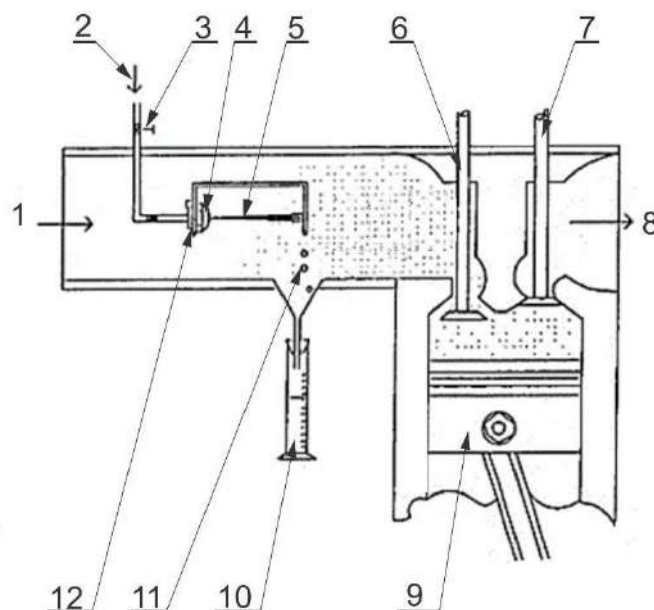


Рисунок 1.16 – Схема подачі етанолу у впускний трубопровід з попереднім його випаровуванням (фумігацією) [26]:

1 – вхідне повітря; 2 -стислий етанол; 3-клапан управління; 4 – фільтр етанолу; 5 – жиклер; 6 – впускний клапан; 7 – випускний клапан; 8 – викидів відпрацьованих газів; 9 – поршень; 10 – мірний циліндр; 11 – крапельки; 12 – форсунка;

При такому підході (рисунок 1.16) в циліндри дизеля потрапляє переважно парова фаза етанолу, що покращує його сумішоутворення з повітряним зарядом. Однак очевидно, що наявність додаткового нагрівального елемента у впускній системі погіршує наповнення циліндра за рахунок надлишкового підігріву.

У роботі [72] представлений варіант упорскування етанолу безпосередньо

в КС дизеля, займання якого походить від подачі запальної порції дизельного палива. За заявами дослідників запропонований ними спосіб забезпечує до 90% заміщення дизельного палива. Верхня межа заміщення визначена стійкістю займання запальної порції від стиснення.

На рисунку 1.17 наведено приклад застосування двох акумуляторних паливних систем з електронним керуванням та електрогідравлічними форсунками [90].

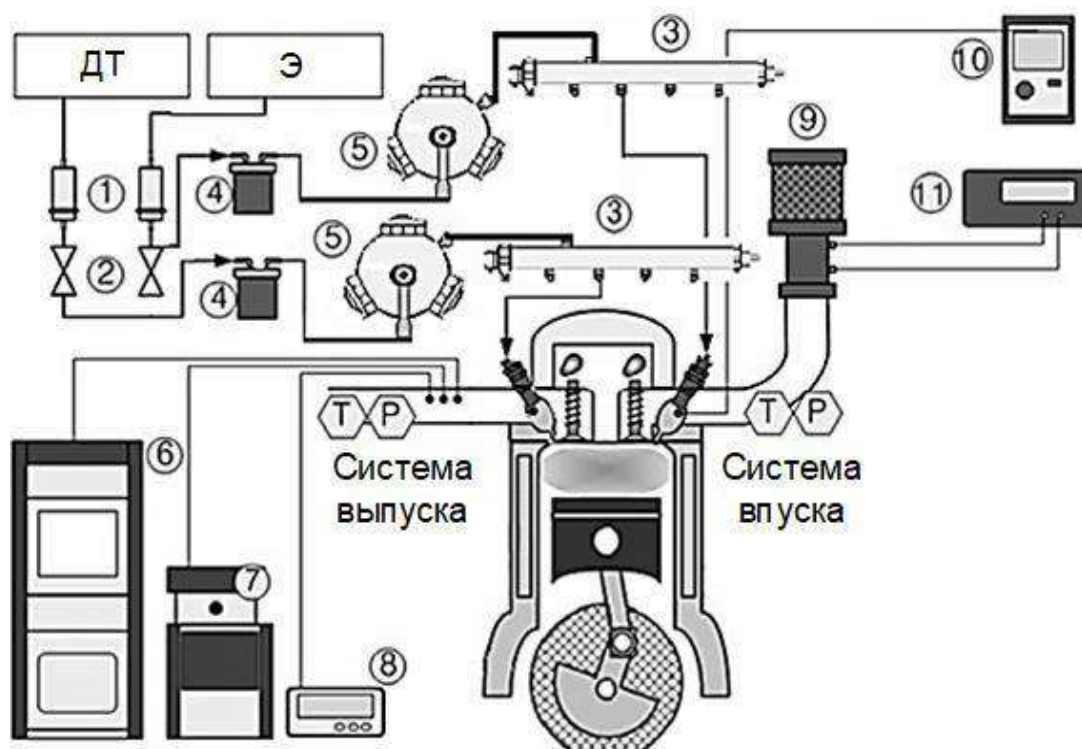


Рисунок 1.17 – Схема експериментальної установки з двома акумуляторними паливними системами для впорскування етанолу та дизельного палива в камеру згорання двигуна із запаленням від стиснення [90]:

Т – датчик температури; р – датчик тиску; ДП – бак із дизельним паливом; Е – паливний бак із етанолом; 1 – паливопідкачувальні насоси; 2 – клапани; 3 – паливні акумулятори; 4 – паливні фільтри; 5 – паливні насоси високого тиску; 6 – система збору та аналізу токсичних компонентів відпрацьованих газів; 7 – аналізатор дисперсних частинок; 8 – реєстратор вмісту кисню у відпрацьованих

газах; 9 – датчик масової витрати повітря; 10 - датчик тиску в паливному акумуляторі; 11 – манометр, встановлений у впускній системі

Як і у разі роздільної подачі природного газу та дизельного палива, системи, представлені в роботах [72, 90] вимагають розміщення двох форсунок у головці циліндра та узгодження їх роботи. Наявність двох ТНВД збільшує втрати потужності приводу допоміжних механізмів, яка може бути частково компенсована скороченням продуктивності насосів порівняно з повною подачею одного компонента.

На відміну від спиртів, олії рослинного походження, мають високі значення цетанового числа, порівнянного з дизельним паливом. Однак, через наявність жирних ненасичених кислот, ці палива мають високу температуру застигання. Підвищена коксівність масел сприяє нагароутворенню на стінках КС та мисках розпилувача [1, 9].

Масла відрізняються від дизельного палива більш високою в'язкістю, що збільшує витрати потужності на привід насоса, що підкачує, і ТНВД. Зниження швидкості подачі палива в комбінації з меншим значенням нижчої теплоти згоряння вимагає збільшення тривалості подачі палива або підвищення тиску впорскування, що також негативно позначаються на зростанні потужності, що витрачається на привід допоміжних механізмів.

Виходячи з представлених недоліків олій переважно застосування їх ефірів, в'язкість яких можна порівняти з дизельним паливом.

Оскільки фізико-хімічні характеристики ефірів масел (біодизельне паливо) та дизельного палива схожі, то їх застосовують як у чистому вигляді, так і в суміші. Таке біопаливо відносять до поновлюваних, переваги якого [142]:

- зменшення вмісту в ОГ сульфатів, CO₂ та дисперсних частинок;
- майже вдвічі знижується нагароутворення;
- не має різкого запаху;
- при попаданні на землю розкладається мікроорганізмами протягом 3

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата		36

тижнів;

- малий вміст сірки;
- високе цетанове число, яке можна порівняти з дизельним паливом;
- добрі змащувальні властивості, що забезпечують підвищення ресурсу

ТНВД;

- велика сировинна база;
- можливість змішування з дизельним паливом за будь-якого

співвідношення компонентів.

До нестачі біодизельного палива відносять [142]:

- паливо має властивості розчинника, тому агресивно до деталей двигуна;
- різкозростаюча в'язкість при мінусовій температурі знижує витрату палива через ефективні прохідні перерізи ТС;
- при низьких температурах з'являється осад, Котрий наводить дозакупорці каналів ТЗ та паливних фільтрів;
- у разі попадання палива на кузов автомобілі, його треба ретельно протерти, оскільки дане паливо агресивне до лакофарбового покриття;
- короткий термін зберігання (на відміну нафтових палив);
- необхідність великих посадкових площ для вирощування сировини для біопалива.

В даний час існує 8 стандартів (таблиця 1.1), які широко використовуються в різних регіонах світу для визначення характеру біодизельного палива [36]. В інших країнах також існують стандарти, що базуються на одному з цих восьми.

Таблиця 1.1 – Стандарти виробництва біодизельного палива [36]

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		37

Регіон	Маркування	Назва
Європейський Союз	EN 14213	Опалювальні палива - Складні ефіри метилу жирної кислоти (FAME) - Вимоги та методи випробувань.
Європейський Союз	EN 14214	EN 14214 Автомобільних палив - Складні ефіри метилу жирної кислоти (FAME) для дизельних двигунів - вимоги та методи випробувань.
США	ASTM D 6751	ASTM D6751 - 11a стандартна специфікація для запасу змішування біодизельного палива (B100) середніх дистилатів палив.
Бразилія	ANP 42	Бразильський стандарт біодизельного палива.
Індія	IS 15607	Біодизельне паливо (B100). Змішання з дизельним паливом. Специфікація
Японія	JASO M360	Автомобільне паливо. Складний ефір метилу жирної кислоти (FAME) та можливості його змішування.
Австралія		Паливний стандарт (біодизельне паливо) визначення 2003
Південна Африка	SANS 1935	Автомобільне біодизельне паливо

Сучасні стандарти [2, 25, 48, 55, 56] допускають застосування метилових

						ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			38

ефірів жирних кислот (FAME – fatty acid methyl esters) як присадку (до 5% за обсягом) до дизельного палива

До переваг FAME відносять [88]:

- високе цетанове число;
- хороші змащувальні властивості – може використовуватися як мастильна добавка в дизельному паливі з низьким вмістом сірки;
- відсутність поліциклічних ароматичних вуглеводнів та слабкатоксичність, що впливає на людину;
- хороша біорозкладність;
- зниження вмісту CO₂, CO, вуглеводнів СН і дисперсних частинок ОГ;

- низький вміст сірки, що скорочує утворення діоксиду сірки SO₂ та виключає необхідність встановлення нейтралізаторів для зниження (актуально при заміщенні важких нафтових палив).

Поряд з перевагами FAME має низку особливостей та недоліків, які необхідно враховувати при формуванні робочого процесу [88]:

- нижча теплота згоряння менша, ніж у дизельного палива, що вимагає в 1,6...1,7 раза підвищення циклової подачі палива;
- можливість підвищена NO_x (до 15%) та збільшення альдегідів;
- значне збільшення в'язкості при низькою температурі, що ускладнює запуск двигуна та створює небезпеку виходу з ладу

ТНВД;

- активний по відношенню до компонентів ТЗ, виготовлених з еластомерів та каучуків (нітрильний каучук, поліпропілен, нейлон);
- сильний корозійний вплив на сплави, що містять мідь, також активний по відношенню до сталі, алюмінію, цинку та свинцю;
- гігроскопічність у 40 разів вища, ніж у дизельного палива.

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		39

1.2 Вплив умов закінчення палива на показники процесу впорскування

1.2.1 Вплив тиску впорскування на параметри паливного струменя

Тиск впорскування палива визначає якість струменя і впливає на згоряння в дизелі. Поліпшення дрібності розпилювання та управління розподілом палива за об'ємом камери згоряння стають все більш важливими для підвищення потужності та економічних показників двигуна, зниження його негативного впливу на навколишнє середовище. Для дизелів більш високий тиск упорскування призводить до підвищення дрібності розпилювання палива в циліндрах і швидкості сумішоутворення].

За минулі роки максимальний тиск систем упорскування збільшився з 150 до 270 МПа. Для наступного покоління акумуляторних паливних систем (АТС) воно може досягти 300...400 МПа. Дослідження можливостей збільшення тиску впорскування становлять великий інтерес для вчених у зв'язку з його потенціалом для дизелів [49, 75].

Досліджувані параметри паливного струменя, такі як кут конуса, кількість рідкої та газової фази, показано на рисунку 1.18.

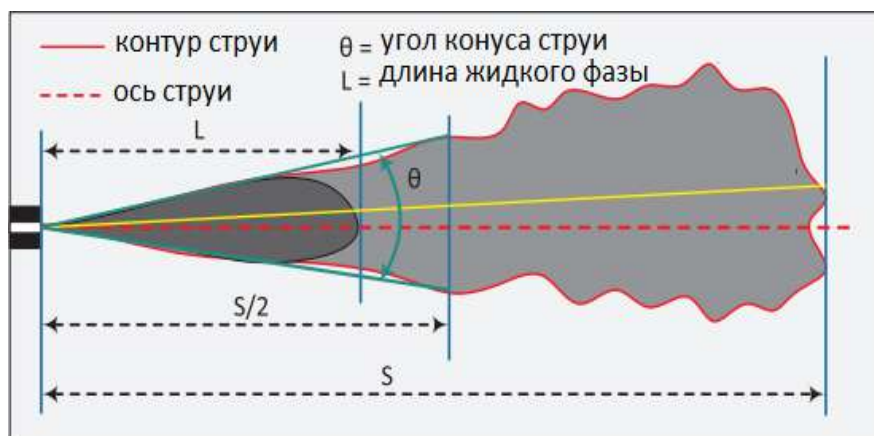


Рисунок 1.18 – Схема струменя палива, що впорскується з розпилювача форсунки [71]

Довжина струменя визначає площу зони окислення палива в КС. Вона безпосередньо залежить від тиску впорскування палива та тиску в циліндрі.

						ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата			40

Проведено велику кількість досліджень струменів палива з p_f менше ніж 200 МПа.

Тао-Мін Цзя та його колеги [78] провели дослідження в діапазоні тисків подачі палива 100 ... 300 МПа з постійною температурою та тиском у КС постійного обсягу. Автори показали, що характеристики струменя палива з дуже високим тиском відрізняються від характеристик, отриманих за відносно малих величин.

При збільшенні p_f [78] довжина струменя палива, що впорскується, L_t значно збільшується (рисунок 1.19). Цей висновок також зроблено в роботах [108, 154] і залишився вірним, коли тиск упорскування палива досяг 400...500 МПа [79, 146]. Крім того, експериментальні результати [79] підтвердили, що фізико-математична модель розвитку довжини струменя, запропонована Хіроясу та Араї [73], найбільш прийнятна в цих умовах порівняно з іншими моделями.

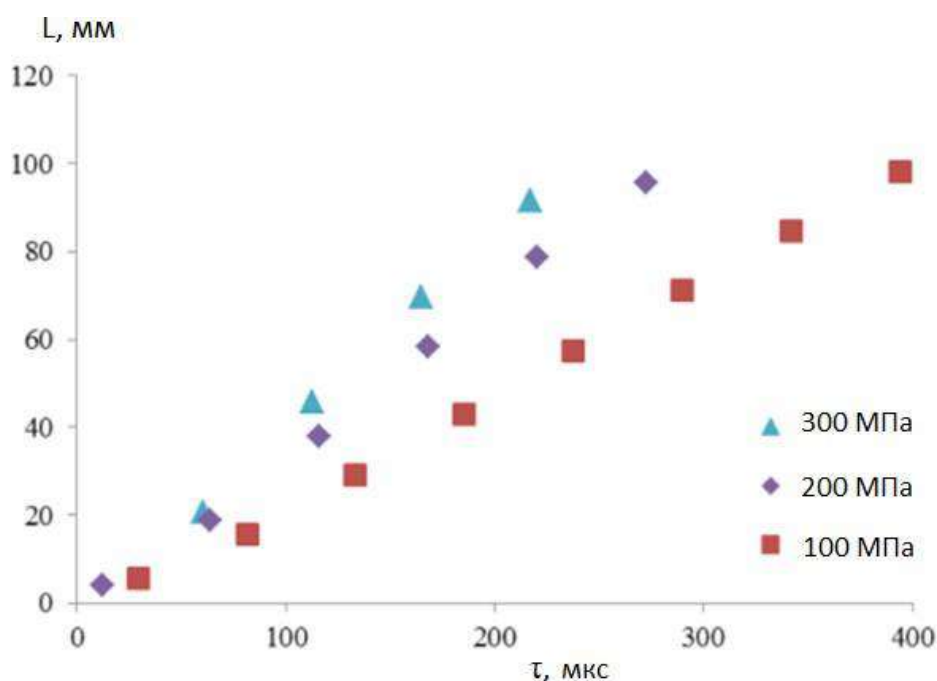


Рисунок 1.19 – Зміна довжини струменя L впорскуваного палива зі збільшенням тиску впорскування [78]

Однак між експериментом та прогнозованою моделлю все ще існують

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата		41

невеликі відхилення. Це з появою ударних хвиль як надвисокого тиску. Такого висновку дійшли автори [154] на підставі проведених експериментальних досліджень у камері постійного

обсягу.

В експериментах застосована АТС фірми Denso з тиском упрскування від 50 до 250 МПа.

Автори використовували 3 методи фіксації паливного струменя:

- тіньовий (Microscopic Backlit Imaging) – для реєстрації детальної структури струменя поблизу отвору, що розпилює;
- у світлі (Macroscopic Mie-Scattering Imaging) – для визначення макроскопічних параметрів струменя, геометрії його рідкої та газової фази;
- Шлірена (Macroscopic Schlieren Imaging) – для реєстрації руху середовища, що оточує струмінь палива.

Результати показують, що в умовах без випаровування (температура в камері становила 303) величина L_t збільшується зі зростанням тиску впрскування (рисунок 1.20, а). При випаровуванні палива (573 К) довжина струменя швидко досягає стабільного значення, а вищий тиск впрскування призводить до скорочення L_t (рисунок 1.20 б). Коли тиск р'ф збільшується в умовах високої температури, L_t з часом зростає (рисунок 1.20, в).

Це пояснюється тим, що при зростанні р'ф збільшується енергія палива в струмені. В результаті відбувається дроблення палива на дрібні краплі, які рухаються з високою швидкістю, швидко віддаляючись від вихідного перерізу отвору, що розпилює. У зв'язку з цим скорочується зона струменя, в якій паливо присутнє в рідкій фазі, а його далекобійність збільшується. Крім того, надвисокий тиск впрскування спільно з малим діаметром отворів, що

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		42

2. ВПЛИВ НА ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЯ ПОДАЧІ ВОДНЕВОВМІСНОГО ПАЛИВА В ЯКОСТІ ПРИСАДКИ

2.1 Установка для отримання водневмісного палива на борту транспортного засобу та стенд для проведення моторних випробувань

Як один з найбільш перспективних палив для ДВЗ розглядають водень, який відрізняється високою енергоефективністю і відсутністю домішок, що ускладнюють процеси сумішоутворення та згоряння.

Існують різні способи застосування Н₂. Один із них – зберігання водню на борту транспортного засобу [68, 128, 136, 147], інший – отримання газу ННО в генераторі шляхом електролізу води безпосередньо перед подачею його в циліндри двигуна [37, 40, 131].

При згорянні водню утворюються вода та невелика кількість NO_x [156].

Нижча теплота згоряння водню (120,2 МДж/кг) майже втричі більша, ніж дизельного палива (42,6 МДж/кг), але водень має температуру самозаймання 585°C. Таким чином, Н₂ не може використовуватися в ДВЗ за відсутності примусового підпалу від свічки запалювання або без упорскування на поверхню свічки розжарювання [127]. Вирішенням проблеми застосування водню в дизелі може його займання від нафтового палива, що впорскується в КС двигуна.

У роботі [140] зазначається, що застосування водню як добавка до дизельного палива призводить до збільшення співвідношення водню та вуглецю в сумішевому паливі. Упорскування невеликої кількості водню зменшує неоднорідність розпилювання дизельного палива через високу дифузію Н₂. Це забезпечує більшу однорідність горючої суміші. Скорочується час тепловиділення через підвищення швидкості розповсюдження полум'я. Таким

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата		44

чином, створюються передумови для покращення потужних, економічних та екологічних показників дизеля.

В основу роботи експериментального генератора одержання газу ННО на борту транспортного засобу покладено електроліз води (H₂O) у присутності каталізатора – натрію Na (рисунок 2.1). При електролізі використовують постійний струм та сталеві електроди [15, 16, 110].

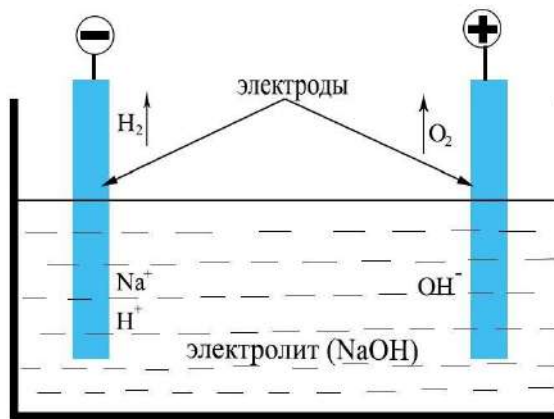


Рисунок. 2.1 – Схема електролізу води у присутності

натрію Na електродах генератора протікають наступні реакції:

- на аноді: $2\text{H}_2\text{O} \rightarrow 4\text{H}^+ + \text{O}_2 + 4\text{e}^-$;
- на катоді: $4\text{H}^+ + 4\text{e}^- \rightarrow 2\text{H}_2$.

Напруга на електродах має бути достатньою для відділення іонів у воді.

Щоб забезпечити електроліз, на розроблену установку необхідно подати напругу, значення якої перевищує мінімальну напругу, потрібну для розщеплення молекули води.

Електроди виготовлені з корозійностійкої сталі, що містить 7% нікелю, 16% хрому та 0,08% вуглецю.

Схеماغазового генератора представлено рисунку 2.2. Генератор виконаний із сухими осередками за схемою –*nnn+nnn*–, де *n* – це лист зі сталі 304 розміром

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата		45

140 x 140 x 1 мм (ширини x довжина x товщина). На рисунку 2.3 показано зібрану експериментальну модель газового генератора.

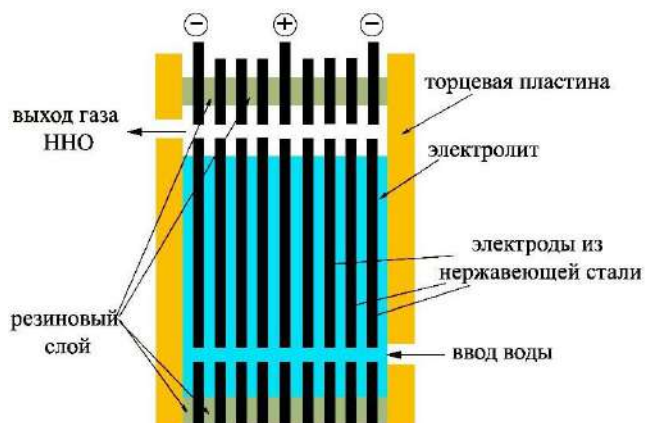


Рисунок 2.2 – Схема генератора для виробництва газу ННО

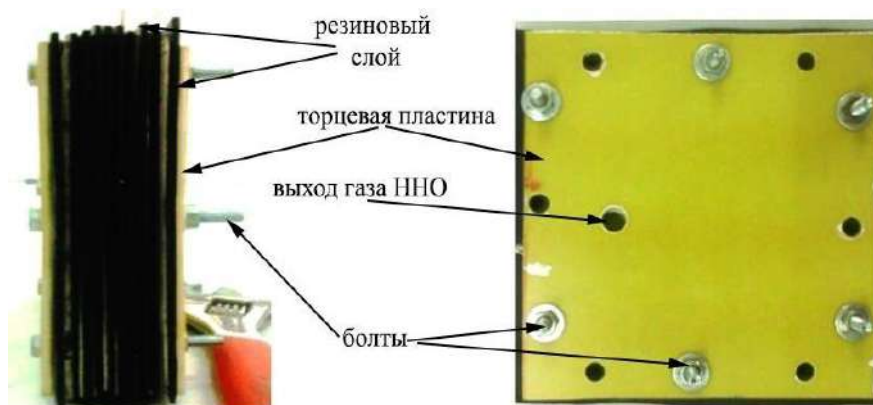


Рисунок 2.3 – Створений зразок створеного газового генератора

Для підвищення ефективності електролітичного процесу застосовано розчин електроліту NaOH. Зв'язок між електролітичною ефективністю відповідно до частоти обертання двигуна та концентрації NaOH показаний на рисунку 2.4.

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата		46

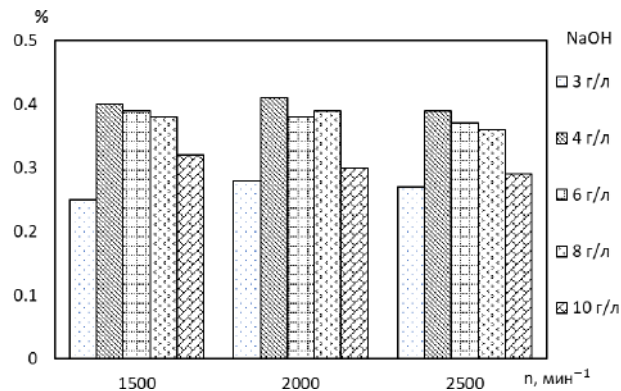


Рисунок 2.4 – Залежність ефективності електролізу від складу розчину NaOH на різних швидкісних режимах роботи дизеля

На всіх режимах роботи величина концентрації NaOH 4 г/л забезпечує найкращу ефективність процесу електролізу з виходом найбільшої кількості газу ННО (рис. 2.4) [15, 16, 110].

Схему розміщення паливної системи для роздільної подачі ННО та дизельного палива представлено на рисунку 2.5.

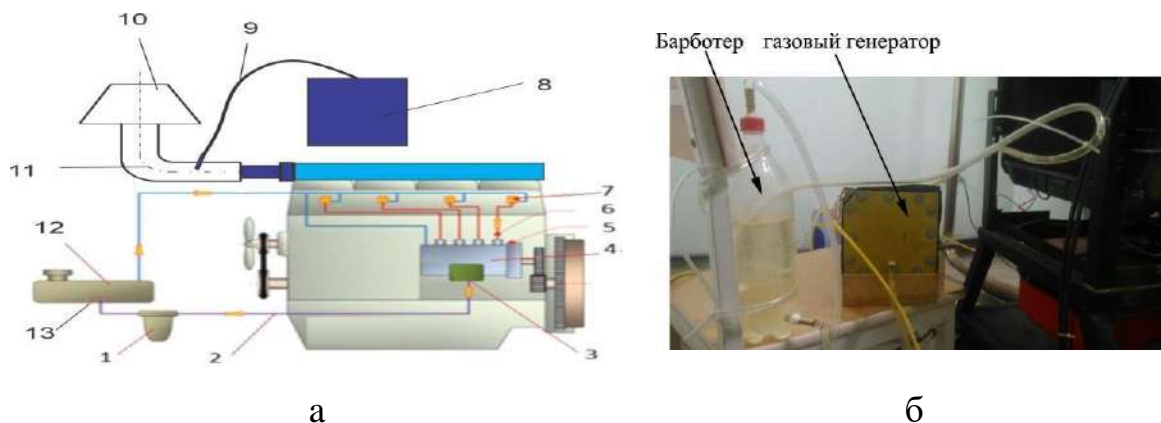


Рисунок 2.5 – Схема розміщення паливної системи для роздільної подачі ННО та дизельного палива:

а – схема дослідницької установки; б – зовнішній вигляд системи підготовки газу ННО; 1 – фільтр тонкого очищення палива; 2 – паливопровід низького тиску; 3 – Паливопідкачуючий насос; 4 – ТНВД; 5 – автоматичний регулятор частоти обертання; 6 – паливопровід високого тиску; 7 – форсунка; 8 – газовий

генератор; 9 – трубка ННО; 10 – повітряний фільтр; 11 – трубопроводи; 12 – паливний бак; 13 – фільтр грубої очистки палива

Як об'єкт дослідження обраний дизель 4ЧН 9/10 зі ступенем стиснення 17, представлений рисунку 2.6. Номінальна потужність двигуна становить 60 кВт досягається при частоті обертання колінчастого валу $n = 3200$ хв-1. Максимальний крутний момент дизеля дорівнює $183\text{Н}\cdot\text{м}$ при $n = 2200$ хв-1.

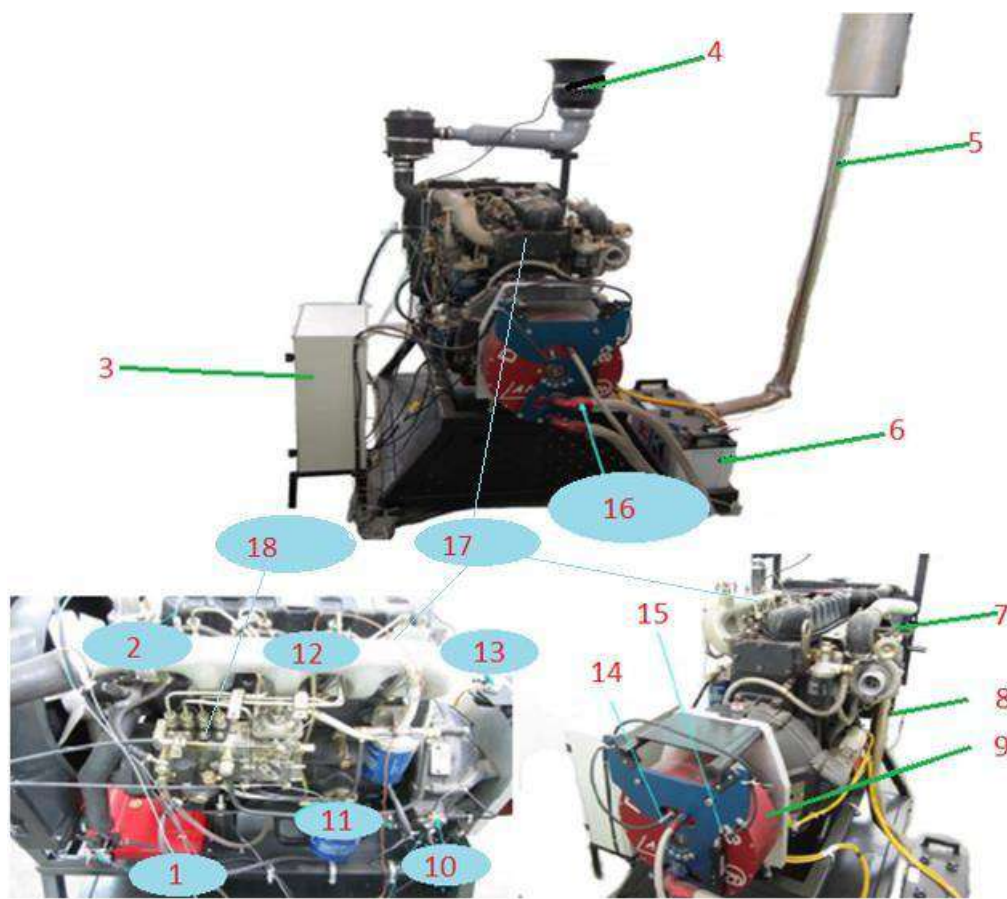


Рисунок 2.6 – Випробувальний моторний стенд із дизелем 4ЧН 9/10:

1 – витратомір палива; 2 – датчик тиску у камері згоряння; 3 – блок збирання даних; 4 – витратомір повітря; 5 – система випуску стенду; 6 – акумулятор; 7 – датчик температури охолоджувальної рідини; 8 – датчик температури ОГ; 9 – гідравлічне гальмо; 10 – датчик тиску палива; 11 – датчик тиску олії в головній масляній магістралі; 12 – датчик температури олії; 13 – кнопка пуску; 14 – датчик положення колінчастого валу; 15 – датчик крутного моменту; 16 – управління навантаженням; 17 – дизель; 18 – ТНВД

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата		48

Форма та основні геометричні розміри КС двигуна 4ЧН 9/10 дано на рисунку 2.7.

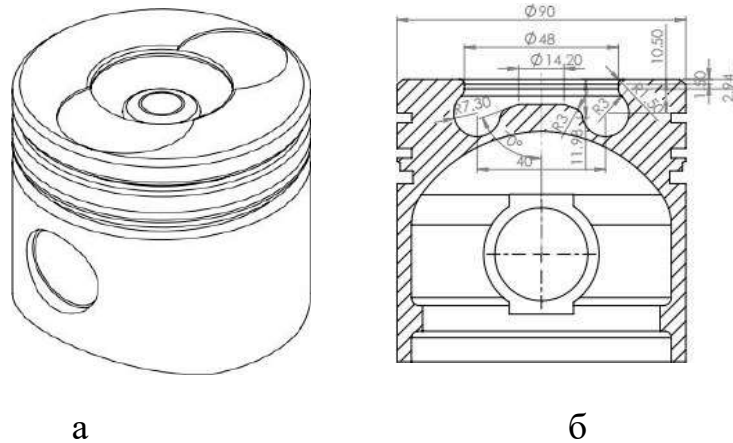


Рисунок 2.7 – Форма та основні геометричні розміри камери згоряння двигуна 4ЧН 9/10: а – загальний вигляд поршня; б – форма камери згоряння

Подача палива здійснюється системою безпосередньої дії розділеного типу з ТНВД-моноблоком та гідромеханічними форсунками. Принципова схема паливної системи дизеля 4ЧН 9/10 та фотографія ТНВД показані на рисунку 2.8.

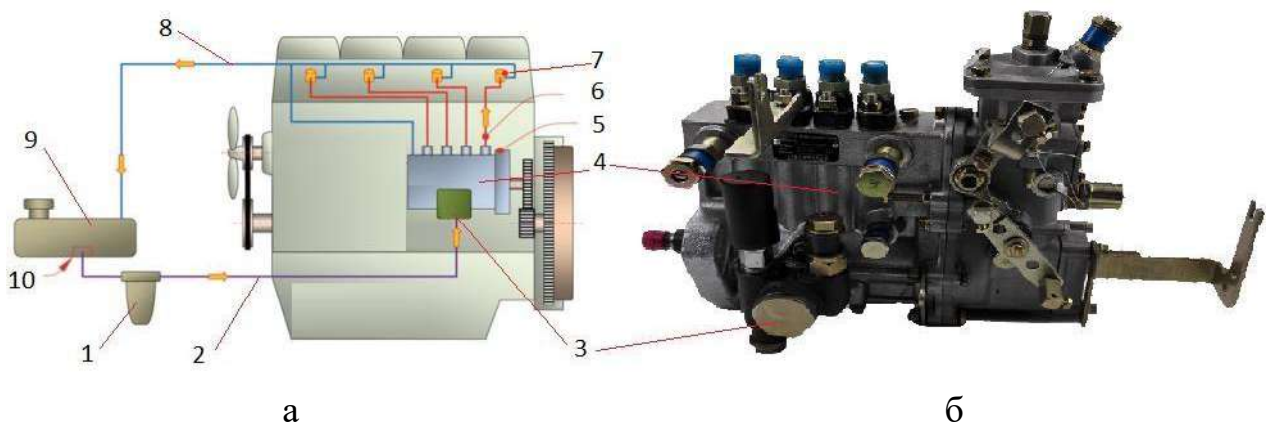


Рисунок 2.8 – Паливна система дизеля 4ЧН 9/10:

а-принципова схема паливної системи; б – ТНВД-моноблок із механічним регулятором; 1 – фільтр тонкого очищення палива; 2 – паливопровід низького тиску; 3 – паливопідкачуючий насос; 4 – ТНВД; 5 – Автоматичний регулятор частоти обертання; 6 – паливопровід високого тиску; 7 – форсунка; 8 - відведення палива в бак; 9 – паливний бак; 10 – фільтр грубої очистки палива

						Арк.
					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	49
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата		

Паливо подається з бака 9 (рисунок 2.8) за допомогою паливопідкачувального насоса 3 по паливопроводах низького тиску 2 через фільтри тонкого очищення палива 1 ТНВД 4 під надлишковим тиском 0,05 ...0,15 МПа. Елементи лінії високого тиску, що включають ТНВД 3, паливопровід високого тиску 6 і форсунки 7, забезпечують дозування і впорскування палива в КС дизеля. Також на рисунку 2.6 показаний зібраний випробувальний гальмівний стенд та датчики, встановлені на дизель.

Для випробувань двигуна застосовано гідравлічне гальмо 9 фірми Land & Sea з максимальним навантаженням 300 кВт (рисунок 2.9). Управління опором здійснюється за допомогою клапана, який регулює швидкість потоку робочої рідини (води) через пристрій, що навантажує. Точність визначення ефективного моменту, що крутить, M_k становить 1%.

a)

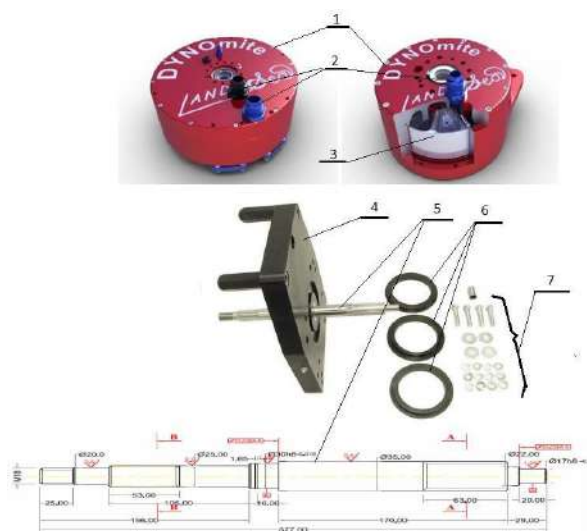


Рисунок 2.9. а – Гідравлічне гальмо для навантаження дизеля та куль управління -1 – корпус гідравлічного гальма (статор); 2 – вхід та вихід води для контролю навантаження; 3 – ротор гідравлічного гальма; 4 - станина; 5 – вал гальмівної установки; 6 – ущільнювальне прокладання; 7 – комплект болтів;

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата		50

б)

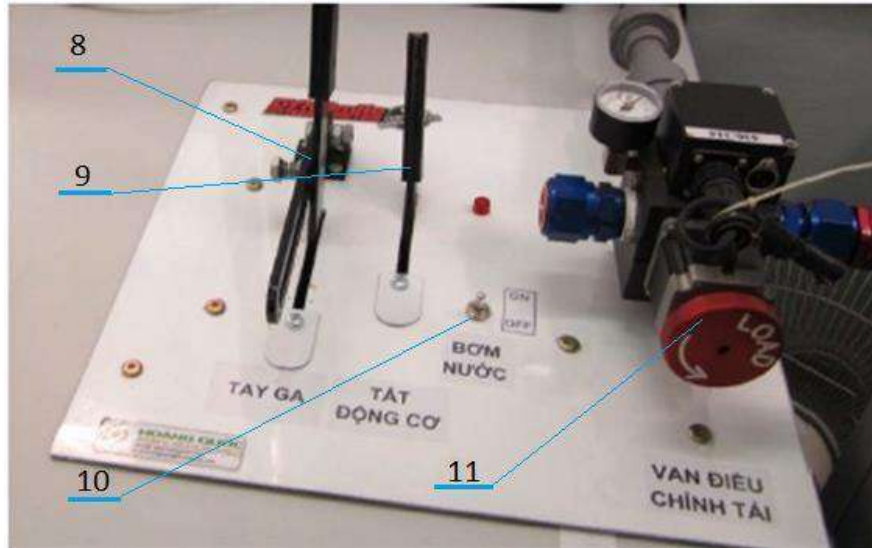


Рисунок 2.9.б – Гідравлічне гальмо випробувального стенду:

8 – контроль двигуна; 9 – вимикання двигуна; 10 – керування включенням/вимиканням водяного насоса; 11 – управління навантаженням, що створюється гідравлічним гальмом

Таблиця 2.1 - Похибки вимірювання величин, що реєструються під час випробувань

Вимірюваний параметр та його розмірність	Похибка
Частота обертання колінчастого валу n , хв-1	$\pm 0,2 \text{ J}^{\text{®}}-1$
Масова витрата палива G_t , кг/год	$\pm 0,3\%$
Об'ємна витрата повітря V_v , м ³ /ч	$\pm 2\%$
Температура охолоджувальної рідини $t_{охл}$, оС	$\pm 1,5 \text{ } \nabla$
Температура ОГ t_r , оС	$\pm 2,5 \text{ } \nabla$
Температура олії t_m , оС	$\pm 1,5 \text{ } \nabla$
Тиск олії p_m , оС	$\pm 0,4\%$
Тиск палива p_t , оС	$\pm 0,5\%$

Для збору та аналізу даних використано програмний комплекс Dynomax 2012 (рисунок 2.10), який дозволяє збирати інформацію з блоку збору даних 3 (рисунок 2.6) дослідницького стенду, до якого підключені датчики.

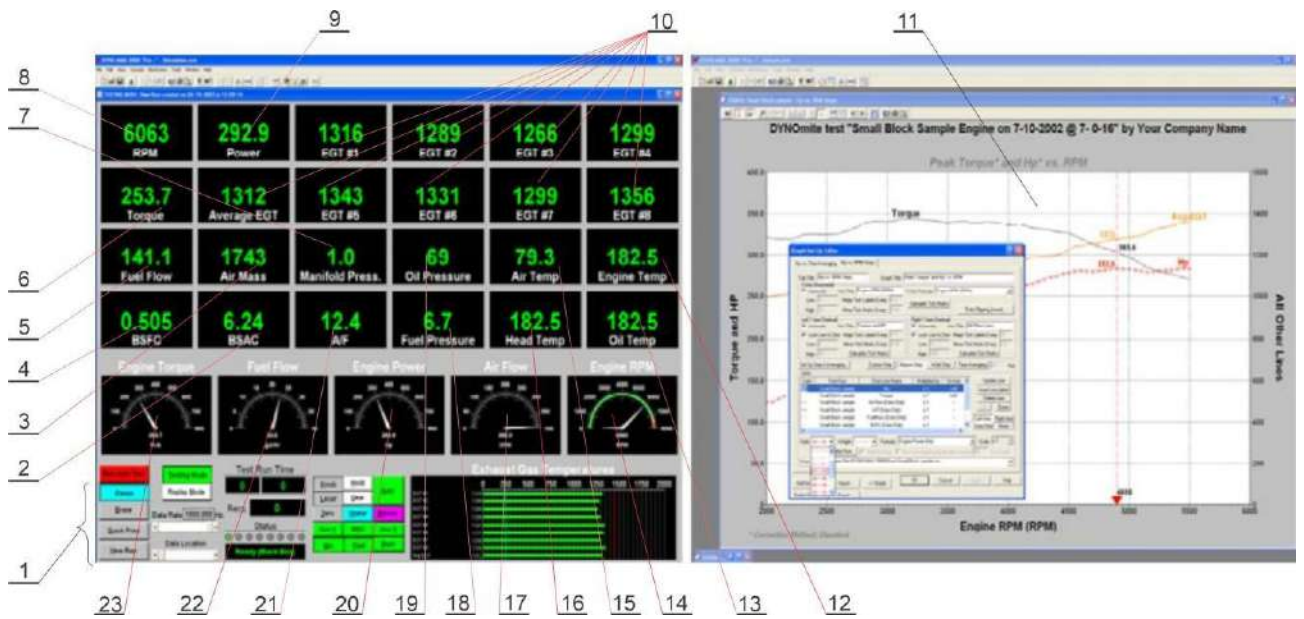


Рисунок 2.10 – Інтерфейс програмного комплексу Дупомах 2012:

1 – функціональні віртуальні кнопки; 2 -показати питома витрата повітря; 3 – маса повітря; 4 -показати питомої витрати палива; 5-витрата палива; 6 - крутний момент; 7 – тиск у впускному трубопроводі; 8-частота обертання колінчастого валу; 9-потужність; 10 -додаткові параметри; 11 – поле побудови залежності ефективної потужності та ефективного крутного моменту від частоти обертання колінчастого валу; 12-температура двигуна; 13 – температура олії; 14 -тахометр; 15 -температура повітря; 16-температура головки блоку циліндрів; 17- витратомір повітря; 18 -тиск палива; 19 - тиск олії; 20 – ефективна потужність двигуна; 21 -коефіцієнт надлишку повітря; 22-витрата палива; 23 –ефективний крутний момент двигуна

Відбір порції ОГ газового аналізу здійснюється через спеціальний штуцер, вбудований у систему випуску 5 (рисунок 2.6). Визначення вмісту NOx, CH (за гексаном С6Н14) та СО в ОГ дизеля здійснюється газоаналізатором з похибкою вимірювання за всіма вказаними компонентами 5%.

2.2 Експериментальна оцінка впливу водородовмісної присадки на показники дизеля

Випробування дизеля 4ЧН 9/10 проведені за чотирма швидкісними характеристиками: зовнішньою (BCX) та трьома частковими, відповідними 70, 50 і 30% від M_k BCX [15, 16, 110].

Зіставлення потужнісних та економічних показників двигуна, що випробовується при його роботі на дизельному паливі без і з подачею на впуску газу ННО системою, показаною на рисунку 2.5, представлено на малюнках 2.11 ... 2.14.

З малюнків 2.11 ... 2.14 видно, що при додаванні газу ННО потужнісні показники (ефективна потужність N_e і ефективний момент, що крутить, M_e), зростають, а ефективний ККД η_e покращується на всіх навантаженнях і частотах обертання колінчастого валу. Так, η_e збільшився максимально на 5,2% при 50% M_k BCX і $n = 2400$ хв-1, момент, що крутить, зріс на 6,5% (рисунок 2.13).

Зазначені поліпшення пов'язані з тим, що водень має низьку температуру самозаймання і тому швидкість поширення полум'я у нього вища, ніж у дизельного палива. Таким чином, скорочується час тепловиділення та втрати тепла у стінки циліндра.

На рисунках 2.15...2.18 показано зіставлення екологічних показників випробуваного дизеля.

При застосуванні газу ННО разом із дизельним паливом викиди СН і СО знижуються, а NOx збільшуються. Так, викиди СН скоротилися на 24,3% у разі 30% M_k BCX при $n = 1600$ хв-1, а вміст СО знизилося на 30% при роботі двигуна по BCX на режимі $n = 2000$ хв-1 (рисунок 2.18).

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		53

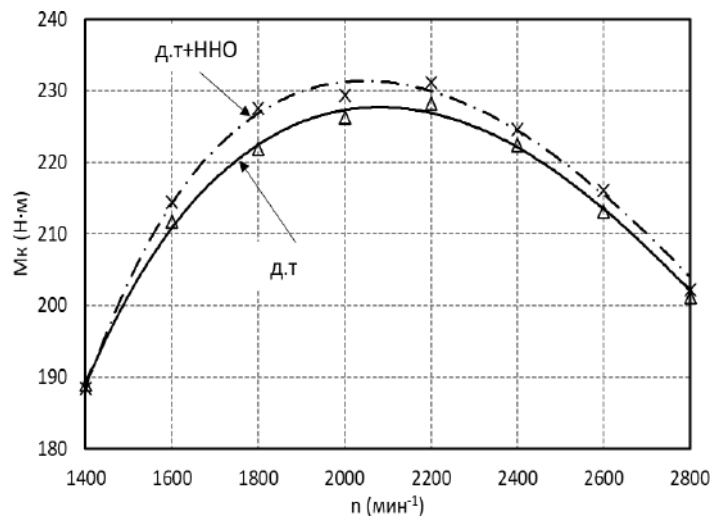
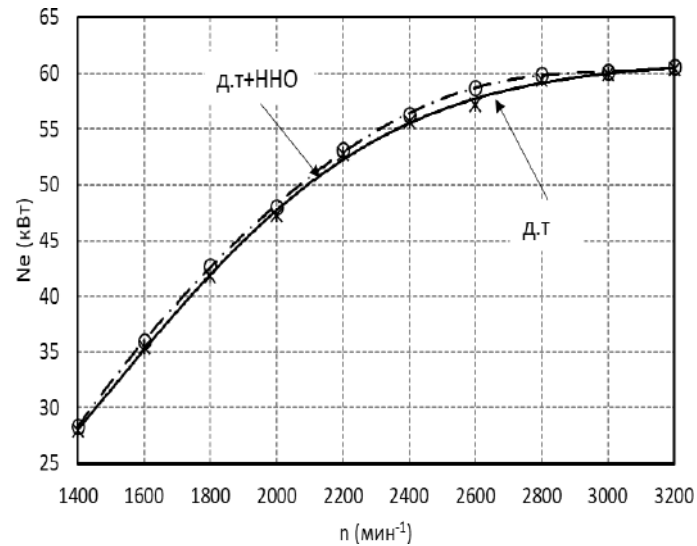


Рисунок 2.11 – Потужні та економічні показники дизеля 4ЧН 9/10 при його роботі на режимах ВСХ

Отримані результати пояснюються таким. Використання газу ННО забезпечує кращу повноту процесу згоряння, що знижує вміст СН і СО у відпрацьованих газах дизеля. Однак збільшується концентрація вільного кисню та зростає середня температура робочого тіла, що призводить до неминучого зростання NOx.

3. ВПЛИВ ТИСКУ В ПАЛИВНОМУ АКУМУЛЯТОРІ НА ВПРИСКУВАННЯ

3.1. Розрахункове дослідження впливу конструкції електрогідравлічної форсунки на форму характеристики впорскування

Для розрахункового дослідження вибрано два типи ЕГФ, які потенційно можуть бути встановлені на дизелі 4ЧН 9/10. Умовно ці конструкції позначаються як ЕГФ №1 та ЕГФ №2 (рисунок 3.1). Конструктивні особливості ЕГФ №2 на відміну від ЕГФ №1: гідравлічно розвантажений керуючий клапан з електромагнітним приводом, відсутність поршня-мультиплікатора, наявність вбудованого акумулятора та камери управління плаваючою втулкою [109].

Розрахунки проведені із застосуванням програмного комплексу гідродинамічного розрахунку паливних систем дизелів. В даному комплексі АТС поділено на базові елементи:

- основні: форсунка, паливний насос високого тиску;
- сполучні: паливопровід та паливний акумулятор.

Кожен елемент містить рівняння, об'єднані в систему та описують:

- закон збереження імпульсу рухливих деталей АТС;
- об'ємного та масового балансів для внутрішніх обсягів та порожнин лінії високого тиску (ЛВД) АТС.

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		55

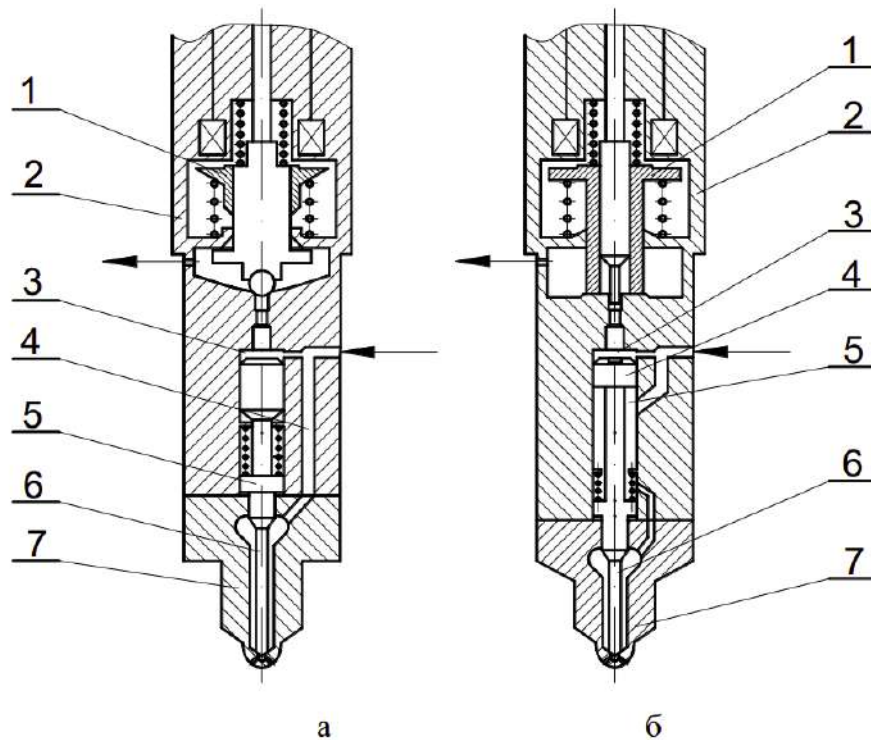


Рисунок 3.1 – Схеми досліджуваних електрогідравлічних форсунок ЕГФ №1 (а) та ЕГФ №2 (б): 1 – керуючий клапан; 2 – корпус форсунки; 3 – керуюча камера; 4 – мультиплікатор (для зразка №2 елементи 4 та 6 є однією деталлю); 5 (для ЕГФ №1) – канал підведення палива до розпилювача; 6 (для ЕГФ №2) – паливний акумулятор; 7 – розпилювач

Елементи з'єднані між собою паливопроводами, в яких діють хвильові явища, що описуються з урахуванням гідравлічного тертя ЛВД. Системи рівнянь, що описують дії елементів ТЗ, є граничними умовами при розрахунку хвильових явищ у ЛВС.

Перебіг палива у каналах ЛВД вважається ізотермічним, а щільність палива та швидкість звуку – постійними. Процес, що відбуваються в обсягах, які зосереджені у форсунці та ТНВД, видаються рівноважними. Не враховується податливість кінцевих об'ємів та паливопроводів.

Рівняння, що описує процеси в обсягах ЕГФ, складені, ґрунтуючись на

						ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата			56

методі масового балансу. Вибір масового балансу проти об'ємного обумовлений необхідністю врахування зміни щільності палива, що стискається, що доцільно при високих тисках.

Для розрахунку робочого процесу ЕГФ №1 були задані вихідні дані:

- для керуючого клапана (рисунок 3.2): діаметр кульки клапана $d_{ш} = 1,60$ мм; кут конуса $\alpha = 138^\circ$; діаметр каналу $d_{канал} = 1$ мм; діаметр поршня $D_{поршня} = 4,3$ мм; діаметр вершини поршня $d_{поршня} = 3,2$ мм; діаметр опуклого жиклера $d_{жв} = 0,26$ мм; діаметр наповнювального жиклера $d_{жн} = 0,22$ мм; об'єм керуючої камери 12 мм^3 ; діаметральний зазор між поршнем та втулкою клапана $0,004$ мм; довжина ущільнювальної частини поршня клапана 15 мм; хід клапана $0,05$ мм;

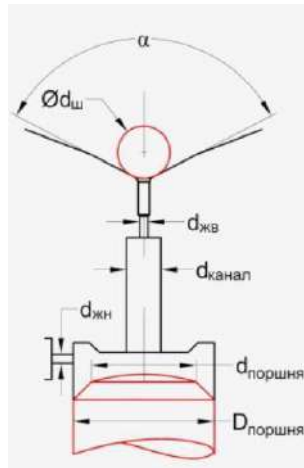


Рисунок 3.2 – Схема керуючого клапана ЕГФ №1

- для розпилювача (рисунок 3.3): діаметр голки $4,0$ мм; характерний діаметр голки 240 мм; маса деталей, що рухаються з голкою 127 г; внутрішній об'єм 350 мм^3 ; ефективний прохідний переріз отворів $0,095 \text{ мм}^2$; максимальний ефективний прохідний переріз $0,0934 \text{ мм}^2$; тиск початку впорскування $4,0$ МПа; жорсткість пружини голки 33 Н/мм ;

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата		57

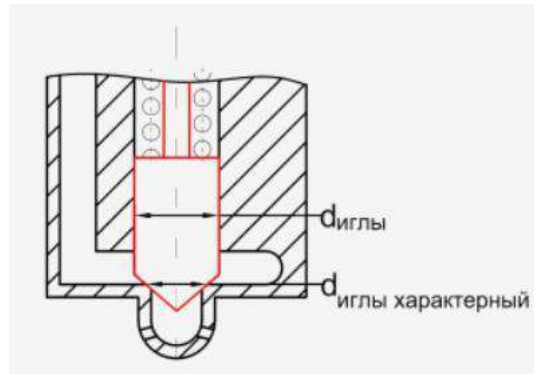


Рисунок 3.3 – Схема розпилювача ЕГФ №1

- для палива та паливопроводу: довжина топривопроводу 500 мм; довжина паливопроводу додаткового акумулятора 100 мм; діаметр каналу паливопроводу 2,5 мм; діаметр каналу паливопроводу додаткового акумулятора 2,5 мм; об'єм додаткового акумулятора 15000 мм³; фактор гідравлічного опору 100с-1; густина палива (при t = 20оС) 840кг/м³; коефіцієнт кінематичної в'язкості 1,4□10-6 м²/с; температура палива 40оС.

- для режиму роботи та електромагніту (рисунок 3.4): тиск у циліндрі 0,1 МПа; тривалість форсуючого імпульсу 0,3 мс; шпаруватість утримуючих імпульсів 50%; напруга живлення електромагніту 35; активний опір ланцюга електромагнітної котушки 1 Ом; ємність бустерного конденсатора 3000 мкФ; магнітна проникність палива 1,2□10-6 Гн/м; умовна площа перерізу робочого зазору 0,2□10-4м²; частота утримуючих імпульсів 100кГц; кількість витків намотування 30;

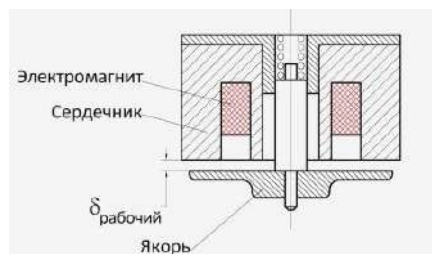


Рисунок 3.4 – Схема електромагніту ЕГФ №1

Для розрахунку робочого процесу ЕГФ №2 було задано такі параметри:

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата		58

- для керуючого клапана (рисунок 3.5): діаметр кульки клапана $d_{ш} = 1,72$ мм; кут конуса $\alpha=125^{\circ}$; діаметр клапана $D_{кл} = 4,3$ мм; діаметр клапана $d_{кл} = 2$ мм; діаметр каналу $d_{каналу} = 1,05$ мм; діаметр поршня $D_{поршня} = 4,3$ мм; діаметр вершини поршня $d_{поршня} = 2,0$ мм; діаметр опуклого жиклера $d_{жв} = 0,26$ мм; діаметр наповнювального жиклера $d_{жн} = 0,22$ мм; об'єм керуючої камери 10мм^3 ; діаметральний зазор між поршнем та втулкою клапана $0,008$ мм; довжина ущільнювальної частини поршня клапана 15 мм; ширина проточки на торці поршня W каналу $= 0,7$ мм; глибина проточки на торці поршня $h_{каналу} = 0,25$ мм; хід клапана $0,05$ мм;

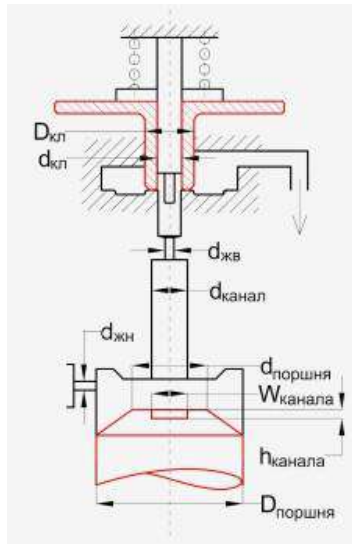


Рисунок 3.5 – Схема керуючого клапана ЕГФ №2

- для розпилювача (рис. 3.6): діаметр голки $3,9$ мм; характерний діаметр голки $1,9$ мм; маса деталей, що рухаються з голкою $9,3$ г; внутрішній об'єм 5000 мм^3 ; об'єм розпилювача $V_p = 5$ мм^3 ; ефективний прохідний переріз отворів $0,27$; максимальний ефективний прохідний переріз $0,258$ мм^2 ; діаметри ніжки голки розпилювача $d_{стрижня} = 2,75$ мм; діаметр жиклера розпилювача $d_{жр} = 0,75$ мм; коефіцієнт закінчення жиклера розпилювача $0,8$; тиск початку упорскування $2,7$ МПа; жорсткість пружини голки 27 Н/мм;

- для палива та паливопроводу: довжина топривопроводу 500 мм; довжина

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата					59

паливопроводу додаткового акумулятора 100 мм; діаметр каналу

паливопроводу 2,2 мм; діаметр каналу паливопроводу додаткового акумулятора 2,5 мм; об'єм додаткового акумулятора 0мм (відсутня); фактор гідравлічного опору 100-1; густина палива (при $t = 20^{\circ}\text{C}$) 840 кг/м; коефіцієнт кінематичної в'язкості $1,4 \cdot 10^{-6}$ м²/с; температура палива 40°C;

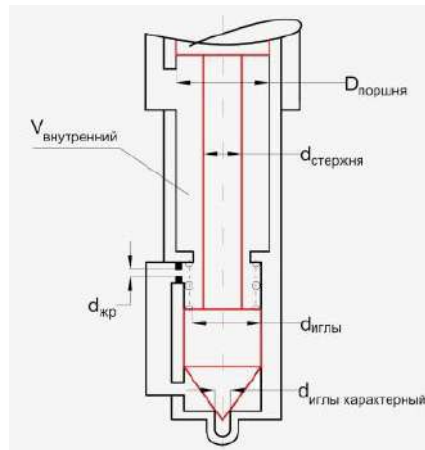


Рисунок 3.6 – Схема розпилювача ЕГФ №2

- для режиму роботи та електромагніт (рисунок 3.7): тиск у циліндрі 0,1 МПа; тривалість форсуючого імпульсу 0,3 мс; шпаруватість утримуючих імпульсів 60%; напруга живлення електромагніту 30; активний опір ланцюга електромагнітної котушки 1 Ом; ємність бустерного конденсатора 3000 мкФ; магнітна проникність палива $1,2 \cdot 10^{-6}$ Гн/м; умовна площа перерізу робочого зазору $0,1 \cdot 10^{-4}$ м²; частота утримуючих імпульсів 100 кГц; кількість витків намотування 25;

- додаткові параметри: крок розрахунку 0,001 мс; тривалість розрахунку 2 мс; маса клапана 2,7г; тиск на зливі 0,1 МПа; коефіцієнт закінчення через керуючий клапан 0,5; коефіцієнт закінчення над поршнем мультиплікатора 07; коефіцієнт закінчення через канали та жиклери 0,8; коефіцієнт закінчення через проточку на торці поршня 02; сила попереднього затягування пружини 70 Н; жорсткість пружини клапана 32 Н/мм.

						ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата			60

3.2 Експериментальна оцінка залежності форми характеристики впорскування від тиску в паливному акумуляторі

Випробування проводилися з використанням дослідницької установки,.
Схема установки представлена рисунку 3.7 [17].

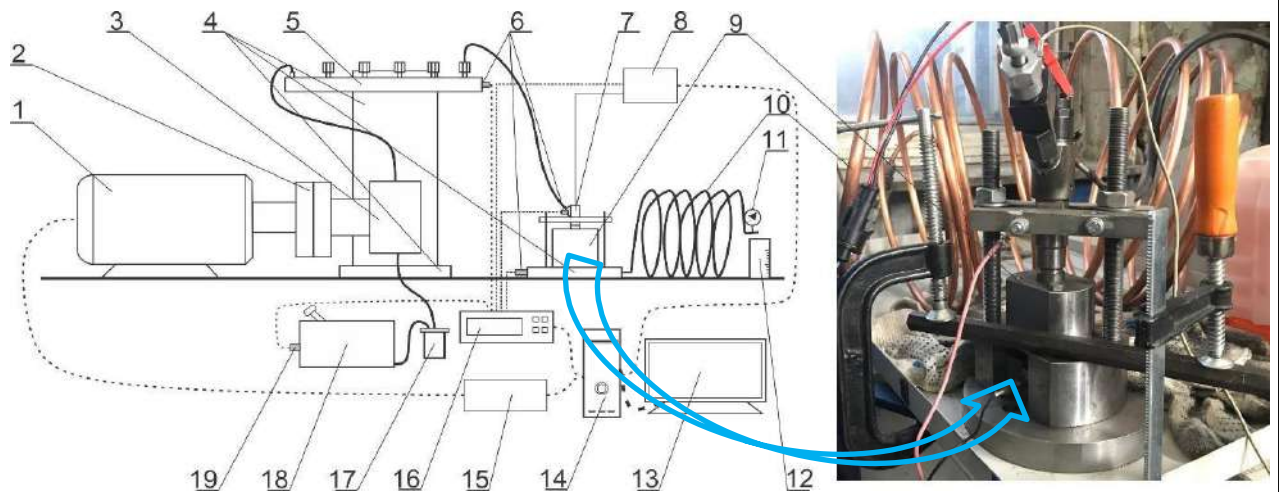


Рисунок 3.7 – Схема дослідницької установки для випробувань акумуляторної паливної системи дизеля:

1 – електродвигун; 2 – муфта валу; 3 – паливний насос високого тиску; 4 – станина; 5 – паливний акумулятор; 6 – датчики тиску; 7 – електрогидравлічна форсунка; 8 – перетворювач сигналів керування форсункою; 9 – камера реєстрації характеристик упорскування; 10 – паливопровід низького тиску; 11 – контрольний манометр; 12 - мірна ємність; 13 – монітор; 14 – комп'ютер для відстеження сигналів з датчиків тиску та управління паливоподачею; 15 – частотний перетворювач для керування електродвигуном; 16 - система збору даних; 17 – паливний фільтр; 18 – паливний бак; 19 – датчик температури

Експериментальна встановлення складається з стенда для безмоторних випробувань, АТС, електронної системи управління. Безмоторна

установка (рисунок 3.14) має модульну конструкцію, що дозволяє адаптувати її під поточні дослідницькі завдання та конструкцію паливної системи.

Для приводу ТНВД 3 використовується асинхронний електродвигун 1 з перетворювачем тиристора 15, що дозволяє безступінчасто регулювати частоту обертання. У паливному акумуляторі АТС 5 і камері 9 реєстрації характеристик впорскування встановлені датчики тиску 6.

Під час експерименту температура палива підтримувалась у діапазоні 30...40оС. Для підтримки постійної температури у цьому діапазоні використовувалася система охолодження палива. Визначення температури у баку 18 здійснюється через датчик температури 19.

Паливна система включає радіально-плунжерний ТНВД, паливний акумулятор і електрогідравлічну форсунку 7, схема якої наведена на рисунку 3.1, а. Розпилювач форсунки має 7 соплових отворів діаметром 0,12 мм.

Як паливо використовується спеціальна калібрувальна рідина, яка використовується для перевірки паливної системи дизеля. Властивості рідини представлені у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Фізичні властивості калібрувальної рідини

Властивості	Значення
Температура спалаху	75 оС
Температура займання	>200 оС
Щільність при 20 оС	0.82 г/см ³
Кінематична в'язкість при 40 оС	2.4 мм ² /с

При проведенні досліджень фіксувалися сигнали з датчиків тиску, встановлених у паливному акумуляторі (рак), у штуцера ЕГФ (рф) та в камері (рк)

реєстрації характеристик упорскування. Одночасно з цим реєструвався сигнал, що надходить до електромагнітного клапана форсунки від системи керування випробувальною установкою.

У таблиці 3.2 подано похибки вимірювання тисків, що реєструються під час випробувань.

Таблиця 3.2 – Похибки вимірювання тиску, що реєструються під час випробувань

Вимірюваний тиск	Похибка
Тиск у паливному акумуляторі рак, МПа	0,5% від діапазону вимірювання 0...400 МПа
Тиск у штуцера ЕГФ РФ, МПа	0,5% від діапазону вимірювання 0...400 МПа
Тиск у реєструючій камері РК, МПа	0,5% від діапазону вимірювання 0...25 МПа

Експерименти проведені при зміні тривалості імпульсу керуючого імпульсу від 0,3 до 1,3 мс за трьох значень базова величина тиску в паливному акумуляторі рак_{су}: 50, 150 і 250 МПа. Підтримка заданої величини рак_{су} здійснювалася системою управління експериментальною установкою.

Дослідження спільного впливу рак_{су} та імпульсу проводилося в умовах одноразового впорскування палива.

На рисунку 3.15 представлений приклад реєстрованих сигналів управління (U_{су}) та від датчиків, розташованих на вході в ЕГФ (U_ф) та камері реєстрації

характеристик упорскування (U_k).

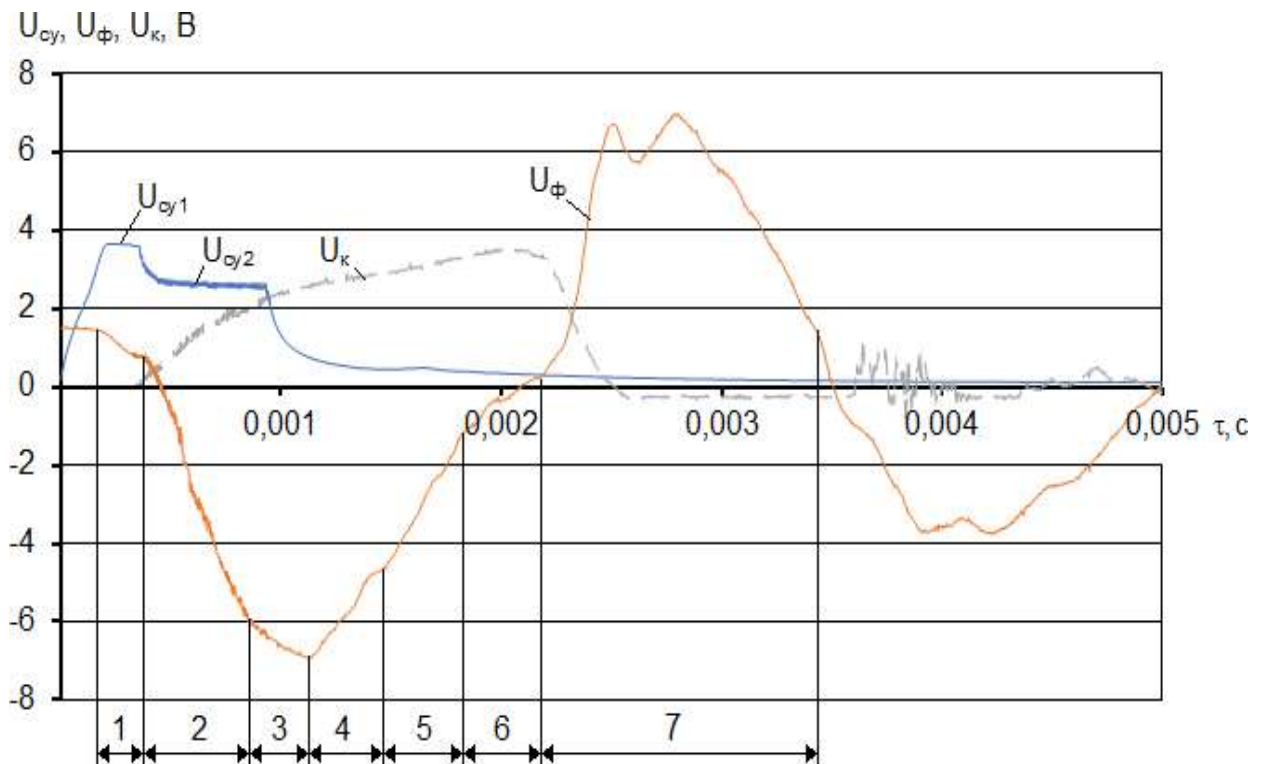


Рисунок 3.8 – Приклад реєстрованих сигналів у процесі впорскування палива електрогідравлічною форсункою ($\square_{\text{імп}} = 0,9$ мс; $\text{рак}_{\text{су}} = 150$ МПа)

Керуючий сигнал складається з форсуючої ($U_{су1}$), що забезпечує страгування голки, і утримує ($U_{су2}$) частин. Протягом усіх досліджень тривалість форсуючої частини становила 0,3 мс.

Аналізуючи рисунок 3.8, виділено сім етапів процесу впорскування палива ЕГФ:

- перший (1, рисунок 3.8) – страгування та початок руху голки розпилювача, що характеризується значним впливом щілини, що утворюється між нею і замикаючим консом, ефективний прохідний переріз якої менше, ніж у отворів, що розпилюють;
- другий (2, рисунок 3.8) - підйом голки, що характеризується практично

лінійним наростанням витрати палива через розпилювач з одночасним значним падінням тиску рф;

- третій (3, рисунок 3.8) - початок стабілізації зниження рф за рахунок виходу голки розпилювача на упор максимального підйому ($y = y_{\max}$);
- четвертий (4, рисунок 3.8) - початок підвищення рф при знаходженні голки в положенні $y = y_{\max}$ внаслідок підживлення від паливного акумулятора;
- п'ятий (5, рисунок 3.8) - посадка голка на сідло, зниження витрати палива через розпилювальні отвори форсунки і, як наслідок, продовження відновлення РФ;
- шостий (6, рисунок 3.8) – збільшення ролі ефективного прохідне перерізу щілини, що утворюється голкою, що підходить до конуса корпусу розпилювача, та його замикаючою поверхнею; при цьому швидкість відновлення Росії уповільнюється;
- сьомий (7, рисунок 3.8) – виникнення різкого зростання з двома характерними піками, де перший – наслідок гідравлічного удару через різке гальмування потоку палива, що рухається каналами в корпусі ЕГФ та її розпилювачі, а другий – удар при контакті голки та замикаючого конуса розпилювача.

Падіння тиску РФ на етапі 1 до початку упоркування пояснюється початком відтоку палива з камери управління ЕГФ при відкритті клапана з приходом форсуючої частини U_{cy1} керуючого імпульсу (рисунок 3.8). Наступний за цим початок стригання голки розпилювача (початок сигналу U_k) характеризується деякою затримкою.

Як видно з рисунку 3.8, на етапах 2 і 3 на зміну рф впливає відтік палива через ефективний прохідний переріз між керуючим клапаном ЕГФ та його сідлом за наявності утримуючої частини імпульсу U_{cy2} .

Сигнал U_k , що отримується з датчика в камері реєстрації, ілюструє зміну

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		65

тиску рк, на яке позитивно впливає надходження палива з отворів, що розпилюють, ЕГФ і негативно - відтік палива через жиклер, встановлений на виході з камери перед лінією зливу. У свою чергу, на швидкість вільного закінчення палива через жиклер впливає

ефективний прохідний переріз жиклера з діаметром каналу $d_{ж}$, а також перепад тиску між поточними значеннями рк і тиску лінії зливу, що визначається регулюванням зворотного клапана, встановленого на її кінці.

На рисунку 3.9 представлено зіставлення результатів вимірювань на двох значеннях тиску $p_{ак_су}$ (50 і 150 МПа) за різних $d_{ж}$.

Зі збільшенням діаметра $d_{ж}$ зростає швидкість закінчення палива з камери, і величина рк в процесі впорскування стає нижче (порівняння між малюнком 3.16, а і малюнком 3.16, б; між малюнком 3.16, і малюнком 3.16, г). Зростання рівня тиску в паливному акумуляторі ($p_{ак_су}$) збільшує середню швидкість закінчення палива з отворів, що розпилюють, що підвищує рк (порівняння між малюнком 3.16, б і малюнком 3.16, в).

Для однакових режимів роботи ЕГФ (подібних $\square_{імп}$ і $p_{ак_су}$) зміна у перебігу $r_{ф} = f(\square)$ практично не спостерігається і не виходить за межі похибки вимірів. При цьому РК, в основній фазі впорскування, змінюється від 5 до 17 МПа залежно від вибраного діаметра жиклера $d_{ж}$. Значення РК характерні для подачі палива в кінці процесу стиснення для різних дизелів та режимів їх роботи. Таким чином, продиводавление (рк) в циліндрі дуже мало впливає на закінчення палива з розпилюючих отворів, проте надзвичайно значуще для подальшого розвитку струменя в об'ємі камери згорання.

Підвищення $r_{ф}$ на етапах 4 і 5 (рисунок 3.15) процесу впорскування збільшує швидкість надходження палива в камеру, одночасно знижується інтенсивність відтоку через жиклер, викликане падінням РК. В результаті, з 1,2

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		66

мс (рисунок 3.16 г) спостерігається підвищення рк. Однак на етапі 5 (рисунок 3.15) голка рухається до замикаючого конуса корпусу розпилювача, зменшуючи подачу палива до отворів, що розпилюють, і зростання рк сповільнюється (рисунок 3.16, г).

Дроселювання палива в щілини між голкою і замикаючим конусом її сідла на етапі 6 (рисунок 3.15) зменшує кількість палива, що подається, і величина рк починає знижуватися. Надалі, після припинення процесу впорскування, спостерігається швидке, практично лінійне зниження рк, пов'язане з вільним закінченням палива через жиклер камери реєстрації, а нахил лінії $r_k = f(\square)$ в цей період часу визначається його гідравлічними характеристиками.

Описане протікання $r_k = f(\square)$ при $r_{ак_су} = 150$ МПа і перерозмірювання жиклера побічно підтверджує порівняння малюнка 3.16, г з малюнком 3.16, б, де через нижчі швидкості закінчення палива яскраво вираженого прогину рк не спостерігається, але 0,7...0,9 мс (рисунок 3.16, б).

При реалізації даного способу визначення диференціальної характеристики впорскування через побудову $\square(dp/d\square) = f(\square)$ необхідно підбирати діаметр дж, що забезпечує монотонне наростання раків (за винятком закінчення етапу 6, рис. 3.15) протягом всього процесу впорскування, як показано на рисунку 3.16, а та рисунку 3.16, ст.

Побудова диференціальної характеристики упорскування за результатами експериментальних досліджень включає:

- визначення на діаграмі зміни тиску моменту закінчення впорскування (рисунок 3.17) та етапів процесу впорскування згідно з малюнком 3.15;
- визначення значення в діапазоні від моменту закінчення впорскування до падіння сигналу датчика в камері, що реєструє, до нульового значення (період II, рисунок 3.17).

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		67

- підбір коефіцієнтів лінійного рівняння, що описує падіння сигналу з датчика тиску в камері, що реєструє, за період III;
- перетворення координат так, щоб кінцева точка періоду II збігалася з початком періоду III (рисунок 3.9). Це рівняння зміни рж.

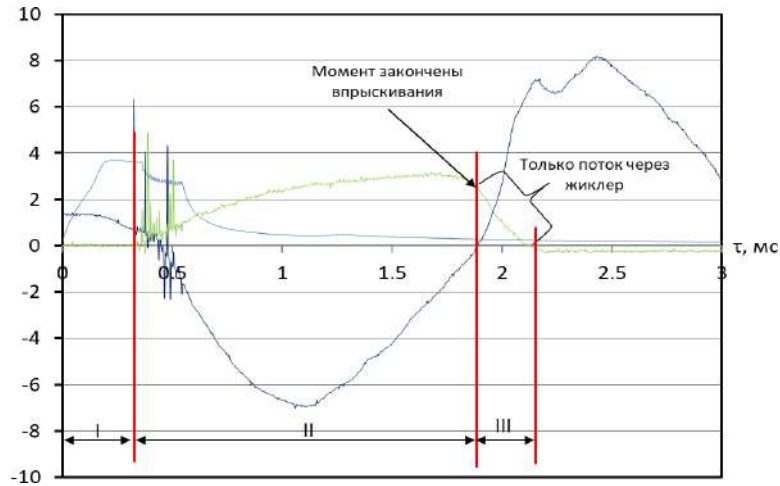


Рисунок 3.9 – Обробка сигналів, що реєструються для визначення dQ/dt ($\Delta t_{\text{імп}} = 0,5 \text{ мс}$; $p_{\text{ак_су}} = 50 \text{ МПа}$)

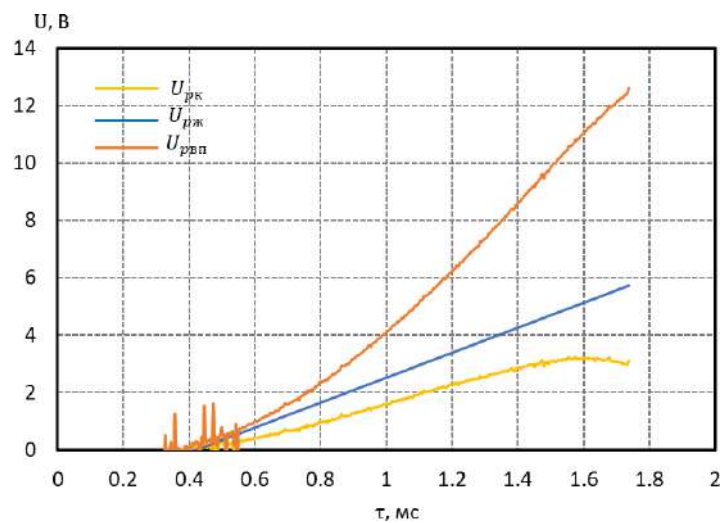


Рисунок 3.10 – Зміна значень тиску у часі

- визначення $dr_{вп}/dt$ за формулою (3.1) та визначення площу обмежену з $dr_{вп}/dt$ віссю Oх.

Перерахунок $\Delta(dp/d\Delta t) = f(\Delta t)$ у диференціальну характеристику

									Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата					68

впорскування $dQ/d\tau = f(\tau)$ здійснюється через коефіцієнт, що є відношенням між площею, укладеною під $\tau (dp/d\tau) = f(\tau)$, та цикловою подачею Q_{τ} на даному режимі ($p_{ак_су}$, $\tau_{імп}$) роботи ЕГФ (рисунок 3.19).

- Визначення коефіцієнт δ . з

$$\delta = S_{п}/q_{\tau} \quad (3.2)$$

q_{τ} – це кількість д.т за цикл.

- Визначення коефіцієнт $dQ/d\tau$

$$dQ/d\tau = dp/\delta.d\tau \quad (3.3)$$

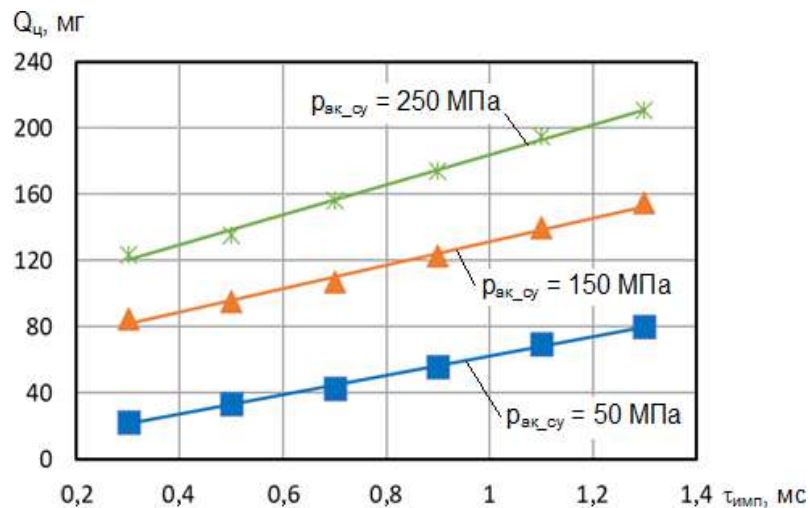


Рисунок 3.11 – Зміна циклової подачі палива Q_{τ} в залежності від базової величини тиску, що задається, в паливному акумуляторі $p_{ак_су}$ і тривалості керуючого імпульсу $\tau_{імп}$

Розмір Q_{τ} перебуває як ставлення маси палива, поданої ЕГФ, до кількості циклів її спрацьовування. Похибка визначення маси палива на лабораторних терезах становить ± 1 мг.

4. ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДИЗЕЛЯ ПРИ СПІЛЬНІЙ ПОДАЧІ ВОДОРОДЗМІСНОГО ТА ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВ

4.1 Дослідження впливу параметрів, що визначають робочий процес дизеля, на його екологічні показники

Вихідні дані для розрахунку дизеля 1ЧН 12/13 наведені в таблицях 4.1.

Таблиця 4.1 - Параметри дизеля 1ЧН 12/13

Параметр	Розмірність	Значення
Робочий об'єм циліндра V_h	л	1,47
Ступінь стиску ϵ		15,4
Довжина шатуна l_{sh}	мм	224
Кількість клапанів на циліндр	шт.	4
Кількість отворів, що розпилюють	шт.	8
Діаметр отвору, що розпилює	мм	0,1

Схема моделюваної КС з параметрами $D_{кс}$ і $h_{кс}$, що задаються, показані на рисунку 4.1. Значення діаметра та глибини камери згоряння показані на таблиці 4.2.

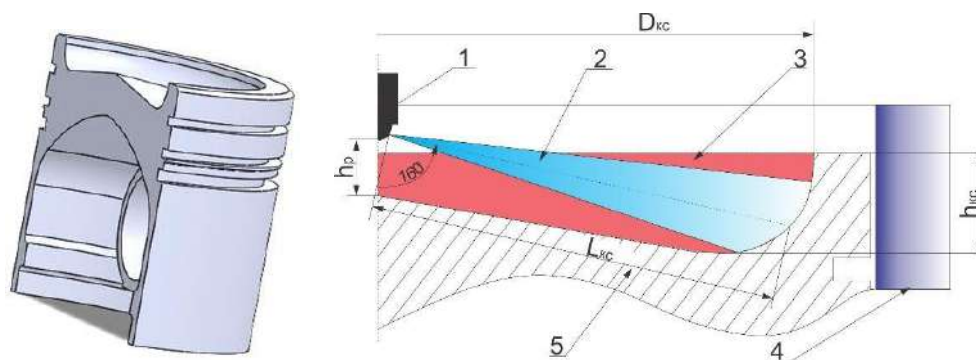


Рисунок 4.1 – Схема моделюваної камери згоряння дизеля 1ЧН 12/13:
1 -розпилювач; 2 - струмінь палива, що впорскується; 3 – камера згоряння; 4 – стінка циліндра; 5 – поршень

Таблиця 4.2 – Значення діаметра та глибини камери згоряння у моделі

варіант	$D_{\text{кс}},$ (ММ)	$h_{\text{кс}},$ (ММ)	$h_{\text{р}},$ (ММ)	$L_{\text{кс}},$ (ММ)
1	67	19,8	16,0	73,4
2	74	16,4	13,0	74,5
3	80	14,4	10,1	79,6
4	90	11,5	8,0	88,1
5	100	10,0	4,6	98,0

Диференційна характеристика впорскування $dQ/d\tau = f(\tau)$, що задається, представлена на рисунку 4.4. Вона відповідає тиску в паливному акумуляторі $p_{\text{ак}} = 300$ МПа та циклової подачі палива $Q_{\text{ц}} = 60$ мг [8, 18].

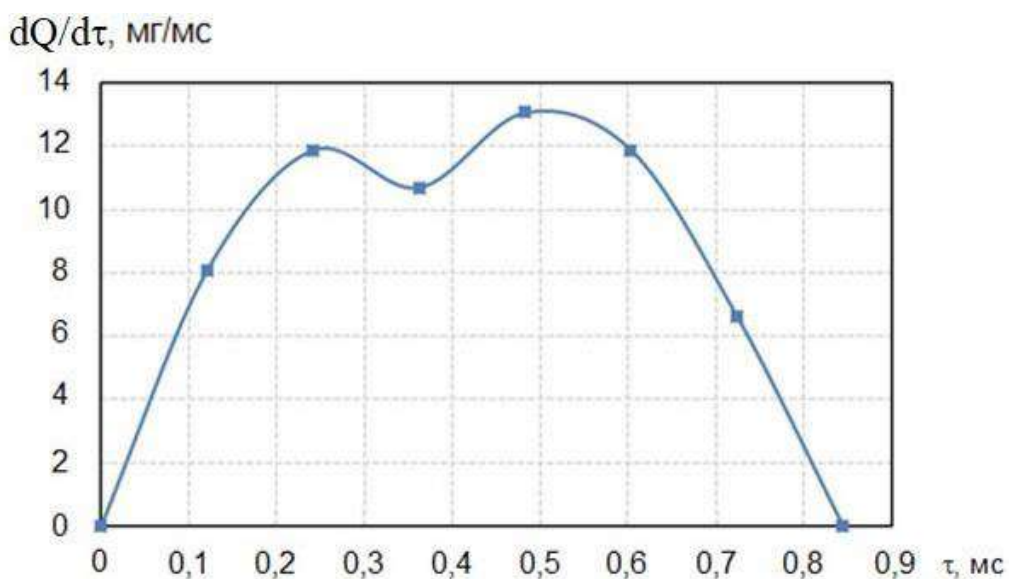


Рисунок 4.2 – Диференційна характеристика впорскування, що задається
($p_{\text{ак}} = 300$ МПа; $Q_{\text{ц}} = 60$ мг)

Для перевірки моделі дизеля 1ЧН 12/13 (таблиці 4.1), створеної у програмі AVL Fire, проведено порівняння значень тиску в циліндрі та швидкості

тепловиділення, отриманих експериментально та розрахунково.

Для кожної кількості палива, що впорскується, і частоти обертання двигуна, тиску впорскування необхідно оптимізувати початковий кут впорскування палива $\varphi_{o.вп}$, щоб отримати максимальну індикаторну потужність двигуна N_i . На рисунку 4.3 показано залежність N_i , g_i від $\varphi_{o.вп}$.

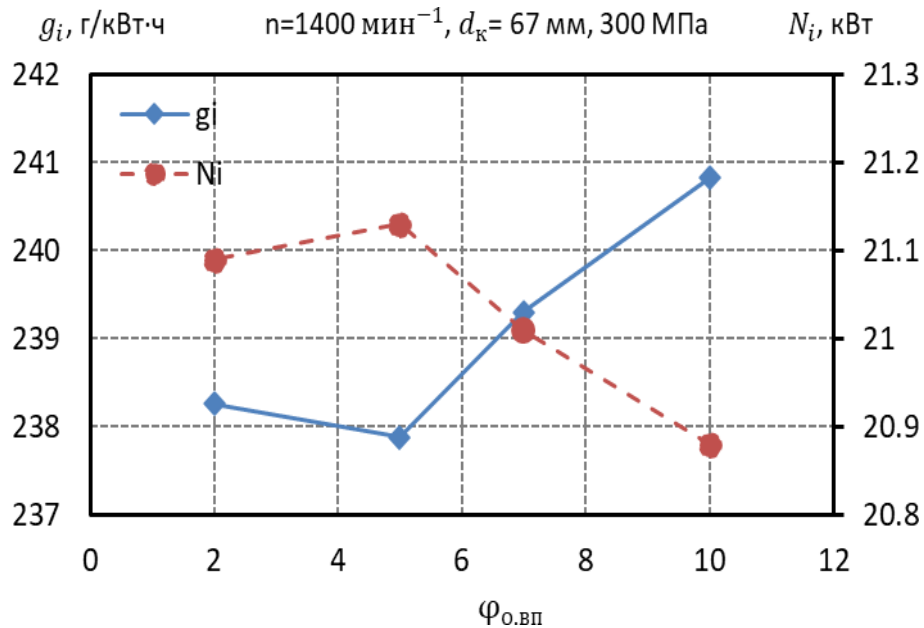


Рисунок 4.3- Залежність N_i , g_i від $\varphi_{o.вп}$ при 1400 хв-1, $D_{кс} = 67 \text{ мм}$, $r_{вп} = 300 \text{ МПа}$

4.2 Дослідження робочого процесу дизеля з використанням ННО при високому тиску впорскування дизельного палива

Газ ННО впорскується у впускний колектор дизельного двигуна. Модель одноциліндрового двигуна 4ЧН9/10 в AVL Boost зміниться. Форсунки ННО, розташовані на впускній лінії, відповідає за подачу та зміну кількості ННО для моделювання двигуна.

Модель моделюється за умови 2200 хв-1, тиску РК становить 0,15 і 0,35 МПа, частка ННО становила від 5 до 40%. При збільшенні кількості ННО

кількість дизельного палива зменшувалася для збереження постійної кількості теплоти Q_T , що вводиться в цикл.

Тиск у камері згоряння та швидкість тепловиділення при використанні газу ННО показано на рисунку 4.40. Через наявність води в газі ННО воно також потрапляє в КС і впливає на згоряння двигуна. В результаті, максимальне значення швидкості тепловиділення зменшується, і максимальний тиск у КС також зменшується.

Аналогічно зменшенню тиску камери згоряння відбувається зменшення індикаторної потужності двигуна. Чим більша кількість ННО, тим менша індикаторна потужність та ККД. Результати показані рисунку 4.4.

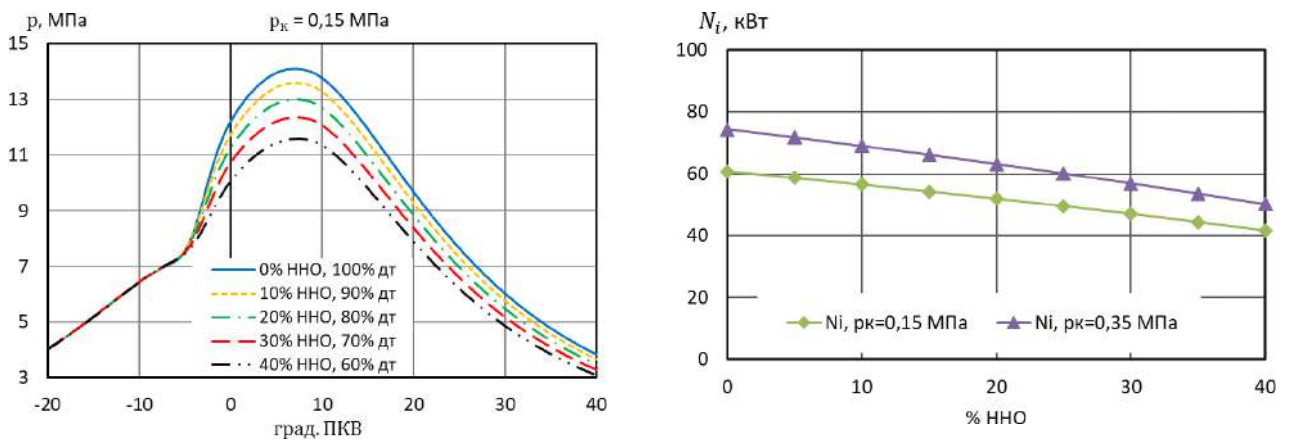


Рисунок 4.4 – Тиск та швидкість тепловиділення, ККД, N_i , $(dp/df)_{\max}$ та T_{\max} при $p_k = 0,15$ МПа

Оскільки Q_T залишається постійним, кількість дизельного палива зменшується зі збільшенням кількості ННО. Взаємозв'язок між Q_T і кількістю ННО показано рисунку 4.5.

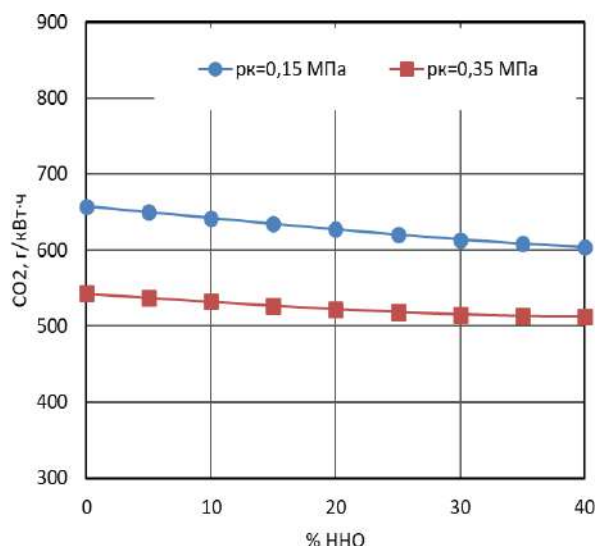


Рисунок 4.6 – Вплив частки газу, що подається ННО на екологічні показники дизеля 4ЧН 9/10

Хоча температура в камері згоряння знизилася, але все ж таки більше, ніж температура освіти NO_x. У той же час у газовому компоненті ННО існує кисень, що забезпечує контактну здатність кисню та азоту у реакції утворення NO_x. Таким чином, кількість NO_x у викиді газу двигуна збільшується при використанні газу ННО і чим вище відношення газу ННО, тим більше утворюється NO_x.

Висновки.

1. Розроблено конструкцію паливної системи для подачі у впускний трубопровід газу ННО та його виробництва на борту транспортного засобу.

2. Для підвищення ефективності електролітичного процесу застосовано розчин електроліту NaOH.

3. При подачі згенерованого ННО у впускний трубопровід дизеля 4ЧН 9/10 потужні показники зростають, а ефективний ККД покращується на всіх навантаженнях і частотах обертання колінчастого валу.

4. Удосконалено методику визначення характеристик упорскування електрогідравлічної форсунки (ЕГФ) з характеристики жиклера, що встановлюється на виході з реєструючої камери.

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		76

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Aesoy, V. Hot Surface Assisted Compression Ignition of Natural Gas in Direct Injection Diesel Engine / V. Aesoy and H. Valland // SAE Technical Paper №: 960767. – 1996. – P. 17–25.
2. Agarwal, AK Spray характеристики biodiesel/blends в високої pressure constant volume spray chamber / AK Agarwal, VH Chaudhury // Experimental Thermal and Fluid Science. - 2012. - Vol. 42. - P. 212-218.
3. Akansu, SO Internal combustion engines fueled by natural gas - Hydrogen mixtures / SO Akansu, Z. Dulger, N. Kahraman, TN Veziroğlu // International Journal of Hydrogen Energy. - 2004. - Vol. 29(14). - P. 1527-1539.
4. Alptekin, E. Characterization of key fuel properties of methyl ester-diesel fuel blends / E. Alptekin, M. Canakci // Fuel. - 2009. - Vol. 88(1). – 75–80.
5. Anye Ngang, E. Experimental and numerical analysis of performance of diesel engine retrofitted to used LPG as secondary fuel / E. Anye Ngang, CV Ngayihi Abbe // Applied Thermal Engineering. - 2018. - Vol. 136. - P. 462-474.
6. AVL, "AVL Fire Combustion user manual version 2014 - Combustion Module". - 2014.
7. AVL, "FIRE Emission user manual version 2014 - Emission Module". - 2014.
8. Azimov, U. Premixed mixture ignition в end-gas region (PREMIER) combustion в natural gas dual-fuel engine: Operating range and exhaust emissions / U. Azimov, E. Tomita, N. Kawahara, Y. Harada // International Journal of Engine Research. - 2011. - Vol. 12(5). - P. 484-497.
9. Bailey, B. Diethyl Ether (DEE) як Renewable Diesel Fuel / B. Bailey, J. Eberhardt, S. Goguen, J. Erwin // SAE International 972978. - 1997. - 10 p.
10. Barabás, I. Biodiesel Quality, Standards and Properties / I. Barabás and I.-A. Todoruț. - InTech, 2011. - 380 p.

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		77

11. Bari, S. Effect of H₂/O₂ additiony збільшенні термічної ефективності дизельного інструменту / S. Bari, M. Mohammad Esmail // Fuel. - 2010. - Vol. 89(2). - P. 378-383.

12. Beierer, P. Experimental Study of Hydraulic Circuit of Commercial Common Rail Diesel Fuel Injection System / P. Beierer, K. Huhtala, M. Vilenius // SAE Technical paper 2007-01-0487. - 2007. - 14 p.

13. Bianchi, GM Numerical Investigation of Critical Issues in Multiple-Injection Strategy Operated by New CR Fast-Actuation Solenoid Injector / GM Bianchi, S. Falfari, F. Brusiani, P. Pelloni, G. Osbat, M. Parotto // SAE paper 2005-01-1236. - 2005. - 16 p.

14. Birtas, A. Діяльність HRG gas addition on diesel engine combustion characteristics and exhaust emissions / A. Birtas, I. Voicu, C. Petcu, R. Chiriac, i N. Apostolescu // International Journal of Hydrogen Energy. - 2004. - Vol. 36, no. 18. - P. 12007-12014.

15. Bogdan Trusca. Висока pressure direct injection natural gas and hydrogen fuel in a diesel engine. Thesis of Master. - Vancouver, Canada, 2000. - 280 p.

16. Cao, J. Comparative investigation дизель і змішаних liquid petroleum gas / дизель injection engines / J. Cao, Y. Bian, D. Qi, Q. Cheng, T. Wu. - 2004. - Vol. 218. - P. 557-565.

17. Catania, AE Experimental investigation of dynamics effects on multiple-injection common rail system performance / AE Catania, A. Ferrari, M. Manno, E. Spessa // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. - 2008. - Vol. 130. - 13 p.

18. Катон, РА Хомогенний кардинальний зв'язок поглинання гідрогену в один-циліндровий дизельний інструмент / РА Катон і JT Pruitt // International Journal of Engine Research. - 2009. - Vol. 10(1). – P. 45–63.

19. Chandra, R. Performance evaluation of constant speed IC engine on CNG, methane enriched biogas and biogas / R. Chandra, VK Vijay, PMV Subbarao, TK Khura

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		78

// Applied Energy. - 2011. - Vol. 88(11). - P. 3969-3977.

20. Chen, RH Diesel-дисель та дизель-ethanol drop collisions / RH Chen // Applied Thermal Engineering. - 2007. - Vol. 27, No. 2-3. - P. 604-610.

21. Chintala, V. Comprehensive review на використанні hydrogen в композиції ignition engine під двома функцією / V. Chintala, KA Subramanian // Renewable і Sustainable Energy Reviews. - 2017. - Vol. 70. - P. 472-491.

22. Комісія Регулювання (ЄС) № 692/2008 of 18 July 2008 здійснює і скорочує Регулювання (ЄС) № 715/2007 Європейського Парламенту й Комісії на тип-застосування моторних автомобілів з огляду на емісія від світового провайдера комерційних автомобілів (Euro 5 і Euro 6) і на користування автомобілем repair and maintenance information.

23. Delacourt, E. Characterisation of high-pressure diesel sprays using digital imaging techniques / E. Delacourt, B. Desmet, B. Besson // Fuel. - 2005. - Vol. 84 (7-8).
- P. 859-867.

24. Demirbas, A. Relationships derivated from physical properties of vegetable oil and biodiesel fuels / A. Demirbas // Fuel. - 2008. - Vol. 87 (8-9). - P. 1743-1748.

25. Deneys Reitz, R. Mechanisms of breakup of round liquid jets / R. Deneys Reitz // Encyclopedia Fluid Mech. - 1986. - P. 233-249.

26. Desantes, JM Study influence geometrical and injection parameters on diesel sprays characteristics in isothermal conditions / JM Desantes, R. Payri, FJ Salvador, V. Soare // SAE Technical Papers. - 2005. - Vol. 2005, No. 724. - 14 p.

27. Dimitriou, P. Review of ammonia as compression ignition engine fuel / P. Dimitriou, R. Javaid // International Journal of Hydrogen Energy. - 2020. - Vol. 45(11). - P. 7098-7118.

28. Dimitriou, P. Review of hydrogen as compression ignition engine fuel / P. Dimitriou, T. Tsujimura // International Journal of Hydrogen Energy. - 2017. - Vol. 42(38). - P. 24470-24486.

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		79

29. Directive 2004/26/EC до Європейського парламенту та Комісії з 21 4. to be installed in non-road mobile machinery.

30. Directive 2005/55/EC of European Parliament and of Council of 28 September 2005 на approximation of the laws of Member States related to measures to be against the emission of gaseous and particulate pollutants from compression-ignition в автомобілях, а емісія gaseous pollutants від позитивних-ігнітація технічних засобів супроводжується природним gas або очищений petroleum gas for use in vehicles.

31. Doll, KM Surface tension studies з alkyl esters і epoxidized alkyl esters відповідають oleochemically базованих fuel additives / KM Doll, BR Moser, SZ Erhan //

Energy and Fuels. - 2007. - Vol. 21, No. 5. - P. 3044-3048.

32. Donghui, Q. Experimental studies на складованості характеристик і характеру природного аспірату, direct injection engine fuelled with liquid petroleum gas/diesel blend / Q. Donghui, Z. Longbao, L. Shenghua // Proceedings of Institution of Mechanical , Part D: Journal of Automobile Engineering. - 2005.

– Vol. 219 (2). – P. 253–261.

33. Duncan, AM High-Pressure Viscosity of Biodiesel, Diesel, і Biodiesel-Diesel Blends: Experimental Data and Modeling / AM Duncan. - PhD thesis. – the Graduate Faculty of the University of Kansas, 2015.

34. Duncan, AM High-pressure viscosity biodiesel від soybean, canola, and coconut oils / AM Duncan, A. Ahosseini, R. McHenry, CD Depcik, SM Stagg-Williams, AM Scurto // Energy and Fuels. - 2010. - Vol. 24(10). - P. 5708-5716.

35. Dunin, AY Computational study of ефект, що спричиняє фільйон injection pressure up to 3000 bar на продуктивності дизельного інструменту і його gaseous emissions

/ AY Dunin, Nguyen Thin Quynh, LN Golubkov // 2020 International Conference on Engineering Management of Communication and Technology, EMCTECH. - 2020.

36. Dunin, AY Analysis of nozzle hole diameter effect to common rail diesel

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		80

engine characteristics using calculated model of internal combustion engine / AY Dunin, N. Thin Quynh, MG Shatrov, LN Golubkov // International Journal of Emerging Trends in Engineering Research. - 2020. - Vol. 8, no. 6. - P. 2301-2308.

37. Ezzat, MF Розвиток і оцінка нового hybridного автомобіля з аммонією і hydrogen / MF Ezzat, I. Dincer // Applied Energy. - 2018. - Vol. 219. - P. 226-239.

38. Furuham, S. Розвиток hot-surface-ignition hydrogen injection 2-stroke engine / S. Furuham, Y. Kobayashi // Int. J. Hydrogen Energy. - 1984. - Vol. 9(3). - P.205-213.

39. Furuham, S. Hydrogen Engine Systems for land vehicles / S. Furuham // Int. J. Hydrogen Energy. - 1989. - Vol. 14(12). - P. 907-913.

40. Ga, BV Biogas система для двобійної biogas/дизельний engine / Vui Van Ga, Le Minh Tien, Nguyen Van Dong, Nguyen Van Anh // Journal of Science and Technology, University of Da Nang. – 2008. – № 2. – С. 17–22.

41. Gomes Antunes, JM An investigation of hydrogen-fuelled HCCI Engine Performance and Operation / JM Gomes Antunes, R. Mikalsen, AP Roskilly // International Journal of Hydrogen Energy. - 2008. - Vol. 33(20). - P. 5823-5828.

42. JM Gomes Antunes, R. Mikalsen, AP Roskilly, “An experimental study of direct injection compression ignition hydrogen engine / JM Gomes Antunes, R. Mikalsen, AP Roskilly // International Journal of Hydrogen Energy. - 2009. - Vol. 34, no. 15. - P. 6516-6522, 2009.

43. Gross, CW Performance characteristics of compression-ignition engine using direct-injection ammonia-DME mixtures / CW Gross, SC Kong // Fuel. - 2013. – Vol. 103. - P. 1069-1079.

44. Hansen, AC Ethanol-дизель фураж blends - A review / AC Hansen, Q. Zhang, PWL Lyne // Bioresource Technology. - 2005. - Vol. 96(3). - P. 277-285.

45. Hawi, M. Effect of injection pressure and ambient density on spray characteristics of diesel and biodiesel surrogate fuels / M. Hawi, H. Kosaka, S. Sato, T. Nagasawa, A. Elwardany, M. Ahmed // Fuel. - 2019. - Vol. 254. - 14 p.

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		81

46. Hayes, TK Effect of Fumigation of Different Ethanol Proofs on Turbocharged Diesel Engine / TK Hayes, LD Savage, RA White, SC Sorenson // SAE Technical Paper 880497. - 1998. - 12 p.

47. Hiroyasu, H. Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines / H. Hiroyasu, M. Arai // SAE Technical 900475. - 1990. - 15 p.

48. Homan, HS Hydrogen-залізний дизельний інструмент без timed ignition / HS Homan, RK Reynolds, PCT de Boer, WJ Mclean // Int. J. Hydrogen Energy. - 1979. - Vol. 4. - P.315-325.

49. Huang, W. Діяльність пострілів на еволюції високої питної води. W. Huang, Z. Wu, Y. Gao, L. Zhang // Applied Energy. - 2015. - Vol. 159. - P. 442-448.

50. Jia, TM Ефекти ultra-high injection pressure на penetration characteristics of diesel spray and 2-mode leading edge shock wave / TM Jia, GX Li, YS Yu, YJ Xu // Experimental Thermal and Fluid Science. - 2016. - Vol. 79. - P.126-133.

51. Johnson, J. Correlations of non-vaporizingПрорив penetration для 3000 bar дизельного різання / J. Johnson, J. Naber, SY Lee, G. Hunter, R. Truemner, i T. Harcombe // SAE Technical Papers. - 2013. - Vol. 11. - 12 p.

52. Johnson, JE Характеристики 3000 bar Diesel Spray Injection under Non-Vaporizing and Vaporizing Conditions / Jaclyn E. Johnson, Seung Hyun Yoon, Jeffrey D. Naber, et al. // ICLASS 2012, 12th Triennial International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Heidelberg. - Germany, 2012. - 8 p.

53. Kaario, O. Великий eddy simulation high gas density effects в fuel sprays / O. Kaario, V. Vuorinen, T. Hulkkonen et al. // Atomization and Sprays. - 2013. - Vol. 23, No. 4. - P. 297-325.

54. Karim, GA Combustion в gas зміцнення композиції: Ignition engines of dual fuel type / GA Karim // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. - 2003. - Vol. 125 (3). - P. 827-836.

55. Kegl, B. Green DieselEngines Biodiesel Usage in Diesel Engines / Breda Kegl, Marko Kegl, Stanislav Pehan. - Spring, 2013. - 265 p.

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		82

56. Knothe, G. А досконала оцінка cetane numbers of fatty acid methyl esters / G. Knothe // Fuel. - 2014. - Vol. 119. – P. 6–13.

57. Knothe, G. Kinematic viscosity з biodiesel fuel components і відношення складових. У зв'язку з структурою структури і співвідношення до petrodiesel fuel components / G. Knothe, KR Steidley // Fuel. - 2005. - Vol. 84(9). - P. 1059-1065.

58. Knothe, G. Lubricity of components of biodiesel and petrodiesel. Початок biodiesel lubricity / G. Knothe, KR Steidley // Energy and Fuels. - 2005. - Vol. 19 (3). - P. 1192-1200.

59. Krzysztof Biernat, Ed., Alternative Fuels, Technical and Environmental Conditions. - InTech, 2016. - 188 p.

60. Lata, DB Діяльність hydrogen і LPG технічного обслуговування на ефективність і емісія dual fuel diesel engine / DB Lata, A. Misra, S. Medhekar // International Journal of Hydrogen Energy. - 2012. - Vol. 37(7). - P. 6084-6096.

61. Lee, J. Experimental investigation on the performance and emissions characteristics of ethanol/diesel dual-fuel combustion / J. Lee, S. Lee, S. Lee // Fuel. - 2018. - Vol. 220. - P. 72-79.

62. Lee, JH Properties of laminar premixed hydrogen-added ammonia/airflames / JH Lee, JH Park, OC Kwon // 5th Annual Ammonia Fuel Conference. - 2008. - 33 p.

63. Lee, KJ Швидкість композиції ignition for hydrogen надійного інструменту з невеликим hydrogen-air pre-mixture з використанням високої композиції / KJ Lee, YR Kim, CH Byun, JT Lee // International Journal of Hydrogen Energy. - 2013. - Vol. 38(1). - P.255-264.

64. Liew, C. Exhaust emissions of H₂-нарізаний heavy-duty дизельний engine equipped with cooled EGR and variable geometry turbocharger / C. Liew, H.Li, S. Liu, MC Besch, B. Ralston, N. Clark, Y. Huang // Fuel. - 2012. - Vol. 91(1). - P.155-163.

65. Lim, DK Solid Acid Electrochemical Cell for Production of Hydrogen from Ammonia / DK Lim, AB Plymill, H. Paik, X. Qian, S. Zecevic, Calum RI Chisholm, SM Haile // Joule. - 2020. - Vol. 4(11). - P. 2338-2347.

66. Liu, X. Діяльність та емісія hydrogen-диселя дуюмowego прямого

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		83

введення (H2DDI) в єдиному cylindri compression-ignition engine / X. Liu, A. Srna, HL Yip,
S. Kook, QN Chan, ER Hawkes // International Journal of Hydrogen Energy. - 2020.
– Vol. 46(1). - P.1302-1314.

67. McTaggart-Cowan, G. NO_x зменшення від глибокої-дитий дизельної техніки з прямим очищенням природного та cool exhaust gas recirculation / G. McTaggart-Cowan, WK Bushe, PG Hill, SR Munshi // International Journal of Engine Research.

- 2004. - Vol. 5(2). - P. 175-191.

68. McTaggart-Cowan, GP Effects of operating condition on particulate matter and nitrogen oxides emissions from heavy-duty direct injection natural gas engine using cooled exhaust gas recirculation / GP McTaggart-Cowan, SN Rogak, PG Hill, et al.

// Int. J. Engine Res. - 2004. - Vol. 5(6). - P. 499-511.

69. Miyamoto, T. Діяльність hydrogen addition to intake gas on combustion and exhaust emission characteristics of diesel engine / T. Miyamoto, H. Hasegawa, M. Mikami, N. Kojima, H. Kabashima, Y. Urata // International Journal of Hydrogen Energy.

- 2011. - Vol. 36(20). - P. 13138-13149.

70. Mohammadi, A. Performance and combustion characteristics of a direct injection SI hydrogen engine / A. Mohammadi, M. Shioji, Y. Nakai, W. Ishikura, E. Tabo

// International Journal of Hydrogen Energy. - 2007. - Vol. 32(2). - P. 296-304.

71. Matthias, NS Hydrogen Direct Injection Engine Concept that Exceeds US DOE Light-Duty Efficiency Targets / NS Matthias, T. Wallner, R. Scarcelli // SAE International Journal of Engines. - 2012. - Vol. 5(2). - P.838-849.

72. Morgan, R. The Benefits of High Injection Pressure on Future Heavy Duty Engine Performance / R. Morgan, A. Banks, A. Auld, M. Heikal, C. Lenartowicz // SAE Technical Papers 2015-24-2441. - 2015. - 8 p.

73. Mahr, B. Future and Potential of Diesel Injection Systems / B. Mahr //

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата		84

Thermo- i Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines 2. – 2004. – P. 3–17.

74. Moon, S. Near-field dynamics з високою швидкістю дизельного різання: Діяльність orifice inlet geometry and injection pressure / S. Moon, Y. Gao, J. Wang, K. Fezzaa, T. Tsujimura // Fuel. - 2014. - Vol. 133. - P. 299-309.

75. Murphy, MJ Compendium of Experimental Cetane Number Data / MJ Murphy, JD Taylor, RL McCormick. Subcontractor report. - 2004. - 51 p.

76. National Academy of Sciences. Технології та пристосування до зменшення капітальних витрат медичного та технічного обслуговування автомобілів / національна академія наук, національна агенція по транспорту, національна Highway Traffic Safety Administration. - Washington, DC, National Academies Press, 2010. - 251 p.

77. Nayak, V. Combustion Characteristics and Cyclic Variation of a LPG Fuelled MPFI Four Cylinder Gasoline Engine / V. Nayak, GS Rashmi, P. Chitragar, P. Mohanan // Energy Procedia. - 2016. - Vol. 90. - P. 470-480.

78. Niculae Negurescu. Theoretical and Experimental Investigations on the LPG Fuelled Diesel Engine / Niculae Negurescu, Constantin Pana and Alexandru Cernat // SAE-China and FISITA, Proceedings of the FISITA 2012 World. - 2012. - P. 37-49.

79. Nishida, K. Effects micro-hole i ultra-high injection pressure на mixture properties of DI diesel spray / K. Nishida, W. Zhang, T. Manabe // SAE Technical Papers. - 2007. - P. 1353-1361.

80. Nguyen, TQ Influence injection pressure i pressure oscillation на швидкий час від фольги від sprayer of electrohydraulic diesel nozzle / TQ Nguyen, MG Shatrov, LN Golubkov [and others] // 2021 Wave Electronics and Its Application in Information and Telecommunication Systems, WECNF-2021 - Proceedings. – 2021.

					ДРБАТ.23.20175.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		85