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

Пояснювальна записка
до дипломної роботи магістра

Галузь знань: 13 «Механічна інженерія»

Спеціальність: 132 «Матеріалознавство»

Освітньо-професійна програма: «Відновлення та технічний сервіс автомобілів»

на тему: **«Дослідження впливу фізичних властивостей палива на ефективність системи живлення дизеля»**

Шифр: МРТАМ 21.17206.000. ПЗ

Виконав: студент 2 курсу, група МТВАм -20-1 _____С.В. Турицький

Керівник _____ д.т.н., проф. О.В. Диха

До захисту допускаю:
Зав. кафедри ТАМ_____Диха О.В.
1 12 2021_ р.

Хмельницький, 2021 р.

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

Освітньо-кваліфікаційний рівень: магістр
Галузь знань: 13 «Механічна інженерія»
Спеціальність: 132 «Матеріалознавство»
Спеціалізація: «Відновлення та технічний сервіс автомобілів»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав.кафедрою ТАМ
Диха О.В.
"15" жовтня 2021 р.

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

Турицькому Сергію Васильовичу

1. Тема проекту:
«Дослідження впливу фізичних властивостей палива на ефективність системи живлення дизеля»

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

Затверджено наказом університету від 25 серпня 2021р. № 102
2. Строк подання студентом проекту на кафедру: 15.12.2021 р.
3. Вихідні дані до проекту:

1) Технічні умови на технологію виготовлення деталей кузова автомобіля обробки деталей.
2) Річна програма ремонту деталей.
3) Матеріали науково-дослідної практики.
4) Результати літературного огляду і патентного пошуку.

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

1. Стан питання і постановка завдання дослідження
2. Аналіз впливу складу палива на робочий процес паливної системи
3. Оцінка впливу технологічних параметрів і вдосконалення конструкції форсунок
4. Аналіз впливу акумуляторної паливної системи на робочий процес дизеля

5. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдан прийня

6. Дата видачі завдання: 15жовтня 2020р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Прим
1	Стан питання і постановка завдання дослідження	1.11.2021	
2	Аналіз впливу складу палива на робочий процес паливної системи	15.11.2021	
3	Оцінка впливу технологічних параметрів і вдосконалення конструкції форсунок	1.12.2021	
4	Аналіз впливу акумуляторної паливної системи на робочий процес дизеля	5.12.2021	
5	Оформлення пояснювальної записки	15.12.2021	
6	Оформлення презентаційних матеріалів	15.12.2021	

Студент **Турицький С.В.**

Керівник роботи **Диха О.В.**

РЕФЕРАТ

Обсяг пояснювальної записки – 105 сторінок, кількість рисунків – 46, таблиць – 12, додатків – 2, кількість джерел згідно із переліком посилань – 87.

Студент гр. МТВАм-20-1 Турицький С.В.

Тема «**Дослідження впливу фізичних властивостей палива на ефективність системи живлення дизеля**»

Дана магістерська дипломна робота спрямована на аналіз впливу конструктивних параметрів і режимів роботи електрогідравлічної форсунки акумуляторної паливної системи на робочі процеси дизеля і його паливної системи.

Для досягнення поставленої мети вирішувались наступні завдання:

- проаналізований вплив конструкції електрогідравлічною форсунки і фізичних властивостей палива на характеристики подачі палива;
- оцінений вплив фізичних властивостей палива на коливання тиску палива в акумуляторної паливної системи;
- проаналізований спільний вплив конструктивних параметрів електрогідравлічної форсунки на процес подачі палива і форми диференціальної характеристики одноразового і дворазового впорскування;
- оцінений вплив параметрів дворазового впорскування на показники роботи дизеля.

Перелік ключових слів: дизель, паливо, форсунка, акумуляторна система

ЗМІСТ

ВСТУП……6

РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ І ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ……7

1.1.Перспективи розвитку акумуляторних паливних систем дизелів..7

1.2. Прогнозування розвитку акумуляторних паливних систем……16

1.3.Дослідження умов сумішоутворення при високому тиску…….21

1.4.Фізичні властивості палив на основі масел рослинного походження стосовно до робочого процесу ДВЗ……..23

1.5.Структура виробництва палив на основі масел рослинного походження……25

1.6.Вплив фізичних властивостей рослинних масел і їх ефірів на робочий процес ДВЗ……..28

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ ВПЛИВУ СКЛАДУ ПАЛИВА НА РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ……..39

2.1.Методика дослідження впливу складу сумішевого біопалива на робочий процес паливної системи акумуляторного типу……39

2.2.Експериментальна установка……40

2.3. Об'єкти дослідження……45

2.4.Аналіз масових витратних характеристик електрогідравлічних форсунок різних конструкцій при тиску впорскування до 300 МПа……..46

РОЗДІЛ 3. ОЦІНКА ВПЛИВУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ І ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ФОРСУНОК……59

3.1.Методика оцінки впливу технологічних допусків параметрів електрогідравлічних форсунок на процес подачі палива…….59

3.2. Методика і результати розрахункового дослідження впливу допусків параметрів електрогідравлічної форсунки……60

3.3.Аналіз впливу допусків параметрів електрогідравлічної форсунки на форму характеристики впорскування……..66

РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ ВПЛИВУ АКУМУЛЯТОРНОЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ НА РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ДИЗЕЛЯ…….68

4.1.Подальше вдосконалення акумуляторних паливних систем….68

4.2.Методика проведення досліджень……..……73

ВИСНОВКИ……..……..87

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ……88

Додатки……....98

ВСТУП

Доцільність підвищення точності управління подачею палива акумуляторної паливною системою (АПС) обумовлена необхідністю виконання сучасних строгих норм токсичності. Однак це ускладнює робочий процес акумуляторної паливної системи, підвищує вимоги до електрогідравлічним форсунок, точності управління ними та якості їх виготовлення. Багаторазові впорскування викликають додаткові коливання тиску в каналах АПС, які залежать від його величини, кількості палива, що впорскується і його фізичних властивостей, а також від конструкції форсунки.

У зв'язку з цим робота, спрямована на аналіз впливу конструкції і режиму роботи АПС з електрогідравлічними форсунками на процес подачі палива дизеля, є актуальною.

Мета роботи. Аналіз впливу конструктивних параметрів і режимів роботи електрогідравлічної форсунки акумуляторної паливної системи на робочі процеси дизеля і його паливної системи.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- аналіз впливу конструкції електрогідравлічною форсунки і фізичних властивостей палива на характеристики подачі палива;
- оцінка впливу фізичних властивостей палива на коливання тиску палива в акумуляторної паливної системи;
- аналіз спільного впливу конструктивних параметрів електрогідравлічної форсунки на процес подачі палива і форми диференціальної характеристики одноразового і дворазового впорскування;
- оцінка впливу параметрів дворазового впорскування на показники роботи дизеля.
-

РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ І ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Перспективи розвитку акумуляторних паливних систем дизелів

У 1997 році компанія Bosch почала здійснювати випуск акумуляторних паливних систем (АПС) типу Common Rail (CR) для дизелів легкових автомобілів. Ще раніше вони створювалися як досвідчені паливні системи стосовно до тепловозних дизелів [44].

У порівнянні з АПС імпульсної дії CR мають такі переваги:

- легкість управління тиском впорскування в залежності від будь-якого числа діючих факторів;
- простота компонування;
- менша віброактивність ПНВТ і навантаженість його приводу;

У порівнянні з АПС імпульсної дії CR мають також і недоліки:

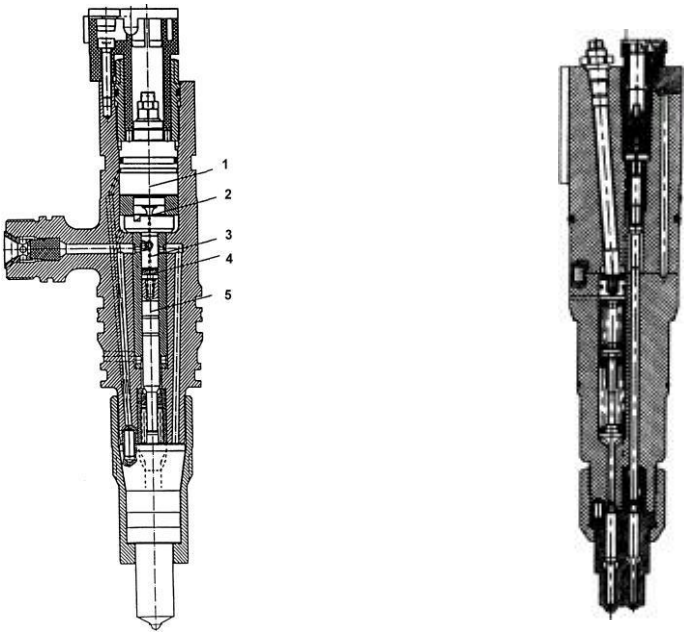
- відсутність вітчизняних постачальників серійної продукції і недостатня технологічна підготовленість до початку виробництва;
- збільшені втрати потужності на привід ПНВТ через витрати на управління;
- недостатній досвід створення АПС типу CR в РФ, множинність можливих конструкцій і обов'язковість ретельної оптимізації.

Управління АПС ведеться за допомогою електрокерованого клапана, розташованого в ЕГФ [26]. У ній енергетичний потенціал палива, стисненого в акумуляторі, порівняємо з енергією одиничного упорскування. Як пристрій, що підвищує тиск в такому акумуляторі, застосовується ПНВТ [4, 26, 70, 71]. Фактично така система є результатом синтезу насосних секцій з механічним приводом плунжера, акумулятора і електрокерованих форсунок [71].

У простій реалізації АПС імпульсної дії керуючий клапан може бути перенесений з ПНВТ в форсунку. Це можливо, але, як показує розрахунковий аналіз, не дає істотних переваг у показниках подачі, і ускладнює компонування АПС [12,]. В [71] представлена АПС імпульсної дії для середньооборотних

дизеля, що поєднує в собі ознаки ПНВТ систем безпосереднього дії і електрогідравлічної (електрокерованої) форсунки, схожою з застосовуваними в АПС.

В основі форсунки CR фірми L'Orange для дизеля MTU (рис. 1.1) лежать технічні рішення аналогічні форсунки, що належить фірмі Bosch [76].



аб

Рисунок 1.1 - ЕГФ фірми L'Orange для однотоплівного дизеля MTU (а) і двопаливного суднового дизеля (б): 1 електромагнітний привід; 2 -пілотний клапан; 3 - керуючий додатковий золотник; 4 - проміжний клапан; 5 мультиплікатор замикання

Проміжний клапан необхідний для того, щоб зменшити витрату, що витрачаються на управління, збільшення швидкості голки [76, 107, 108].

Значно цікавіше роботи фірми Елоранж по створенню ПНВТ [108]. На рис. 1.2 представлений розріз ПНВТ. Управління продуктивністю ПНВТ здійснювалося дросселированием на всмоктуванні. Підвищена продуктивність забезпечувалася застосуванням в ПНВТ восьми секцій (а витрата 10 л / хв забезпечувався ПНВТ з 4 секціями) [107, 108].

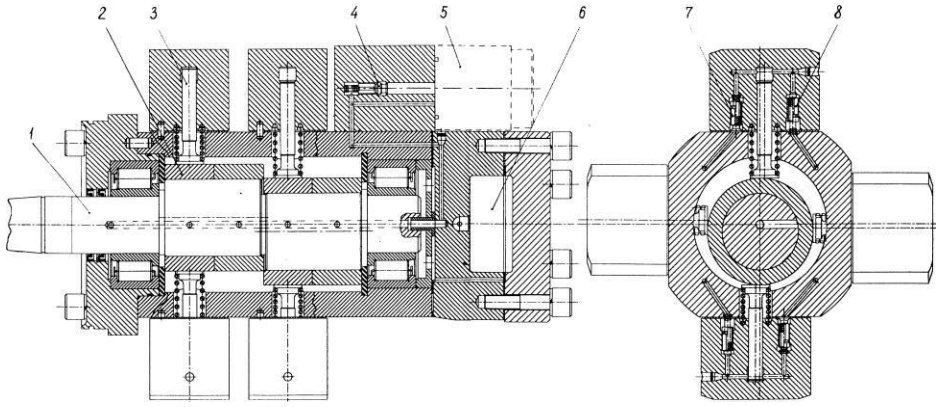


Рисунок 1.2 - Перетин ПНВТ CR L'Orange для дизеля MTU / DDC 20V 4000 LH з діаметром циліндра 320 мм з двома каналами незалежної подачі двох видів палив (авторська реставрація розрізу ПНВТ)

1 - ексцентриковий вал; 2 - поворотна втулка; 3 плунжер; 4 - клапан регулювання продуктивності; 5 - електромагніт клапана регулювання; 6 - акумулятор; 7 - впускний клапан; 8- випускний клапан

У конструкцію ПНВТ було закладено кілька вдалих технічних рішень (рис. 1.2). Проміжна плаваюча втулка 2 ексцентрика здійснює плоский рух, одночасно незначно обертається. У цьому випадку, на відміну від популярних ПНВТ автомобільних двигунів, втулка забезпечує обкатування плоского штовхача, а не ковзання по ньому. Це дозволяє значно збільшити навантаження в приводі плунжера. Ексцентрик має більшу працездатністю за контактними номерами тискам на відміну від кулачка. Мастило в ексцентрікованном валі збільшує несучу здатність підшипників ковзання.

Основними конструктивними особливостями ЕГФ CRI2.2 є: електромагнітний привід керуючого клапана, мультиплікатор тиску, а також можливість дросселирования жиклера верхнім торцем поршня при підйомі голки. При цьому відмінна риса ЕГФ CRI2.6 полягає в ЕГФ акумуляторі, вбудованому в корпус, в відсутності бокового каналу підведення палива до розпилювача, сили від тиску на закритий клапан палива [21, 33].

Слід зазначити перспективи багатопаливних АПС [3, 24]. На даний

момент є кілька типів ЕГФ, здатних змішувати і подавати сумішне паливо в камеру згоряння (КС). Такі АПС характеризуються наявністю двох паливних баків для зберігання дизельного палива (ДП) і альтернативного палива відповідно двох топливоподкачивающих насосів, двох ПНВТ, двох паливних акумуляторів з тиском до 300 МПа, а також паливопроводів високого тиску (запатентована авторська розробка). Також існують запатентовані авторські розробки перспективних розпилювачів, які забезпечують підвищення технологічності ЕГФ через зниження кількості деталей, що забезпечують посадку голки розпилювача на її сідло із заданою швидкістю [46, 57]. Динаміка збільшення максимального тиску впорскування палива в дизельних АПС, що випускаються серійно, через поетапного посилення вимог, що обмежують токсичність відпрацьованих газів (ОГ) дизелів, відображена діаграмою на рис. 1.3 [21, 22, 24, 27].

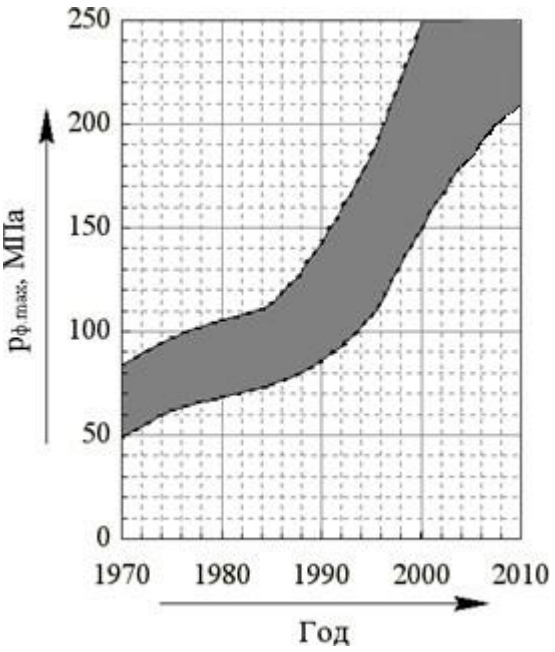


Рисунок 1.3 - Максимальний рівень тиску впорскування палива в дизелях, розроблених за міжнародними стандартами, що обмежують норми токсичності ОГ

До числа щодо нових вимог до АПС можна віднести необхідність

формування оптимальної характеристики впорскування. Якщо раніше наголошувалося на важливості цього завдання, то тепер обговорюються кількісні характеристики питання, включаючи параметри дворазового і багаторазового впорскування. Зміна ставлення до цього викликано як жорсткістю вимог з міркувань екології, так і появою реальних можливостей формування характеристик впорскування.

Функція дизельних АПС традиційних типів - визначення необхідного обсягу палива для подачі в цикл. Однак для перспективних зменшують токсичність ОГ дизельних АПС на підставі вимог, які притаманні більш строгим стандартам, питання, пов'язані зі способом подачі даного палива, залишаються відкритими. Давно робилися спроби організації дворазової подачі. Багато серійні сучасні дизельні АПС мають таку можливість (рис. 1.4). В даний час серійно випускаються АПС з багаторазовим впорскуванням [22, 45, 66].

Від параметрів попереднього впорскування залежить весь робочий процес дизеля. Діючі фактори: обсяг попередньої подачі, тривалість інтервалу між нею і подальшої (основний) подачею палива [80, 81, 86].

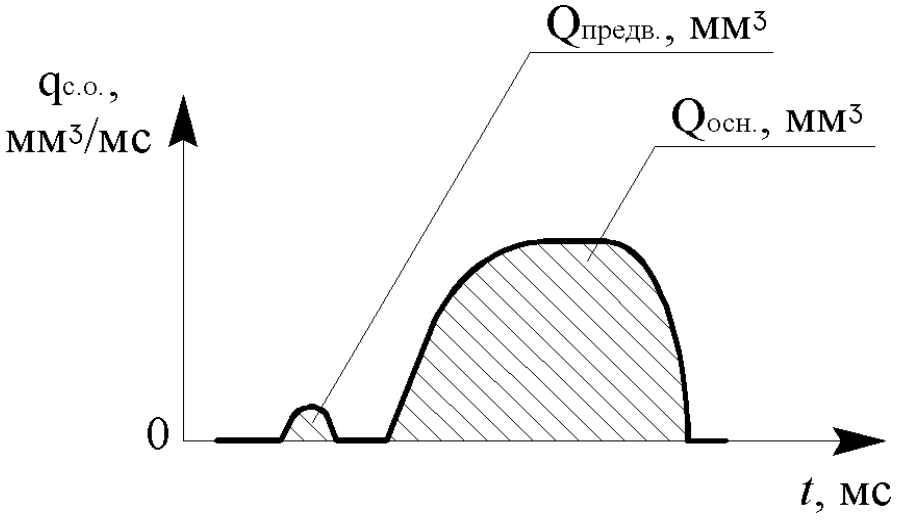


Рисунок 1.4 - Дворазова характеристика впорскування палива

Робочий процес залежить від попереднього впорскування мінімального обсягу палива з тієї причини, що в циліндрі, перед тим як відбудеться подача

(основний) подальшої порції палива, відбуваються різні предпламенной хімічні реакції (в тому числі якщо відсутнє видиме згоряння). Їх результат полягає у формуванні нестабільних продуктів часткового окислення палива (альдегіди, гидроперекиси та ін.), Розташовані в центрі КС близько носка розпилювача. Якщо основна частина палива потрапить в цю хімічно активне середовище, то швидкість її займання буде значно вище, ніж в процесі, де відсутнє попереднє впорскування.

Відмінності робочих процесів без попереднього впорскування і з ним: швидкість реакції видимого згоряння в циліндрі в умовах відсутності попередньої подачі нижче. Істотна частина циклової подачі палива розподіляється за обсягом КС, запалюється відразу в декількох місцях. У цьому випадку тривалість реакції початкової фази робочого процесу (тобто «швидке» згоряння) практично не залежить від характеристики впорскування. В основному вона характеризується високою швидкістю.

За результатами робіт вітчизняних і закордонних дослідників стає очевидним, що якщо на кожному режимі підібрати оптимальні параметри попереднього впорскування, скорочується рівень вмісту токсичних речовин (в основному NOx і незначно CxHy) у відпрацьованих газах, питома ефективна витрата палива ge (рис. 1.5) і рівень шуму дизеля при цьому своїх властивостей не втрачає.

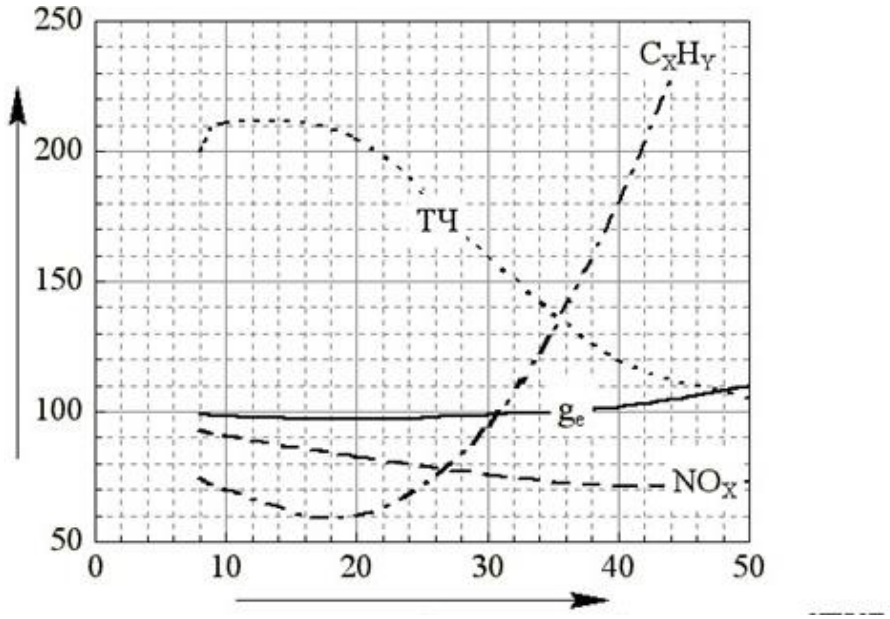


Рисунок 1.5 - Вплив тимчасової затримки між попередньою і наступною подачами палива на екологічні показники дизеля.

Часовий фактор - відрізок часу, починаючи з попередньої подачі і закінчуючи основною (черговий). Він визначає рівень окислення попередньо поданого палива, тобто рівень хімічної активності середовища.

Ступеневе впорскування палива (рис. 1.6) за своїм впливом на робочий процес дизеля схоже з дворазовим.

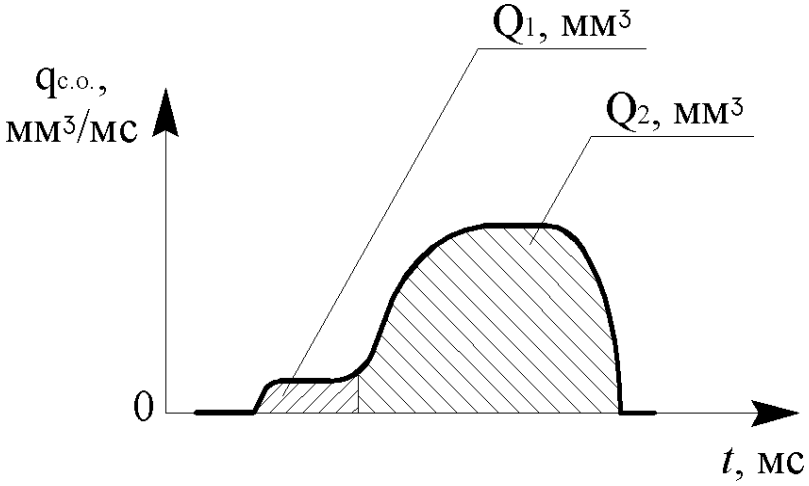


Рисунок 1.6 - Ступенева форма характеристики впорскування палива

В результаті впорскування палива в початковій стадії процесу подачі з надмалою інтенсивністю, швидше за все, не почнеться процес видимого згоряння, однак затримка займання подальшої (основний) порції палива Q2 (рис. 1.6) зменшиться, знизяться викиди NOx дизеля (за умови оптимальних регулювань) без погіршення інших його показників.

Якщо говорити про наступне підвищення ефективності управління за допомогою форми характеристики впорскування, то потенціал цього напрямку повністю ще не вичерпаний [66]. Для прикладу можна навести складні форми характеристики впорскування. Можливий варіант таких характеристик зазначений на рис. 1.7.

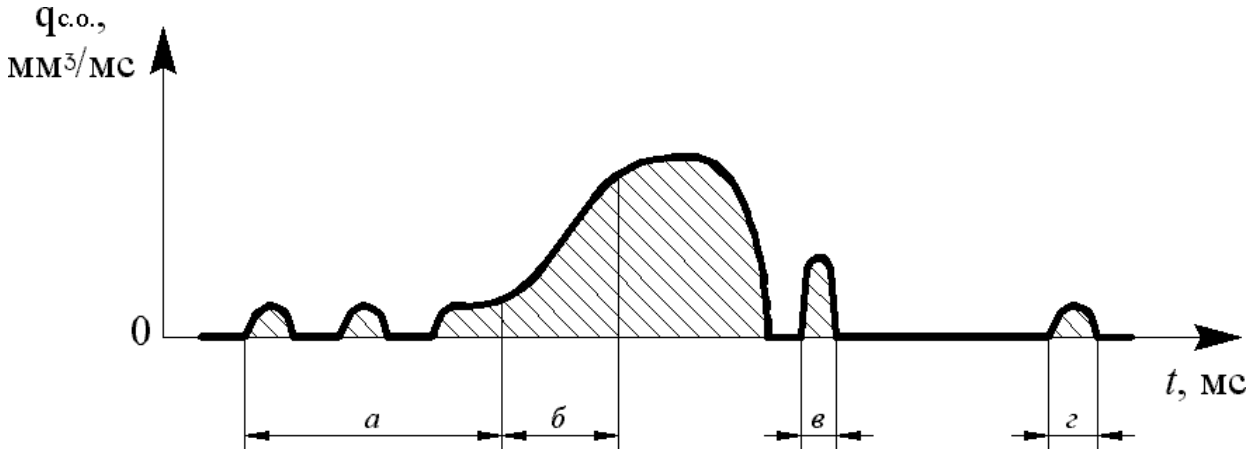


Рисунок 1.7 - Багаторазове впорскування і його функціональність: а - попереднє впорскування надмалих обсягів палива з метою зниження тривалості затримки запалення основний подачі (1-гучність, 2-оксиди азоту); б - плавне збільшення швидкості впорскування основного обсягу палива з метою зниження викидів NOx (обмеження Pz); в - коротке інтенсивне наступне впорскування при завершенні робочого виробництва в окислювальному нейтралізаторі, при якому збільшується інтенсивність окислення продуктів неповного згоряння палива; г - пізніше впорскування (на такті випуску) для нейтралізатора DeNOx в періодичному відновленні оксидів азоту

Конструктивна реалізація АПС, яка дозволяє стабільно (від циклу до

циклу) формувати складні характеристики впорскування, подібні представленим на рис. 1.7, в даний час представляє відомі труднощі. Проте, в поле робочих режимів прагнуть управляти характеристикою впорскування. Найбільших успіхів ще 10 років тому в цьому відношенні досягли в автомобільній техніці. Зазвичай такий процес в зарубіжній літературі називають "стратегією управління" впорскуванням. На рис. 1.8 наведені такі приклади.

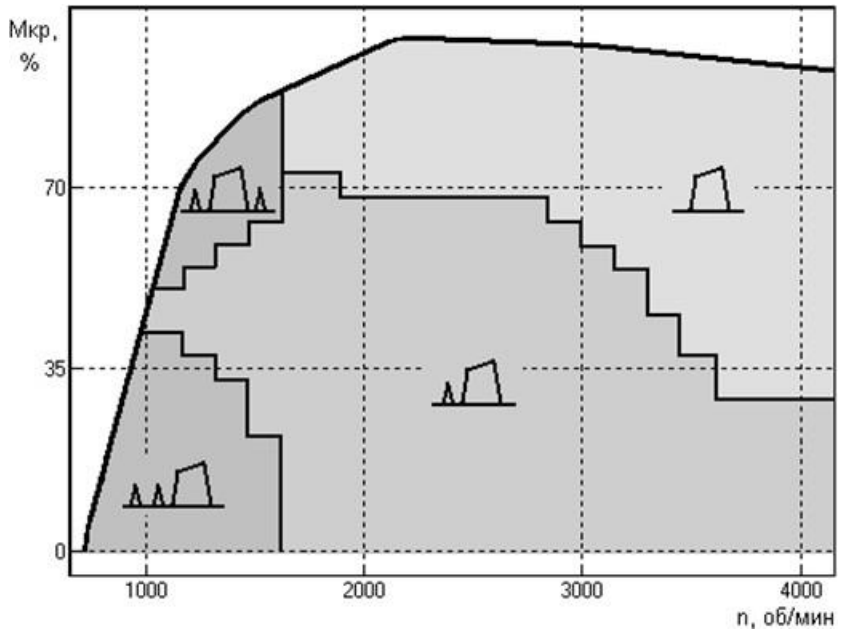


Рисунок 1.8 - Стратегія управління характеристиками впорскування високооборотних дизелів

В даний час екологічні вимоги змушують почати організовувати подібні стратегії управління та в середньооборотних дизелях. Якщо для середніх навантажень запальний порція знижує вміст в ОГ окислів азоту, то на високих навантаженнях для такого двухфазного процесу немає часу, але пост-впорскування служить для нагріву ОГ і для доокісленіе сажі і СНх [23, 32, 43].

1.2. Прогнозування розвитку акумуляторних паливних систем

Нижче наведені результати НДР, які представляють інтерес в плані прогнозування розвитку АПС, зокрема АПС типу CR. Ці роботи виконані в Мюнхенському технічному університеті на одноциліндровому відсіку. Результати робіт: наддув - 1 МПа, максимальний тиск в акумуляторі - 300 МПа, мінімальний тиск в циліндрі - 30 МПа, рециркуляція - 50% [101].

При тиску 360 МПа регулювався редукційний клапан, але до цього значення ситуація не доходила. Реальним обмеженням інтенсифікації впорскування став перегрів сідла регулюючого клапана. Акумулятор спеціально посилювався (рис. 1.9).

Рисунок 1.9 - Посилений акумулятор CR

Як ПНВТ і в основі форсунок були застосовані компоненти від АПС вантажівки Scania XPI. Акумулятор був побудований на базі конструкції Bosch, яка була посилена. Форсунки CRIN 3 - від фірми Бош для вантажного автомобіля (їх штатний тиск 180 МПа). Всі трубопроводи -високонапорні, від

техніки для різання водою. Стосовно до проектування АПС слід зазначити, що необхідно готуватися до подальшого підвищення тиску впорскування, поєднуючи це з обов'язковою оптимізацією робочого процесу [21, 24]. Питання про оптимальний профілювання соплових отворів ще занаДПо мало досліджений. Другий в Європі за обсягом випуску виробник АПС для високотехнологічних двигунів - корпорація Delphi (колишня корпорація Lucas) - також підготувала АПС типу CR: модель F2r (Delphi Ultra High Pressure Heavy Duty Diesel) - Рисунок 1.10 [83].

Рисунок 1.10 - ТПА CR фірми Делфай (Delphi F2r Ultra High Pressure CRS) Основні параметри АПС типу CR моделі F2r Ultra High Pressure CRS: максимальні тиску в акумуляторі - 240 ... 300 МПа; робочий об'єм одного циліндра дизеля - 0,1 ... 2,6 л; Діаметр форсунки - від 21 мм:

За твердженням фірми Delphi система F2r завдяки вкрай високому тиску палива (до 300 МПа) здатна без застосування засобів очищення ОГ, забезпечити виконання дизелями найжорсткіших екологічних норм, які готуються до введення в найближчому майбутньому [83]. Світові екологічні норми представлені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Світові екологічні норми

Європейські нормативи:	Euro 6
Нормативи США:	Post-US 10
Нормативи Японії:	Post-Japan NLTR
Міжнародні норми:	Tier IV

Система має бортову діагностику і динамічну коригування роботи програм управління.Компанія Scania в зв'язку з введенням екологічних нормативів Euro 6 здійснила перехід від системи HPI з мультиплікацією тиску з тиском впорскування до 240 МПа до акумуляторної системі XPI, розрахованої на роботу при тиску до 300 МПа (рис. 1.11). Робочий тиск впорскування даної системи складає 240 МПа з можливими піками до 300 МПа. Запобіжний клапан налаштований на тиск в 310 МПа.

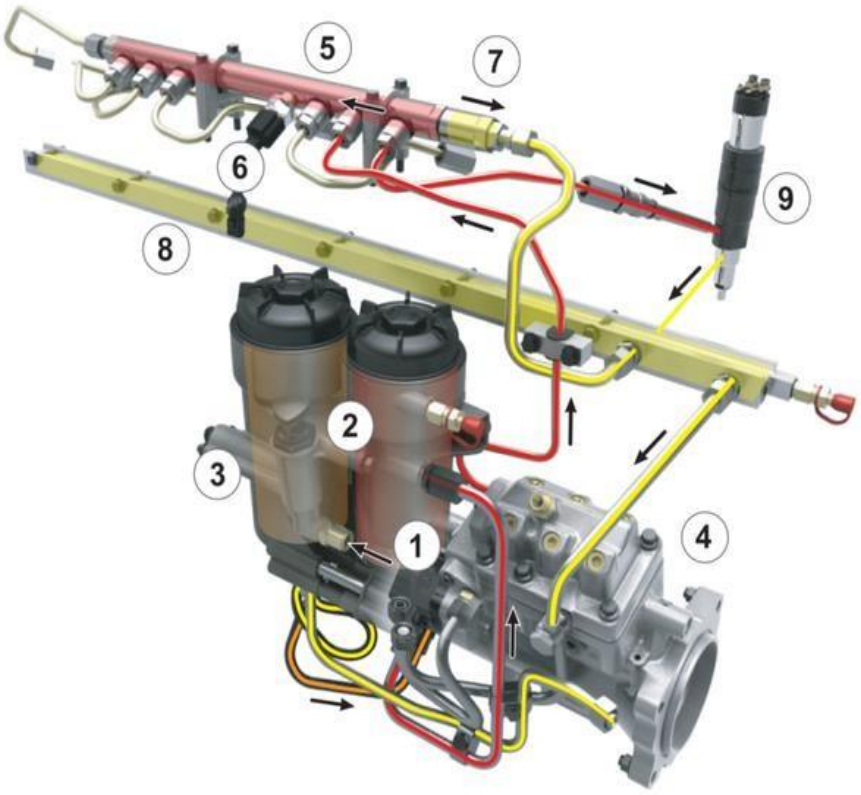


Рисунок 1.11 - АПС типу CR моделі XPI Scania: 1 - насос, що підкачує; 2 - фільтри; 3 - вхідний регулюючий клапан; 4 - ПНВТ; 5 - акумулятор; 6 - датчик тиску; 7 - аварійний обмежувач подачі; 8 - допоміжний акумулятор; 9 - форсунка

Форсунка має вісім розпилюють отворів і виконана за класичною

схемою (рис. 1.12). В форсунки застосовується електромагнітний привід і навіть керуючий клапан залишився кульковим, тобто гідравлічно нерозвантаженим.

компанія Scania розробляє нове покоління форсунок з використанням п'єзоелектричного приводу, але на даний момент, судячи з вивченим джерел, подробиці є конфіденційними. Відомо лише, що нові форсунки будуть базуватися на системі XPI з заміною електромагнітного приводу на п'єзоелектричний.

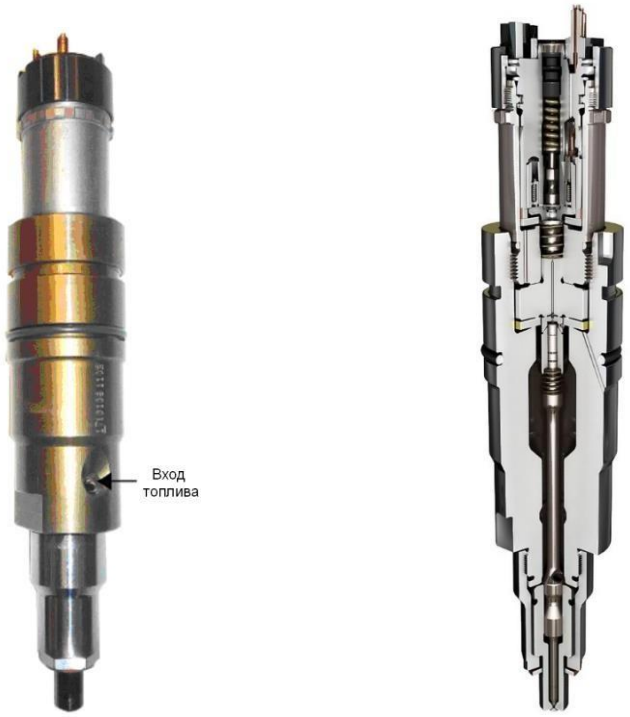


Рисунок 1.12 - Електрогідравлічна форсунка CR XPI Scania

Застосування п'єзоелектричного приводу дозволяє зменшити час спрацьовування до ~ 0,1 мс, що значно менше, ніж типові значення систем з електромагнітним приводом і XPI, зокрема. Також п'єзоелектричний привод дозволяє підвищити точність, що благотворно позначається на досягненні поставлених цілей у вигляді точного дозування палива, що впорскується для зниження витрати палива і викидів шкідливих речовин [82].

Перехід до системи XPI дозволив використовувати багаторазове впорскування (до 3 порцій за цикл) і в цілому точніше дозувати подачу палива.

Система XPI дозволила реалізувати обмеження, передбачені нормативом Tier 4 Interim (що приблизно можна зіставляти з європейськими нормами Euro 5 або для іншого призначення дизелів - Stage IIIB), без подальшої обробки ОГ, тобто відмовитися від уприскування сечовини, що позитивно позначається на вартості експлуатації двигуна.

Використання тисків впорскування до 300 МПа, на думку фірми Scania, в комплексі з глибокою рециркуляцією ОГ, фільтром частинок, уприскуванням сечовини дозволить досягти значень ВВ, передбачених перспективними нормами Tier 4-Final, що приблизно еквівалентно європейського рівня Euro 6, Stage IV. За рахунок високого тиску впорскування також забезпечується зниження викидів CO2 і витрати палива.

У порівнянні з нормами попереднього рівня нові екологічні вимоги Euro 6, які вступили в силу в Європейському Союзі з 1 вересня 2015 року, передбачають зменшення NOx в п'ять разів - з 2,0 до 0,4 г / кВт · год (рис. 1.13) . Кількість що викидаються частинок має зменшитися в два рази - з 0,02 до 0,01 г / кВт · год.

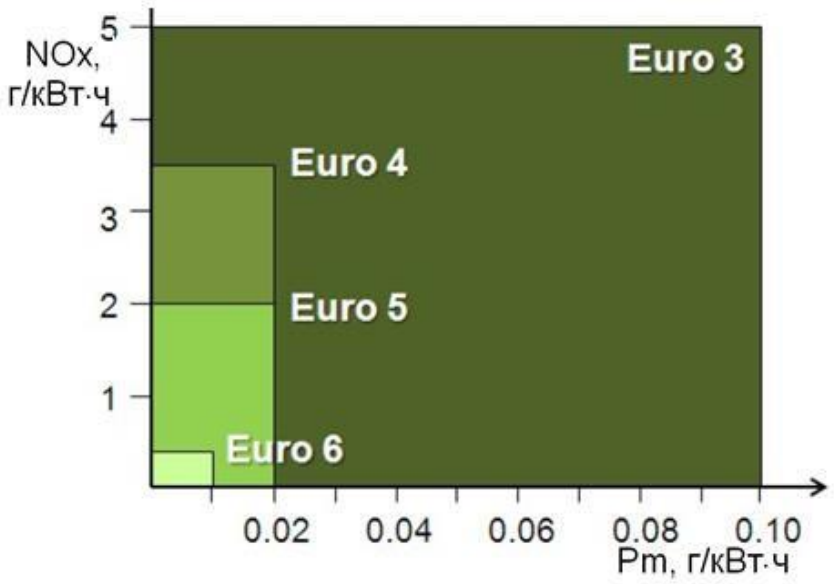


Рисунок 1.13 - Динаміка зниження викидів і поле Euro 6, в якому забезпечено роботу дизеля DC13 110 480 Euro 6 Scania з ТПА CR XPI

Забезпечення цих норм реалізується фахівцями Scania за рахунок електронного управління всім комплексом заходів: реціркуляція

відпрацьованих газів (EGR), змінна геометрія лопаток турбіни нагнітача надувочного повітря (VGT), система уприскування палива CR високого тиску (XPI), дизельний окислювальний каталізатор (DOC), фільтр частинок (DPF) і система селективного очищення (SCR). У комплексі заходів також вдосконалення трансмісії, всього транспортного засобу в цілому.

1.3. Дослідження умов сумішоутворення при високому тиску

Оскільки відомостей про фізичні властивості палив, поведінці їх при розпилюванні, запаленні, результати випробувань дослідних дизелів в умовах подачі і впорскування палива при тисках 200 ... 300 МПа поки ще занаДПо мало, вони викликають підвищений інтерес. В роботі [55] викладаються результати вивчення розпилювання палив при тисках до 300 МПа. На рис. 1.14 і 1.15 представлені картини поширення розпорошених струменів в бомбі з протитиском 5 МПа при використанні двох характерних геометрій сопел (розпилювач №1 і розпилювач №2).

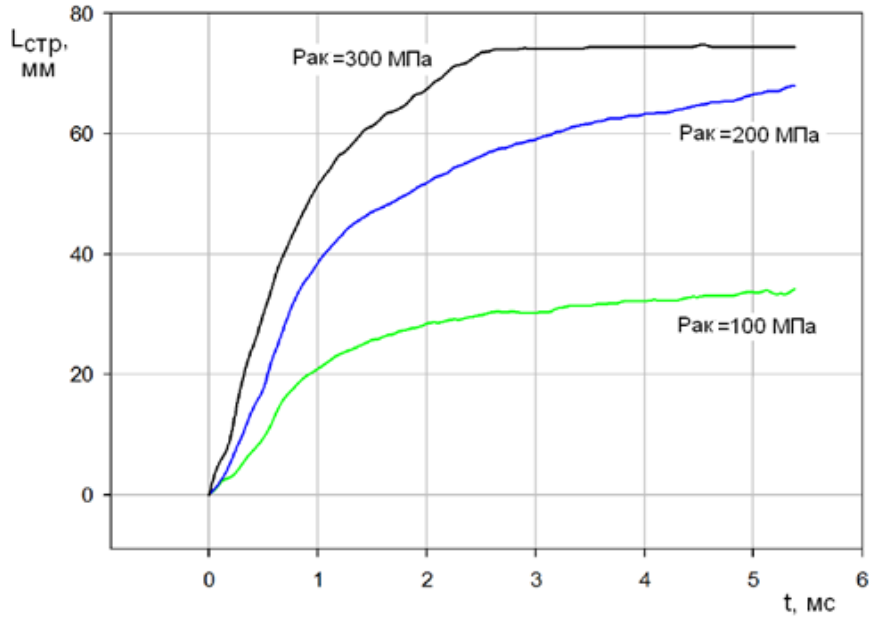


Рисунок 1.14 - Довжина паливної струменя з розпилювача №1 в функції часу при різних тисках впорскування; протитиск - 5 МПа

Можна бачити очікуваний ефект: чим вище тиск, тим швидше поширюється струмінь. Однак на рис. 1.14 бачимо, що спостерігається перегин

кривої, далі фронт струменя з часом не рухається, що обумовлено неможливістю подальшого руху струменя. Сталося це тому, що відразу ж швидкість руху струменя була високою, і вона швидко досягла стінки камери [55].

У всіх сопел розпилювачів впливу тиск і фактора часу проявляється по-різному. Зокрема, у деяких сопел далекобійність струменя з ростом тиску вище 200 МПа сповільнюється (як на рис. 1.15), а у деяких, навпаки, зростає. Тому немає підстав говорити, що підвищення тиску впорскування вище 200 МПа (або будь-якого іншого значення) мало змінює ситуацію.

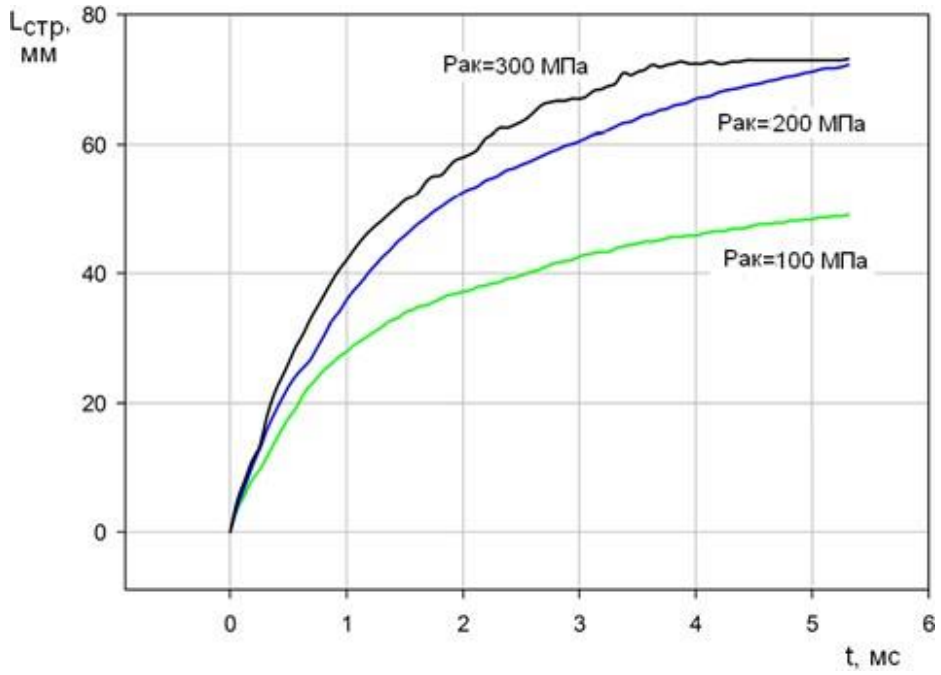


Рисунок 1.15 - Довжина паливної струменя з розпилювача №2 в функції часу при різних тисках впорскування; протитиск - 5 МПа

У таблиці 1.2 наведені параметри сопел розпилювачів №1 і №2. Зазначений ефект пояснюється тим, що сопла розпилювача №1 мали більший діаметр і витратні характеристики.

Зазначені особливості поширення розпорошених струменів сопел двох різних розпилювачів пояснюють результати, отримані на дизелі.

Таблиця 1.2 - Параметри сопел досліджуваних розпилювачів

№ розпилювача	число сопел	Вихідний діаметр, мкм	Фактор витрати, мл / хв
1	8	200	2030
2	10	80	1460

З рис. 1.16 видно, що при підвищенні тиску вище 270 МПа розпилювач не покращує показники викидів частинок, як очікується, а різко погіршує. Відомо, що швидкість випаровування палива зменшується і якість розпилювання різко погіршується при взаємодії фронту струменя зі стінками камери згоряння. Проведений вище аналіз результатів по вивченню розпилювання в бомбі показує, що так воно і відбувається при використанні розпилювача №1 з тисками вище 270 МПа.

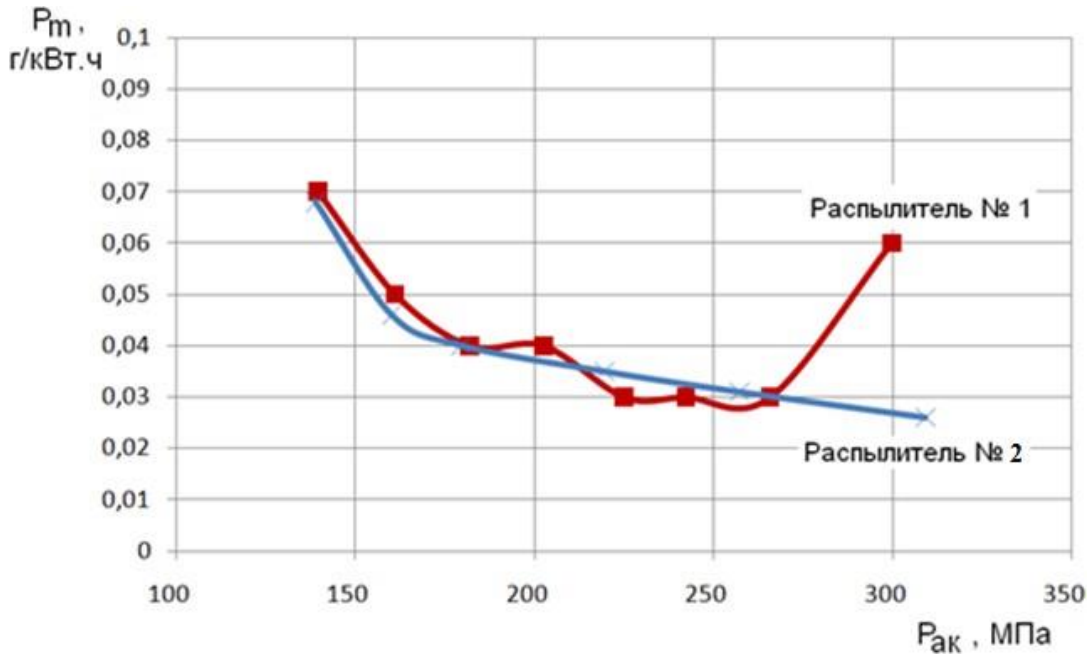


Рисунок 1.16 - Викиди частинок з ОГ в функції тиску в акумуляторі при використанні різних розпилювачів; n = 1200 хв-1, ре = 1,45 МПа, викиди NOX відповідають нормам Euro 6

1.4. Фізичні властивості палив на основі масел рослинного походження стосовно до робочого процесу ДВЗ

Для вдосконалення робочого процесу дизеля доцільно на окремих

режимах його роботи застосовувати кисневмісні альтернативні палива для додаткового зниження часток і NOx в ОГ. Рівень кисню в молекулах масла і біопаливі - 10%. Даний параметр значно покращує екологічні показники таких двигунів, але при цьому знижує рівень виділення тепла. Основна властивість масел рослинного походження полягає в його здатності змішуватися з багатьма органічними розчинниками (ДП, бензин) і один з одним в різноманітних пропорціях [11, 31, 62]. Це пояснює той факт, що моторні палива можуть володіти необхідними фізико хімічними властивостями [38, 62]. Биоразлагаемость ефірів і біопалива - висока.

Таблиця 1.5 - Фізико-хімічні властивості ДП, МЕРО і їх сумішей

Фізико-хімічне властивість	пали во							
	ДП	МЕРО	95% ДП + 5% МЕРО	93% Т + 7% МЕРО	90% ДП + 10% МЕРО	80% ДП + 20% МЕРО	60% ДП + 40% МЕРО	40% ДП + 60% МЕРО
Масовий вміст,% С Н О	87 12,6 0-0,4	77,6 12,2 10,2	86,5 12,6 0,9	86,4 12,6 1	86,1 12,5 1,4	85,1 12,5 2,4	83 12,4 4,6	81 12,2 6,8
В'язкість кінематична я, мм2 / с, при: 20 ° С	3,4	8	3,9	4,7	4	4,4	19	30
Кількість повітря, необхідне для згоряння 1 кг речовини, кг	-	12,7	14,1	14,1	14	13,9	13,6	13,3

Відмінності рослинних масел і палива на їх основі полягають в хороших екологічних якостях через незначного вмісту в них поліциклічних ароматичних вуглеводнів (ПАВ) і сірки.

1.5.Структура виробництва палив на основі масел рослинного походження

На основі сукупності таких показників, як: транспортні витрати, технологія переробки, сировинні джерела, виявляється рентабельність виробництва біопалива [38].

Доцільність виробництва біопалива обумовлена собівартістю РМ. Вона залежить як від врожайності ріпаку, так і від комплексності його використання [1, 11, 31, 38]. Визначальним стає вибір областей вирощування олійних культур, що визначає їх врожайність, а також технологія вирощування ріпаку [1, 11].

Собівартість виробництва РМ на сільгосппідприємстві коливається в широких межах (від 20 до 40 руб / кг) і залежить від типу сільгосппідприємства. При вирощуванні ріпаку для виробництва білкового корму для великої рогатої худоби РМ є відходом виробництва, і його собівартість можна прийняти близькою нулю [38].

Способи виділення рослинних масел з сировини: пресування (віджимання) і екстрагування. Під час використання цих способів насіння олійних культур необхідно пропустити через етапи підготовки: очищення, сушіння, руйнування / обрушення шкірки насіння, відділення її від ядер. Після даних процедур відбувається подрібнення ядер насіння для отримання мяткі. Цю мятку перед віджиманням прогрівають при 100 ... 110 ° С в жаровнях при перемішуванні, зволоженні. Потім її обжимають в шнекових пресах, причому прес високоолійного сировини здійснюється 2 рази: в форпрес і після завершення етапу повторного прожарювання, здійснюваного на пресах остаточного віджиму. Розглянемо процес отримання РМ на маслозаводі (рис. 1.17). На маслозаводі з насіння ріпаку виробляється товарне фільтроване РМ, придатне для подальшого виробництва палива на його основі. Процес переробки олійного насіння ріпаку включає наступні технологічні етапи: очищення олійного насіння, розмелювання насіння і отримання мяткі,

пресування мяткі для виділення масла, очищення масла від фузи, фільтрація масла, розлив масла в транспортну тару.

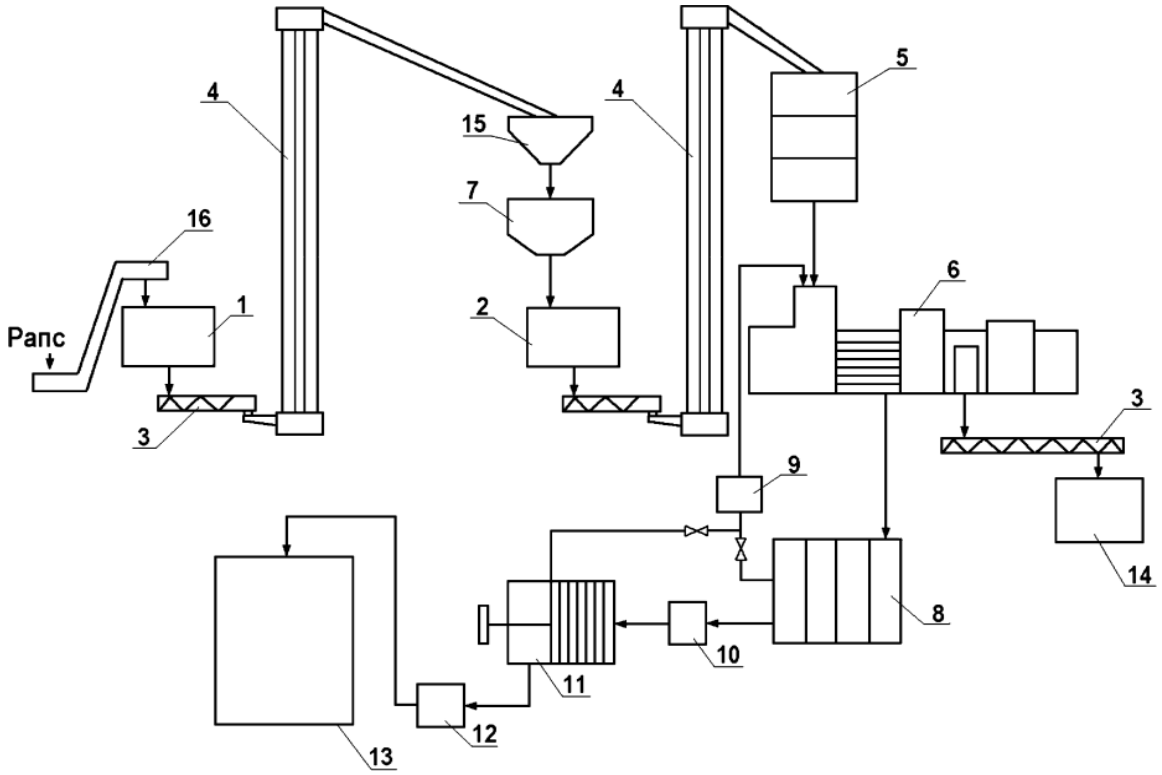


Рисунок 1.17 - Схема обладнання маслозаводу по виробництву РМ: 1 - сепаратор; 2 - вальці; 3 - шнек; 4 - нория; 5 - жаровня; 6 - олійний; 7 - накопичувальний бункер; 8 - фузоловушка; 9 - насос для фузи; 10 - насос для фільтрувального преса; 11 - фільтропресі; 12 - насос для олії; 13 - ємність для товарного масла; 14 - ємність для товарного макухи; 15 - ваги; 16 - транспортер «гусяча шия» Існують технології по отриманню такого палива на олійноекстракційних заводах. Її суть полягає в поділі процесу виділення масла на 2 етапи: пресування - для харчових цілей, а масло, що залишилося після завершення пресування в макусі - для отримання палива у вигляді суміші ДП з рослинним маслом (біопаливо).

В основі технології отримання палива на основі масел рослинного походження в розвинених країнах використовується переетерифікація триацилгліцеридів рослинного масла метанолом за участю каталізаторів. В даному випадку тривалість реакції може досягти 45 ч., А в разі застосування основного каталізатора (лугу) - 1 ... 8 ч (в залежності від температури і тиску). Однак після реакції необхідно видалити каталізатор і продукти омилення [31, 38, 58]. Область застосування методу лужного каталізу: переетерифікація жирних кислот рослинних олій, суть якої полягає в хімічній реакції масел,

жирів, луги (каталізатор) із спиртами. Компоненти реакції: метилові ефіри, гліцерин. На рис. 1.18 відображена схема технологічного обладнання при використанні одного реактора з метою отримання реакції переетерифікації жирних кислот РМ.

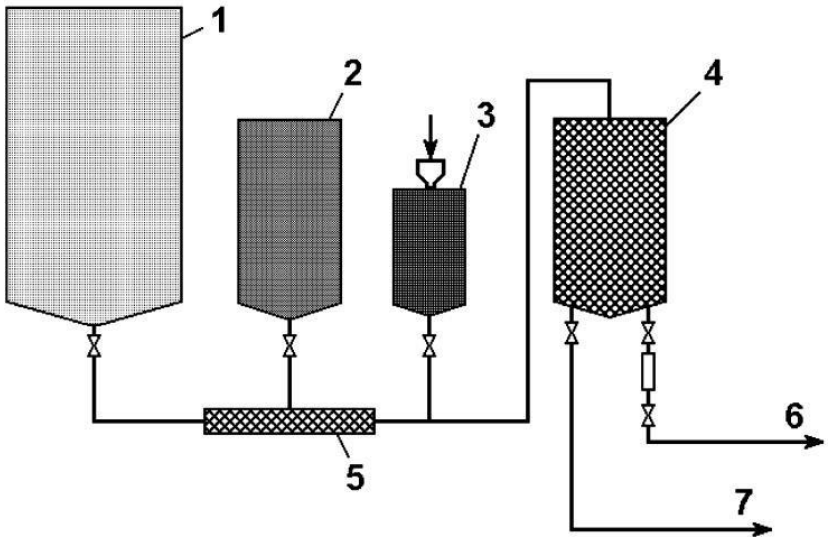


Рисунок 1.18 - Схема технологічного обладнання для реакції переетерифікації жирних кислот РМ: 1 - РМ; 2 -метанол; 3 - їдкий калій; 4 - реактор; 5 -змішувачів; 6 - трубопровід, призначений для відводу гліцерину; 7 - трубопровід, призначений для відводу МЕРО

Метод полягає в процесі переетерифікації ріпакової олії метанолом в критичних умовах. Гідність даного способу полягає в тому, що СЖК моментально етерифікування критичним метанолом.

Відомо, що при традиційному методі лужного каталізу на вихід МЕРО і ефективність здійснення реакції переетерифікації сильно впливає присутність води і СЖК [38].

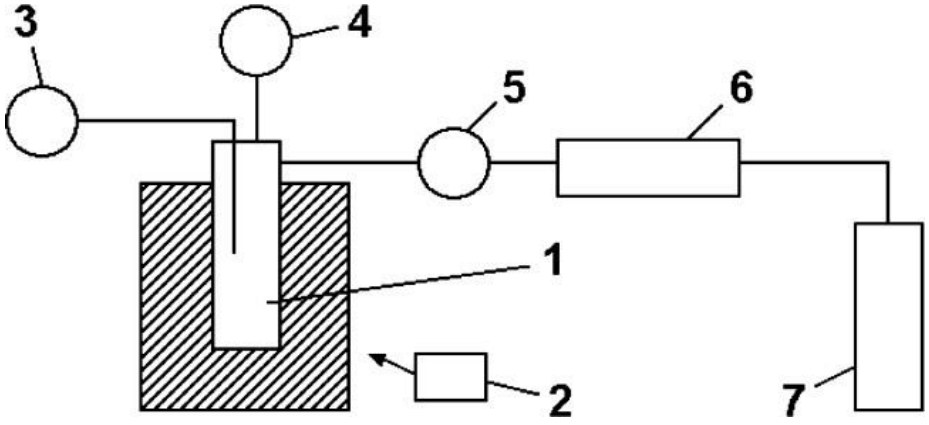


Рисунок 1.24 - Схема сверхкритичної переетерифікації жирних кислот рослинних олій метанолом: 1 - автоклав; 2 - піч; 3 - температурний датчик; 4 - контролер тиску; 5 - вихідний вентиль продукту; 6 - конденсатор; 7 - збірник

На основі проведених експериментів можна зробити наступний висновок: якщо в реакції переетерифікації в середовищі надкритичних спиртів каталізатори не використовуються, то швидкість і успішність таких реакцій значно відрізняється. При цьому також можна відзначити, що підсумкова реакція ніяк не залежить від якості використовуваної сировини і кількості води.

Жири повністю перетворюються при переетерифікації ПМ в сверхкритическом метанолі і етанолі з тиском 20 МПа і під дією температури 200 ... 400 ° С [31, 38].

Зменшити до 4 хв тривалість реакції, знизити собівартість продукції, її експлуатацію і установку можна, якщо не використовувати стадії очищення і відмивання водою. Ці стадії є обов'язковими для каталітичного методу.

1.6.Вплив фізичних властивостей рослинних масел і їх ефірів на робочий процес ДВЗ

В якості моторного палива підійдуть рослинні масла, тому що вони є горючими. [1, 9]. Відмінність рослинних масел і біопалива від нафтових ДП -

важкий фракційний склад [31]. Рослинні масла заборонено використовувати в бензиновому двигуні через високу їх щільності, низької випаровуваності, в'язкості. Але при цьому вони ідеально підійдуть для дизельного двигуна [38]. Низька температура згоряння в дизельному двигуні обумовлена наявністю кисню в їх складі, що свідчить про їх екологічності. Вуглець повністю окислюється за мінімальний проміжок часу через наявність в карбоксильної групі молекули вуглеводню кисню. Кисень в карбоксильної групі менш ефективний в цьому відношенні, ніж кисень в молекулі ефірів [31, 62]. Ще одна особливість дизелів на рослинних оліях: низька димність ОГ, наявність продуктів неповного згоряння в них. Ще одна причина корозії: наявність металів і хлору. Максимальна концентрація хлору - 10 мг / кг, лужних металів - 5 мг / кг. Вміст фосфору в біопаливах обмежують значенням 10 мг / кг. Фосфор призводить до старіння біопалив, виділенню слизу, води. Тому засмічуються фільтри, канали. Фосфор губить каталітичні нейтралізатори.

У біопаливах окислення і старіння відбуваються значно швидше, ніж в ДП. Один механізм - окислення, інший - полімеризація. Обидві реакції - ланцюгові, посилюються при дії теплоти або світла, під дією металів як каталізаторів.

Через існування відмінностей біопалива від ДП спотворюється робочий процес дизельних двигунів: смесеобразование, топлівоподача, які залежать від в'язкості, щільності, стисливості, поверхневого натягу. Через високу в'язкості рослинних масел процес їх прокачування по магістралях системи подачі палива, подачі рослинних масел в камеру згоряння дизеля стає більш трудомістким [38].

Висока в'язкість є причиною зниження тиску впорскування, погіршення дрібноту розпилювання, зміни геометрії паливної струменя. Внаслідок затягується і погіршується повнота згоряння, закоксовуються розпилювач, кільця. Крім цього, при роботі збільшується затримка займання. Знижується надійність запуску дизеля [58]. Збільшення годинної витрати, циклової подачі

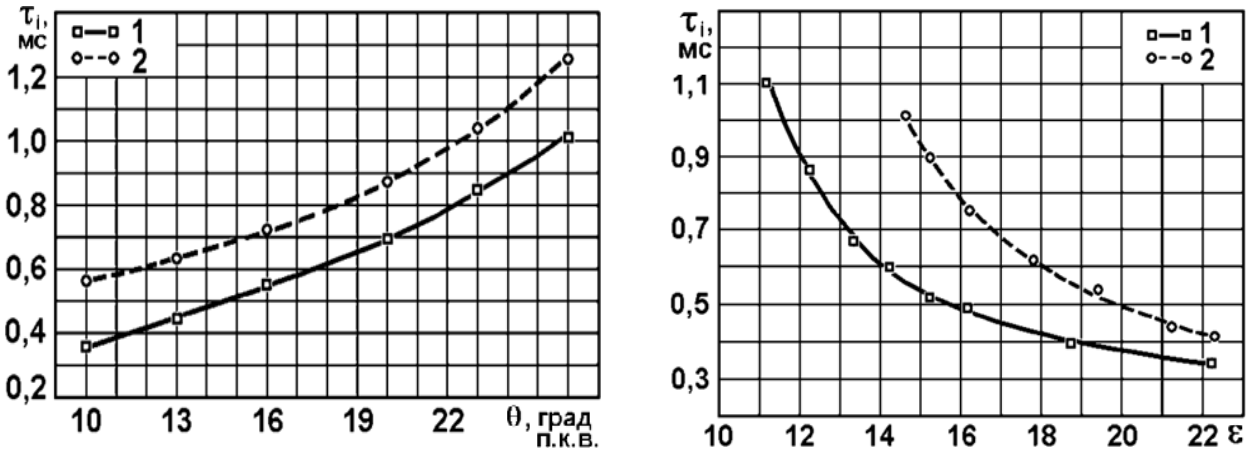
супроводжується високою щільністю РМ. Довжина струменя розпорошується палива залежить від щільності біопалива і рослинних масел. Зменшення кута розкриття паливного факела, погіршення дрібноту розпилювання є наслідком високої в'язкості, збільшеного коефіцієнта поверхневого натягу. Використовуючи ефіри замість рослинних масел, можна домогтися зменшення в'язкості палива. Стисливість рослинних масел схожа зі сжимаемостью нафтових ДП і палив на основі ефірів рослинних олій [11, 58].

Коефіцієнт поверхневого натягу відбивається на характеристиках розпилювання [31].

Зміни характеристик розпилювання, згоряння, сумішоутворення і впорскування відбуваються під дією фізичних властивостей рослинних масел і відображаються на процесі подачі палива.

Через його підвищеної щільності збільшується частка плівкового сумішоутворення (79% МЕРО потрапляє на стінки КС, у ДП - 59% [31]) і дальність розпилення струменів, яка також залежить і від його самовоспламеняемости. На рис. 1.25 відображена залежність рівня стиснення і кута випередження впорскування палива від тимчасової затримки процесу займання РМ і ДП (в експерименті брала участь установка ІДП - 69), під час якої струменя досягають стінки КС. Паливо, яке опинилося на стінках КС, що не згорає. Зменшується частка об'ємного сумішоутворення, рухливість поршневих кілець, моторне масло - забруднюється.

Через високу в'язкості рослинних масел, підвищеного їх коефіцієнта поверхневого натягу кут розкриття паливного факела (в дизелі з полуразделенной КС під час його функціонування на МЕРО кут на 10% становітсяменьше [38]) - зменшується, середнійдіаметркапель- збільшується, обмеженість розпилювання - погіршується.



аб

Рисунок 1.18 - Залежність періоду затримки займання палив від УОВ палива (а) і ступеня стиснення (б): 1 ДП; 2 РМ [19]

Від поверхневого натягу залежить однорідність розпилювання. У рослинних масел - підвищений поверхневий натяг з неоднорідним розпилюванням. Момент початку впорскування зміщується в бік збільшення кута випередження палива, що впорскується.

Кисень, що міститься в молекулах РМ і МЕРО, бере участь в процесах дизеля. Завдання окислювача: інтенсифікація процесу згоряння, забезпечення підвищеної температури в циліндрі дизеля, що є причиною збільшення індикаторного й ефективного ККД, оксиду азоту NOX в ОГ. Через вміст в молекулах МЕРО атомів вуглецю (близько 77%) зменшується нижча теплота згоряння на 13 ... 15% і з'являється потреба збільшення часового і питомої ефективної витрати палива.

Для цього були проаналізовані деякі російські двигуни, що працюють на сумішевих паливі: сумішах РМ і ДП, отримані дані занесені в таблицю 1.7 [11, 31, 38, 58].

Таблиця 1.7 - Основні характеристики досліджених дизелів різних марок

характер Істік	моделі дизелів				
	МД-6	ВСН-7Д	Д-120	Д-243	Д-245
застосовувана сть	Мото-помпа	електро-агрегат	Т-25, Т-16М	МТЗ-80/82	МТЗ-100, ЗіЛ 5301
потужність, кВт	4	6	22	55	75
Частота обертів, хв-1	3000	3000	1800	2200	2400
охолодження	повітря	повітря	повітря	рідина	рідина
наддув	немає	немає	немає	немає	є
розмірність (D / S)	80/75	82/75	105/110	100/125	110/125
ПНВТ	стовпчик вий	стовпчик вий	распреде лительного	рядний	рядний
розпилювач	4 · 0,25	4 · 0,29	3 · 0,35	4 · 0,34	5 · 0,32

На основі аналізу видно, що в першу чергу складу палива на основі рослинних масел визначає наступні показники процесу подачі палива: тиск впорскування рвпр, тривалість φвпр, об'ємну подачу палива Qц, УОВ Δθ (рiс.1.26). Всі зазначені вище показники відображаються на ефективних і індикаторних характеристиках дизеля (ефективна потужність Ne, ККД ηе, питома ефективна витрата палива ge), показники токсичності його ОГ (рiс.1.27) [38].

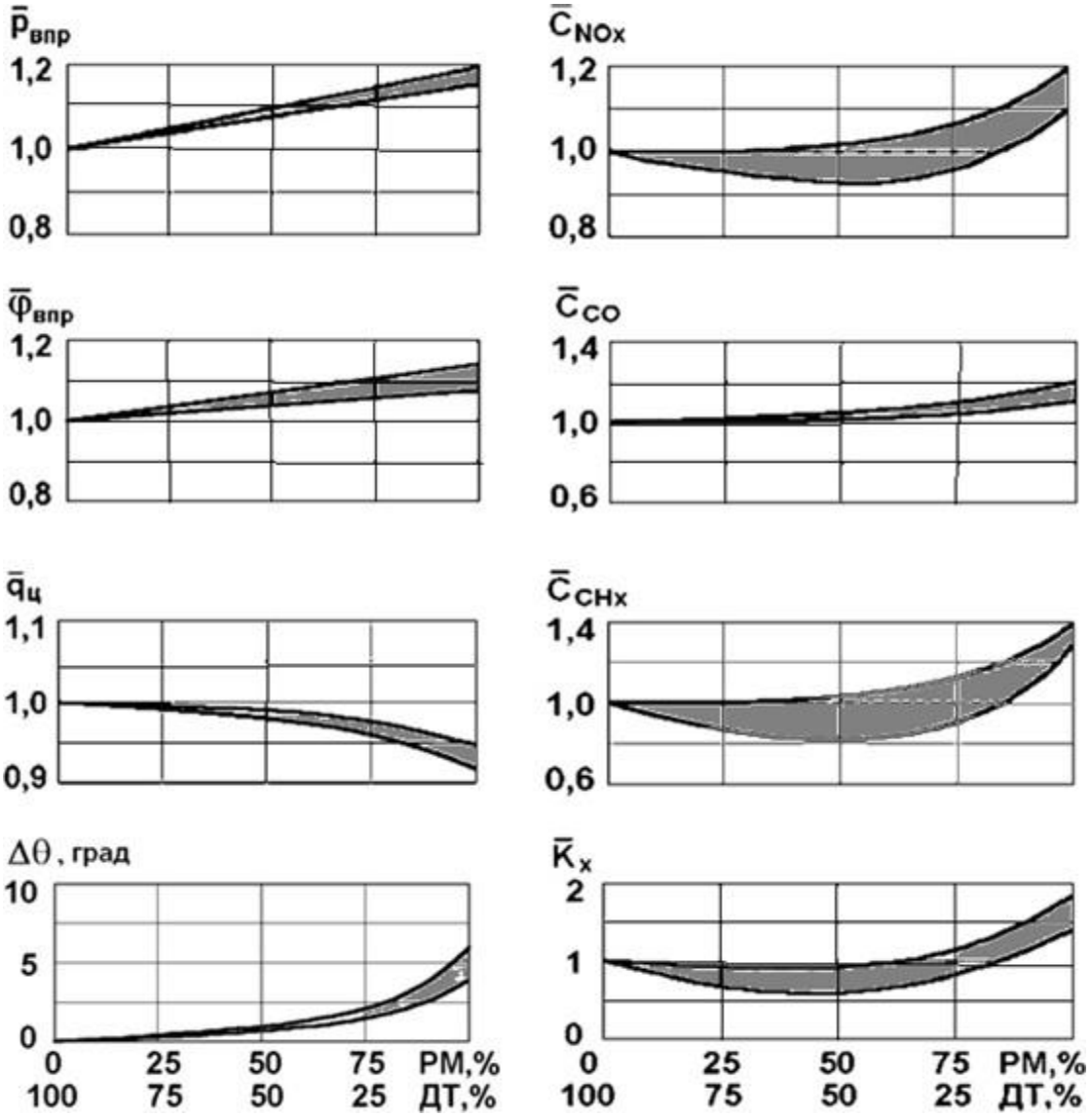


Рисунок 1.27 - Взаємозв'язок показників процесу подачі палива і токсичності ОГ дизелів з різним складом сумішевого палива [31]

Екологічні показники значно відрізняються в кращу сторону в роботі дизелів на біопаливі (сумішах РМ, ДП, МЕРО) [11, 31, 38, 58]. Димність ОГ зменшується на 23%, емісія монооксиду вуглеводнів і вуглецю відповідно на 1,9; 7,2 і на 20%, якщо використовувалася суміш МЕРО і ДП [31].

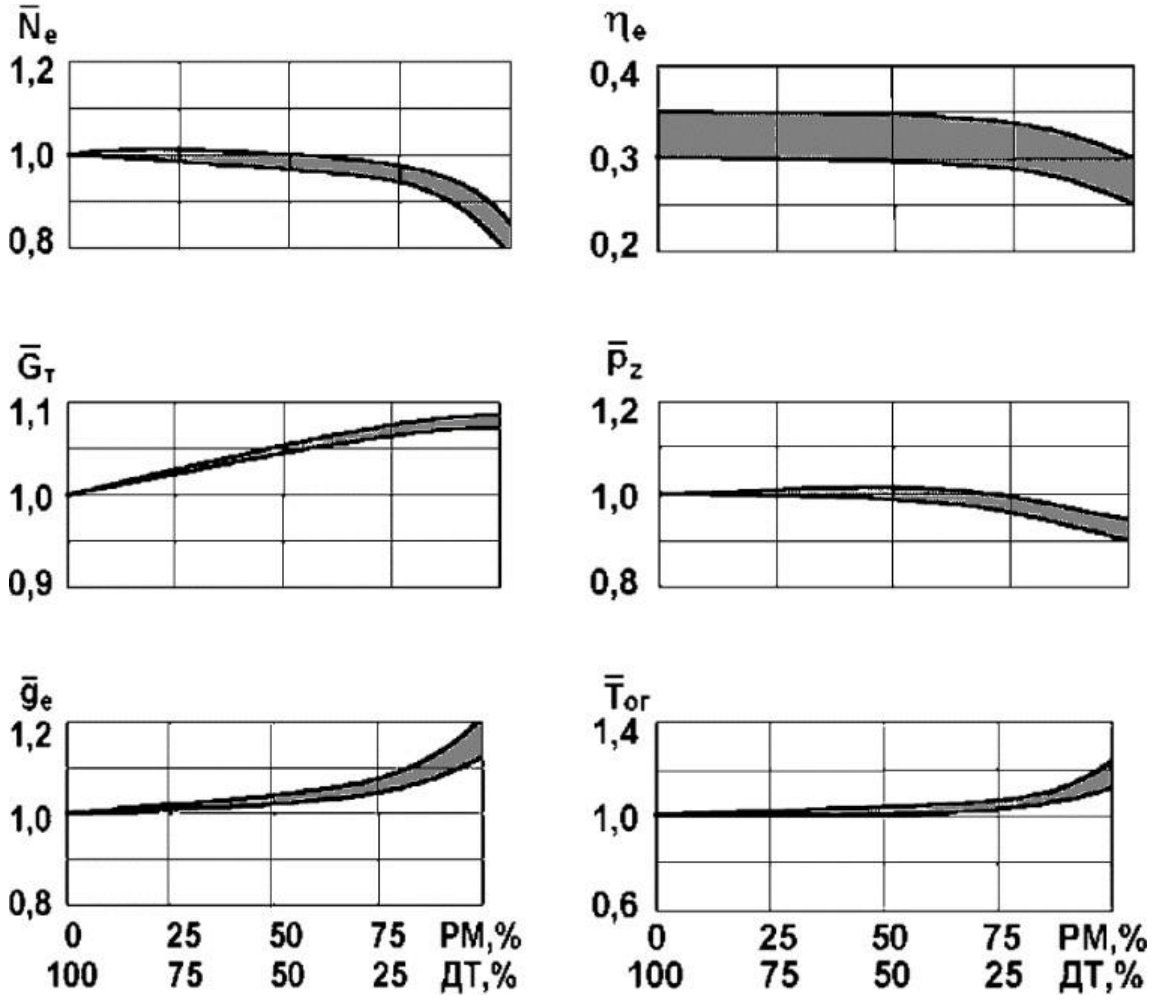


Рисунок 1.28 - Залежність показників дизелів від змісту РМ в сумішевих паливі [31]

Однак необхідно враховувати, що використання цих сумішевих палив негативно позначається на пускових якостях дизеля [58].

Результати проведених фірмою Caterpillar досліджень по адаптації передкамерних двигунів до роботи на рослинних маслах наведені в [11, 38]. Дослідження проводили на дизелі типу 3306 PC-T з наддувом. Даний дизель, потужність якого становить Ne = 186 кВт при n = 2200 хв-1, виготовлений з діаметром циліндра D = 121 мм, передкамерним смесеобразованием і ходом поршня S = 152 мм. Таблиця 1.8 містить отримані результати випробувань двигуна з досвідченим і серійним поршнями на соєвому маслі (СМ) і ДП.

Таблиця 1.8 - Результати випробувань дизеля типу 3306РС-Т на СМ і ДП [11]

Характеристики	Вид палив і конструкція поршня		
	ДП, серійний поршень	ДП, досвідчений поршень	СМ, досвідчений поршень
Режим максимальної потужності (n = 2200 хв-1, ре = 0,966 МПа)			
Уд. витрата палива, , кДж / (кВт · год)	10440	10410	10410
Максимальний тиск згоряння, $p_{z\ МПа}$	10,4	10,4	10,4
димність ОГ	0,9	1,2	0,7
тривалість впорскування	-	29	32
Режим максимального крутного моменту (n = 1400 хв-1, ре = 1,1 МПа)			
Уд. витрата палива, приведений до теплоті згоряння, кДж / (кВт · год)	10440	10100	10250
Максимальний тиск циклу, pz МПа	9,9	8,6	9,2
димність ОГ	2,4	2,5	2,7
тривалість впорскування	-	24	29

Для інтенсифікації займання робочої суміші в передкамері встановлена свічка запалювання, а поршень виконаний з високотемпературної вставкою.

На основі результатів випробувань виходить, що питома витрата палива, приведений до теплоті згоряння (аналог ККД двигуна), і максимальний тиск згоряння pz в режимах з номінальною частотою обертання колінчастого вала при роботі на ДП і СМ практично однакові. Причому, при роботі на СМ димність Кх знижується на 40%, а тривалість впорскування збільшується на 10%. У режимах зі зниженою частотою обертання переклад дизеля з ДП на СМ супроводжується збільшенням тривалості впорскування на 20% при

невеликому збільшенні димності ВГ [11, 38].

При перекладі дизеля 1Ч8,5 / 11 з серійної вихровий вставкою, яка не має каталітичного покриття, з ДП на суміш «50% ДП і 50% РМ» питома ефективна витрата палива (наведений по теплоті згоряння) ge (прив) збільшувався на 3%, але при цьому знижувалися викиди всіх шкідливих речовин.

Таблиця 1.9 - Результати випробувань дизеля 1Ч8,5 / 11 на суміші «50% ДП і 50% РМ» в зіставленні з результатами випробувань на ДП [38]

Комплектація дизеля	Зміна показників дизеля,%					
	ge, кг / (кВт год)	NOx, млн-1	CO, г / (кВт год)	CHx,	Kx, До	відкладення на КС
серійний КС	+3	-15	-10	-10	-35	значні
КС з каталітичним покриттям, додавання присадок	немає	немає	немає	немає	-60	немає

При роботі двигуна з вихровий вставкою, що має каталітичне покриття, з додаванням присадок в сумішне біодизельне паливо спостерігалося збереження показників, властивих роботі на ДП, при зменшенні на 60% димності ВГ. При цьому вуглецеві відкладення не були виявлені на поверхні вставки. В результаті проведених випробувань дизеля типу 1Ч8,5 / 11 на суміші «50% ДП і 50% РМ» була піДПверджена можливість позитивного впливу каталітичного покриття на поверхні КС і додавання каталітичних добавок в паливо на показники двигуна [38, 93].

Фірма Elsbett (Німеччина) розробила дизелі, що володіють полуразделенной КС з наявністю здатності працювати на рослинній олії [105]. Мета досліджень: зменшення обсягу втрачається теплоти, що відводиться в стінці КС, збільшення температури робочої суміші в КС. КС є сферичної, розташованої в поршні. Спеціально підбиралися клапани для обертального

руху в них повітря. На циркуляції в КС повітря і на розподілі різних його верств відповідно до температури грунтується принцип функціонування робочого процесу. При цьому вихровий рух повітря не перемішувати шари в КС. Паливо не може потрапити на стінки КС через акустичного зовнішнього шару, який виступає в якості теплового ізолятора. Це і є причиною того, що коксові відкладення на поверхні КС практично неможливі. Система харчування дизеля Elsbett - двохпаливна,

Німецька компанія Thuringer Motorenwerke Gmbh Nordhausen вибрала такі дизелі для роботи на рослинних оліях: 4P13,5AL і 6P13,5AL з потужністю до 200 кВт при n = 2200 хв-1. Діаметр циліндра цих двигунів D = 135 мм, в ньому немає турбонаддува зі сферичною КС в поршні. В ході досліджень було виявлено Н-процес, при якому РМ використовується як паливо для двигунів, що використовують безпосереднє впорскування [19, 94].

Дизель на РМ проходив дослідження за показниками паливної економічності. Результати: його економічність краще, ніж у дизеля на ДП, ефективний ККД дизеля - 40%. Спостерігається перевищення викидів оксиду азоту NOx на 7%, а димність - нижче, якщо порівнювати з дизелем на ДП (0,8 і 1,5 одиниць за шкалою Bosch) [94].

Концерн Volkswagen провів свої дослідження серійного автомобільного дизеля на МЕРО [29]: зниження викидів монооксиду вуглецю (3,57 г / тест), вуглеводнів (0,37 г / тест), збільшення оксидів азоту до 3,01 г / тест. Димність ОГ зменшилася на 2 одиниці за шкалою Bosch у всьому діапазоні швидкісних режимів роботи дизеля, в режимах з частковим навантаженням - на 0,5 ... 1 одиницю, якщо порівнювати з роботою на ДП. Емісія поліциклічних ароматичних вуглеводнів зменшується практично в 2 рази. Збільшився витрата МЕРО (на 12%) і емісія альдегідів. Але при цьому, якщо оцінювати сумарно, то дизель на МЕРО володіє більш низькою сумарною токсичністю ОГ.

Дослідження фірми Porsche полягали у виявленні можливості використовувати МЕРО в якості альтернативного палива для дизелів [84].

Результати досліджень: збільшення викидів з ОГ CO2, CHx, зменшення NOx, зниження емісії твердих частинок, ПАУ, майже повна відсутність викидів сполук сірки. Відзначено відсутність проблем з підвищеним зношуванням деталей двигуна і підвищених відкладень вуглецевих з'єднань на деталях КС [84].

Можлива поява неочікуваних труднощів. Серед очікуваних труднощів наступні:

- створення агрегатів ПНВТ і ЕГФ, що допускають функціонування і мінімізують небажані деформації під дією високих тисків (відсутність заклинювання рухомих деталей, нерозкриття стиків, припустиме збільшення зазорів в прецизійних сполученнях, допустимі зміни ходів клапанів і ін.);
- створення працездатних приводів плунжеров ПНВТ (підшипники, кулачкові або ексцентрикові приводи з допустимими контактними навантаженнями, мінімізація бічних сил і ін.);
- забезпечення працездатності автоматичних клапанів ПНВТ;
- проектування гідравлічно розвантажених керуючих клапанів;

Наявність здатності змішуватися в різних пропорціях з органічними розчинниками (бензин, ДП) - особливість рослинних масел. Наступна особливість полягає в освіті стабільних сумішей завдяки гарній сумісності рослинних масел один з одним, в результаті чого, змішуючи компоненти в необхідних пропорціях, можна отримувати моторні палива з необхідними фізико-хімічними властивостями. Собівартість масла - найважливіший фактор, що відображає доцільність виробництва біопалив.

На підставі аналізу літературних джерел і результатів досліджень, сформульовані мета роботи і її основні характеристики, наведені у вступі.

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ ВПЛИВУ СКЛАДУ ПАЛИВА НА РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ

2.1 Методика дослідження впливу складу сумішевого біопалива на робочий процес паливної системи акумуляторного типу

Використовуючи високий тиск впорскування до 300 МПа, аналіз хвильових ефектів при багаторазовому уприскуванні, облік ефективності електрогідравлічною форсунки (ЕГФ) і енергетичних витрат на привід ПНВТ, оцінюється вплив складу сумішевого палива по тиску в акумуляторі (Рак), тривалості керуючого імпульсу () і багаторазового впорскування на робочий процес акумуляторної паливної системи (АПС).

Вибір зазначених чинників пов'язаний з наступними особливостями робочого процесу АПС, зазначеними раніше.

Підвищення тиску в акумуляторі Рак сприяє зниженню кута струменя [6, 7, 42], включаючи прикордонний шар струменя, що містить суміш повітря і крапель палива, з 22 ... 27 ° при 50 МПа до 17 ... 18 ° при 250 МПа. При збільшенні тиску впорскування рвпр зростає кут конуса ядра струменя з 3 ... 6 ° до 9 ... 10 °, яка складається з розпадаються на краплі мікрооб'ємів палива. Посилення хвильового процесу, його вплив на подачу палива залежить від збільшення існуючого в акумуляторі тиску. При здійсненні кількох упорскувань амплітуда попереднього етапу характеристики впорскування змінюється в залежності від тривалості процесу попереднього імпульсу, а також амплітуда між попереднім і основним етапом може коливатися в залежності від характеристики впорскування. Формуючи керуючі імпульси струму, можна отримати ступінчасту характеристику впорскування. Ефективність ЕГФ можна оцінити шляхом обліку енергетичних витрат паливної апаратури, в тому числі на привід ПНВТ, що впливає на економічні показники двигуна [6, 90].

Для реалізації досліджень за цими напрямками був проведений ряд

експериментів зі сумішеві біопаливом за визначенням:

- масових витратних характеристик ЕГФ CRI 2.2 (ЕГФ №1) і CRI 2.6 (ЕГФ

№2) при тисках в паливному акумуляторі до 300 МПа;

- хвильових ефектів, що виникають на вході в ЕГФ при багаторазових впорскування з тиском в паливному акумуляторі до 300 МПа;

- гідравлічних характеристик розпилювачів ЕГФ CRI 2.2 (ЕГФ №1) і CRI 2.6 (ЕГФ №2).

2.2 Експериментальна установка

Випробування паливних систем акумуляторного типу, що мають електронне управління подачею палива, де тиск впорскування становить до 300 МПа, безпосередньої дії проводилися на установці, представленої на рис. 2.1.

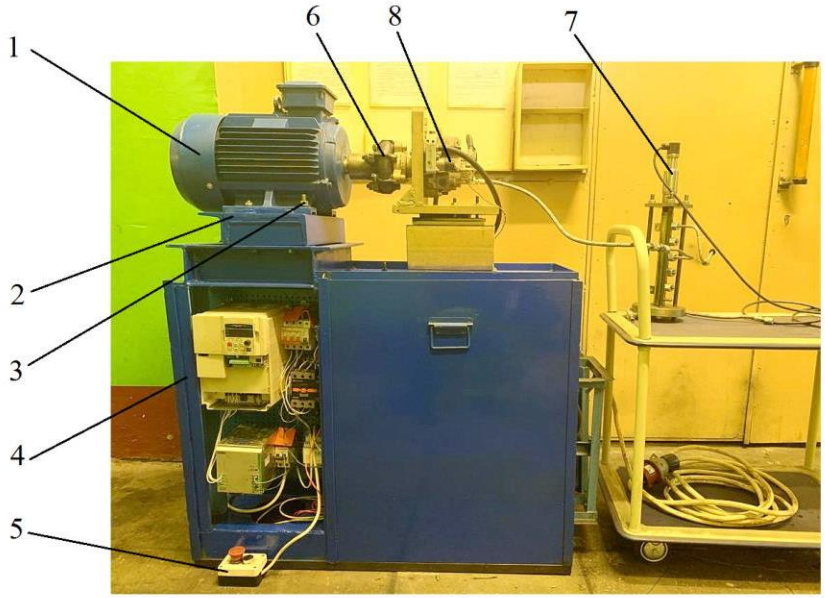


Рисунок 2.1 - Експериментальна установка для випробувань паливних систем: 1 - електродвигун; 2 - опора електродвигуна; 3 - кріплення електродвигуна; 4 - рама; 5 - кнопка аварійної зупинки; 6 - муфта; 7 - паливний акумулятор; 8 - ПНВТ

Склад установки - безмоторний стенд, що володіє інструментальними

засобами випробувань топливоподаючої апаратури акумуляторного типу з електронним управлінням:

- при наявності інверторного частотного перетворювача (регулювання частоти обертання електродвигуна) в асинхронному електродвигуні, що складається з 3-х фаз, потужність якого становить 11 кВт (n = +1445 хв-1);
- при підкачування фільтром тонкого очищення палива, клапаном обмеження тиску;
- при ПНВТ, що володіє в каркасі паливним акумулятором з метою посилення різьбових з'єднань (рис. 2.2);
- датчика високого тиску, датчика частоти обертання валу ПНВТ.

Безмоторний стенд містить лінію високого тиску (рис. 2.2) топливоподающей апаратури для випробувань паливних систем. Для дослідження особливостей робочого процесу АПС при підвищених (до 300 ... 400 МПа) тиску палива серійний акумулятор дообладнуваний каркасом з шпильок і пластин (рис. 2.2).

Технічні характеристики ПНВТ:

- тип радіально-плунжерний, з ексцентриковим приводом, штовхачами плунжеров, циліндричної нажімной втулкою;
- кількість нагнітальних секцій - 3 шт .;
- хід плунжера - 0,7 см;
- діаметр плунжера - 0,7 см;
- номінальна частота обертання валу ПНВТ - 2400 хв-1;
- геометрична подача палива за один оборот - 808 мм 3;
- продуктивність при частоті обертання валу ПНВТ 2400 хв- 1 - 1,63 л / хв;
- тип наповнювального клапана - грибковий;
- тип нагнітального клапана - кульковий;
- спосіб мастила - маслом, централізований;
- максимальна пускова частота обертання валу ПНВТ - 200 хв-1;

- номінальний робочий тиск нагнітання в акумулятор палива - понад 300 МПа;
- продуктивність і рівень тиску в акумуляторі контролюється електронно-керованим дроселюванням на всмоктуванні;
- тиск палива на вході в ПНВТ - 0,5 МПа; протитиск в зливний магістралі: 0,005 МПа.

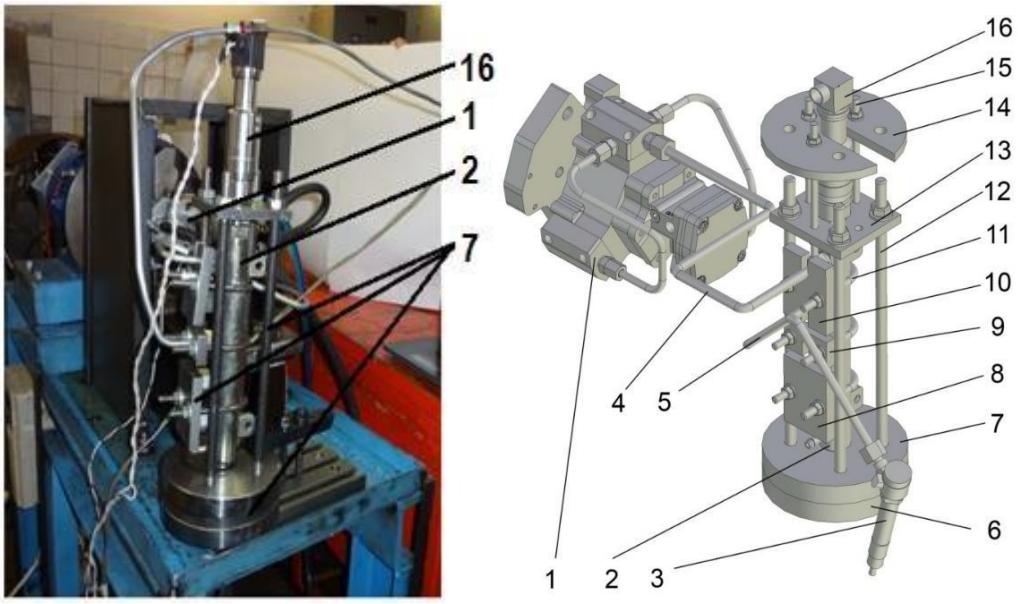


Рисунок 2.2 - Лінія високого тиску дослідницької установки для випробувань паливних систем:
1 - ПНВТ; 2 - паливний акумулятор; 3 - ЕГФ; 4, 5 - Трубопроводи; 6, 7 - підстава для кріплення; 8, 9, 10, 13 - притискні пластини; 11 - драбина; 12 - шпилька кріплення акумулятора; 14 - пластина кріплення датчика тиску; 15 - шпильки кріплення датчика тиску; 16 - датчик тиску [16]

Для вірної і точної роботи АПС потрібно експериментальна електронна система управління [16], що аналізує за спеціально розробленими для цього тест-планів стенди, призначені для випробування АПС. Ці тест-плани були розроблені для тих моделей паливної апаратури, які випускаються серійно. Сигнали даного тест-плану відрізняються від сигналів блоку управління на

двигуні.

Кулачковий вал ПНВТ через муфту пов'язаний з асинхронним електричним двигуном потужністю 11 кВт і n = 1500 хв-1.

Управління електричним двигуном здійснюється через векторний перетворювач частоти, який працює в двох режимах: управління вектором струму або відношенням напруги до частоти (U / f).

Управління паливною системою під час випробувань може здійснюватися в 3-х режимах:

- повного управління оператором з комп'ютера (режим 1);
- часткового управління оператором, коли момент подачі палива визначається датчиками кутовий синхронізації відповідно до заданого кутом випередження впорскування (режим 2);
- повністю автоматизованого управління по калібруванням, закладеним в пам'ять мікроконтролера (режим 3).

Реєстрація форми і числа керуючих сигналів здійснюється по зміні напруги управління Uф із застосуванням цифрового осцилографа АКИП-4116/2.

Для підкачування палива до ПНВТ стенд обладнаний електричним насосом, що живиться постійним струмом з напругою 12 В. Паливо, яке надходить на вхід в ПНВТ, проходить через фільтр тонкого очищення.

У таблиці 2.1 наведені визначаються параметри і використовувані засоби випробувань, контролю і вимірювань.

Таблиця 2.1 - Параметри, що визначаються при випробуваннях

оцінюваний параметр	вимірює пристрій
Частота обертів кулачкового валу ПНВТ nк	векторний перетворювач частоти Е2-8300
Напруга сигналу управління електромагнітом форсунки Uф	Блок живлення конструкції МАДИ
Сила струму сигналу управління електромагнітом форсунки $I_ф$	цифровий осцилограф АКІП-4116/2, з'єднаний з шунтувальним резистором
Атмосферний тиск B_0	Безпружинний барометр-анероїд БАММ
Температура повітря в приміщенні з випробувальним стендом tв	вимірювальний перетворювач температури і вологості НПП «Елемер» ИПТВ-056, з'єднаний з ізмерітелем-регулятором «Елемер» ІРТВ 5215
Вологість повітря в приміщенні з випробувальним стендом	вимірювальний перетворювач температури і вологості НПП «Елемер» ИПТВ-056, з'єднаний з ізмерітелем-регулятором температури і вологості НПП «Елемер» ІРТВ 5215
Маса мірної порції палива, що впорскується форсункою палива Мт	Лабораторні ваги виробництва ОКБ «ВЕСТА» ВМ153
температура палива tт	Термопара хромель-алюмеліевая виробництва НВП «Елемер», поєднана з технологічним вимірником-регулятором НПП «Елемер» ІРТ5323Н
динамічна в'язкість палива η∫	ротаційний віскозиметр Fungilab Expert [96]
щільність палива ρ∫	денсиметром

Діапазони величин і погрішності їх вимірювання приладами, зазначеними в таблиці 2.1, наведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 - Діапазони вимірювань параметрів і похибки вимірювань

оцінюваний параметр	Діапазон
Управління частотою обертання кулачкового валу ПНВТ nк	0 ... 2860 хв-1
Управління напругою сигналу управління електромагнітом форсунки Uф	0 ... 350 В
Сила струму сигналу управління електромагнітом форсунки Iф	0 ... 40 А
Атмосферний тиск В0	600 ... 800 мм рт. ст.
Температура повітря в приміщенні з випробувальним стендом tв	0 ... 100 оС
Вологість повітря в приміщенні з випробувальним стендом	5 ... 98%
Маса мірної порції палива, що впорскується форсункою палива Мт	0,02 ... 150 г

2.3 об'єкти дослідження

Мета підключення ЕГФ - вивчення рівня впливу конструкції ЕГФ на процес подачі сумішевого палива (рис. 2.2) до паливного акумулятора 2 на стенді, за допомогою метрового паливопроводу 5 з внутрішнім діаметром 2,2 мм. Схема ЕГФ відображена на рис. 2.3

Форсунка фірми Bosch CRI2.2 (ЕГФ № 1, рис. 2.3 а). Особливості: електромагнітний привід керуючого клапана, дросселирование жиклера верхнім торцем поршня під час підйому голки, мультиплікатор тиску - основні конструктивні особливості ЕГФ.

Форсунка фірми Bosch CRI2.6 (ЕГФ № 2, рис. 2.3 б). Характеристики: акумулятор, розташований в корпусі ЕГФ, відсутність бічного каналу для

підведення палива до розпилювача, наявність сили, що виникає в результаті тиску палива на закритий клапан.

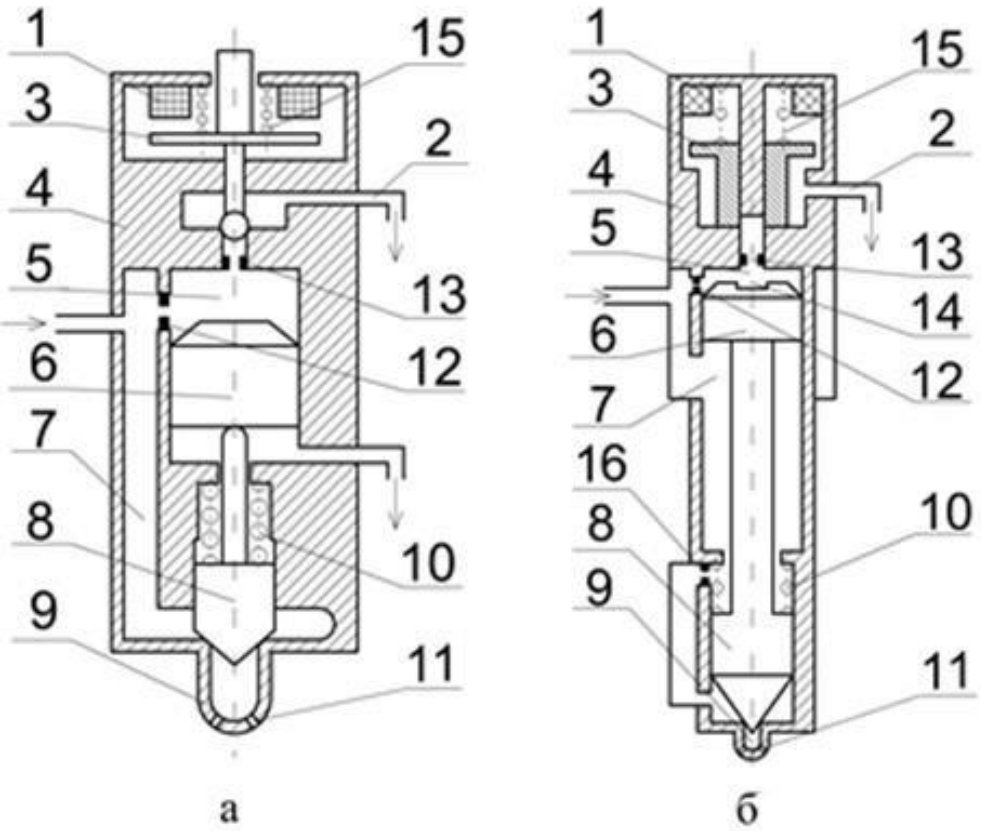


Рисунок 2.3 - Схеми ЕГФ, що беруть участь в дослідженнях: а - електрогідравлічна форсунка CRI 2.2 (ЕГФ №1), б - електрогідравлічна форсунка CRI 2.6 (ЕГФ №2): 1 - електромагніт; 2 - канал зливу; 3 - керуючий клапан; 4 - корпус; - керуюча камера; 6 - поршень мультиплікатора; 7 - внутрішній обсяг; 8 - голка розпилювача; 9 - обсяг перед розпилюють отворами; 10 - пружина голки; 11 - розпилюють отвори; 12 - наповнення з жиклер; 13 - випускний жиклер; 14 - канал; 15 - пружина керуючого клапана; 16 - жиклер на вході в обсяг розпилювача [16]

2.4 Аналіз масових витратних характеристик електрогідравлічних форсунок різних конструкцій при тиску впорскування до 300 МПа

При випробуванні АПС оцінюються її можливості щодо забезпечення:

- тиску впорскування до 300 МПа;
- управління характеристикою впорскування;
- управління кутом випередження і тиском впорскування;
- багаторазового впорскування.

Випробування проводяться при температурі навколишнього повітря tв від 10 до 40оС і атмосферному тиску В0 від 600 до 825 мм рт. ст. При виході із зазначених меж значення температури і тиску заносяться до протоколу випробувань.

Під час випробувань АПС працює на ДП марки Л по ГОСТ 305-2013.

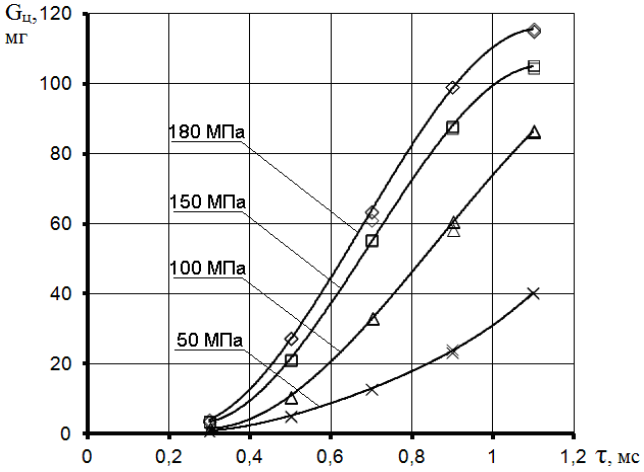
Під час випробувань ЕГФ АПС були встановлені навантажувальні їх характеристики - вплив тривалості керуючого імпульсу на ступінь залежності циклової подачі.

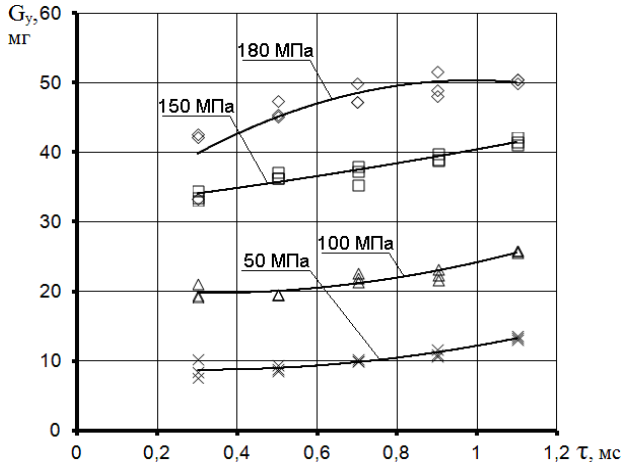
Пошук навантажувальних характеристик здійснюється при постійній частоті подачі керуючого імпульсу з допомогою послідовного збільшення тривалості керуючого імпульсу, не перевищуючи межі зміни величини циклової подачі від нульової до відповідної максимальної подачі.

Показники, зареєстровані на кожному режимі роботи паливної системи:

- напруга сигналу управління ЕМФ Uф;
- рівень струму сигналу управління ЕМФ Іф;
- частота обертання кулачкового валу ПНВТ nк;
- чисельність, форма керуючих сигналів;

Під час випробувань дрібні дефекти усуваються без зупинки роботи паливної системи. Якщо усунення дефектів вимагає її зупинки, то випробування перериваються, випробувальний паливний стенд зупиняється і дефекти усуваються. Графіки витратних характеристик масових циклових подач (Gц) і витрати палива на управління (Gy) ЕГФ №1, при тиску впорскування 50 ... 180 МПа ДП, РМ і їх сумішей в залежності від тривалості керуючого імпульсу τ, відображені на рис. 2.4 ... 2.7 [16].

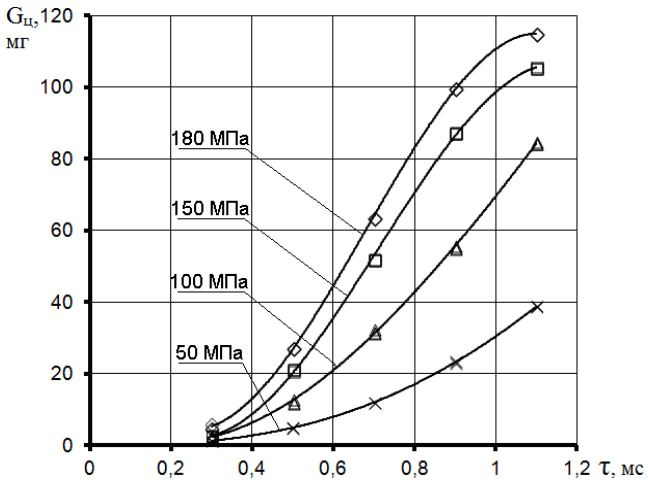


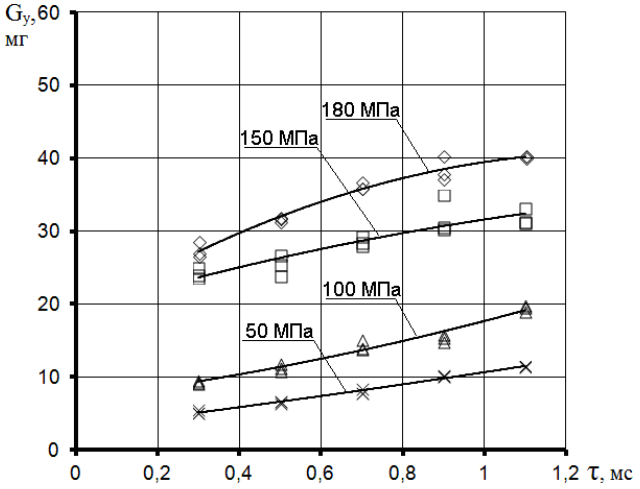


аб

Рисунок 2.4 - Масові витратні характеристики ЕГФ №1 при роботі на ДП при тисках в акумуляторі 50, 100, 150, 180 МПа:

а - циклова подача; б - витрата палива на управління

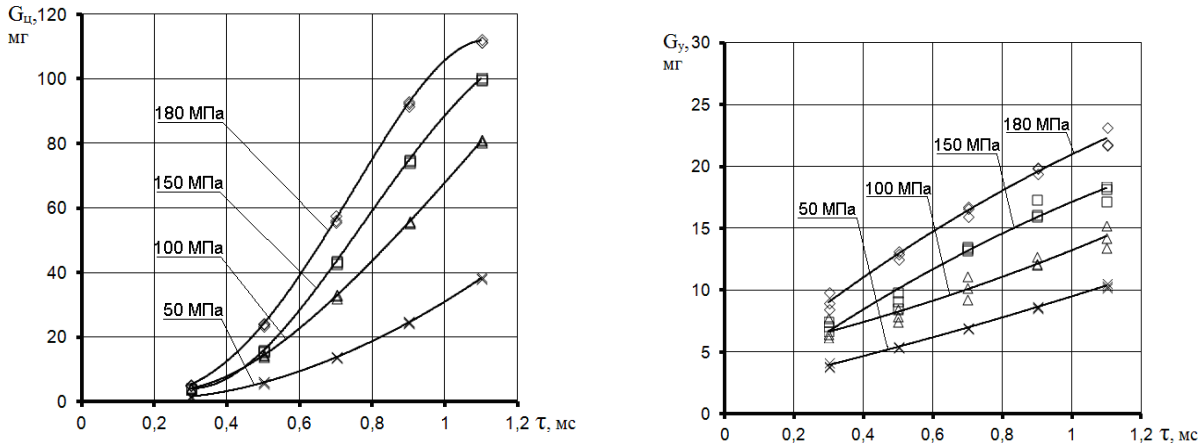




аб

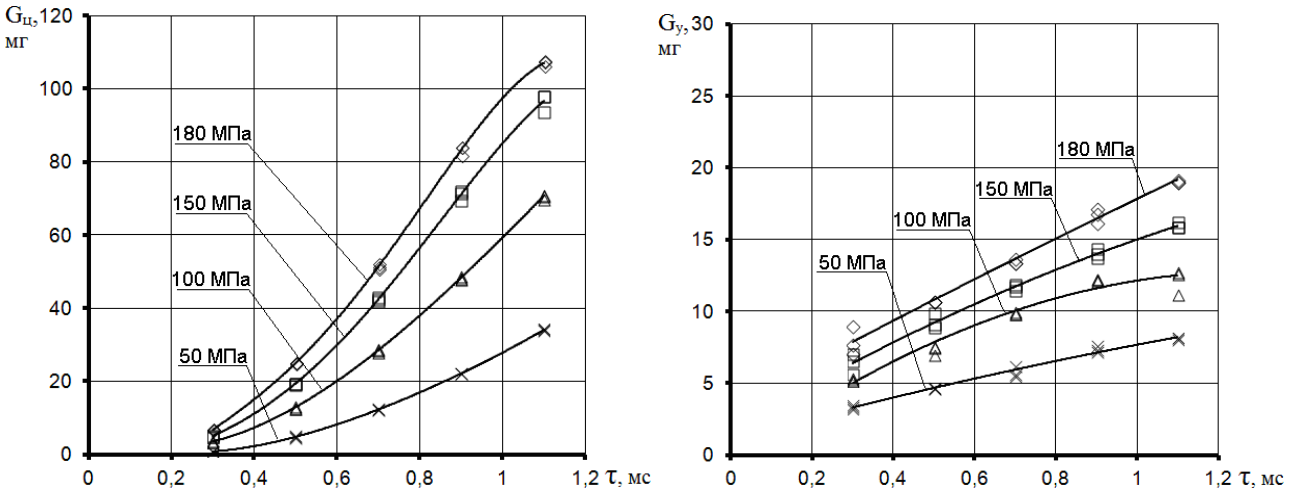
Рисунок 2.5 Масові витратні характеристики ЕГФ №1 при роботі на суміші «80% ДП + 20% РМ» при тисках в акумуляторі 50, 100, 150, 180 МПа:

а - циклова подача; б - витрата палива на управління



аб

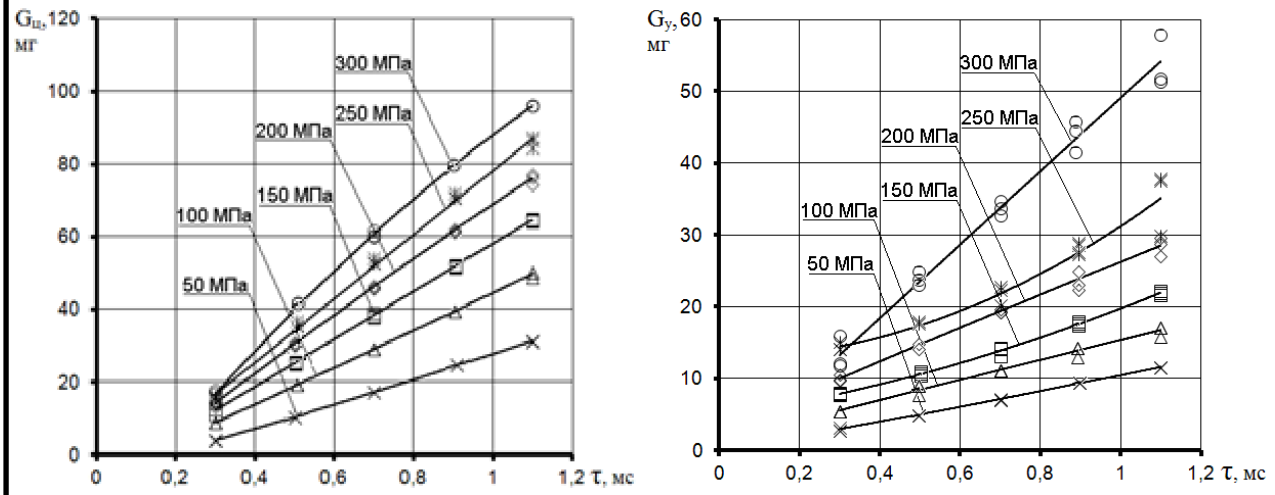
Рисунок 2.6 - Масові витратні характеристики ЕГФ №1 при роботі на суміші «20% ДП +80% РМ» при тисках в акумуляторі 50, 100, 150, 180 МПа:
а - циклова подача; б - витрата палива на управління



аб

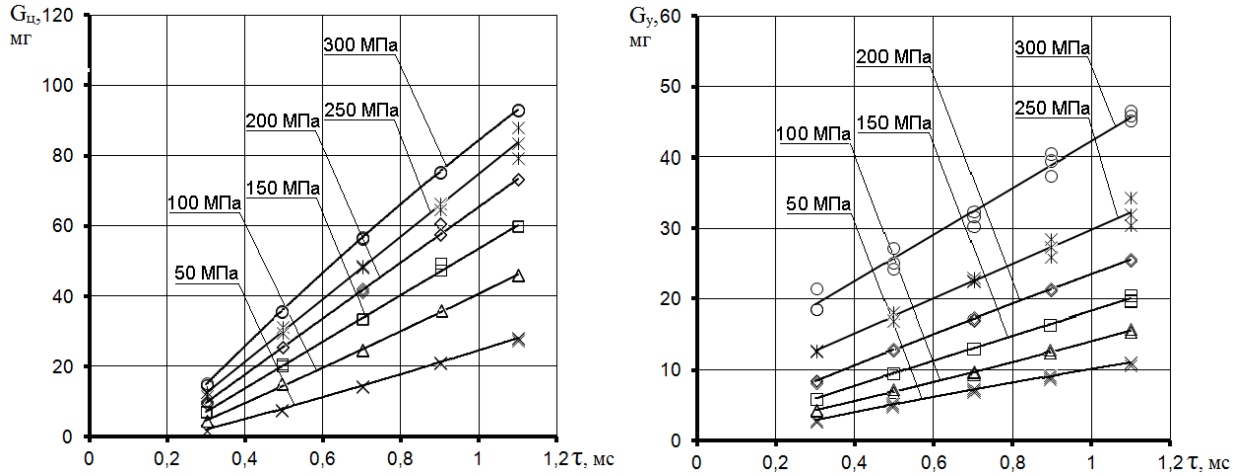
Рисунок 2.7 - Масові витратні характеристики ЕГФ №1 при роботі на РМ при тисках в акумуляторі 50, 100, 150, 180 МПа:
а - циклова подача; б - витрата палива на управління

Графіки витратних характеристик масових циклових подач (Gц) і витрати палива на управління (Gy) ЕГФ №2, при тиску впорскування 50 ... 300 МПа ДП, ПМ і їх сумішей в залежності від керуючого імпульсу τ, відображені на рис. 2.8 ... 2.10 [16] .



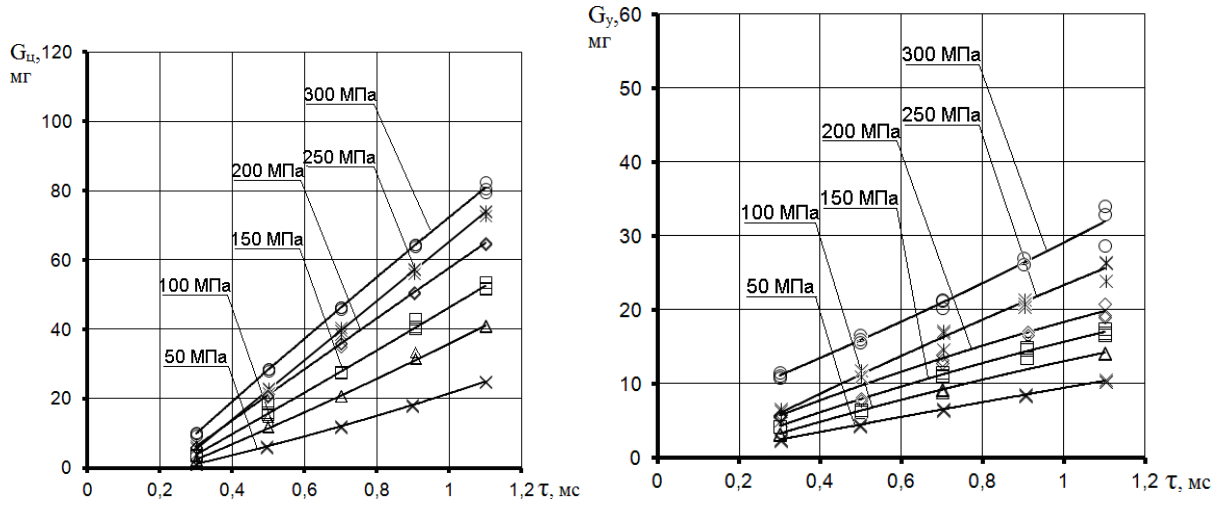
аб

Рисунок 2.8 - Масові витратні характеристики ЕГФ №2 при роботі на ДП при тисках в акумуляторі 50, 100, 150, 200, 250, 300 МПа: а - циклова подача; б - витрата палива на управління



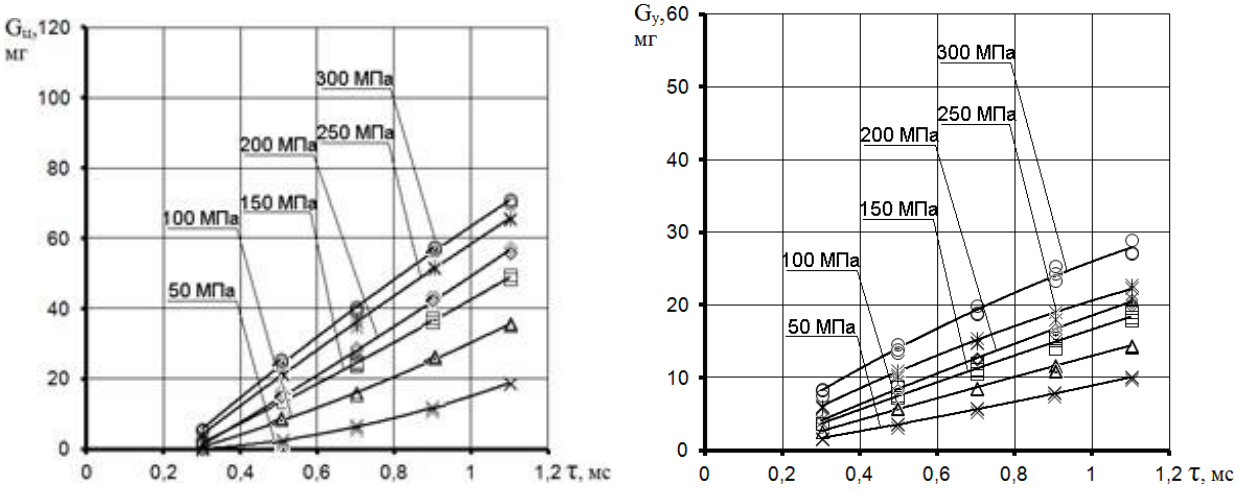
аб

Рисунок 2.9 - Масові витратні характеристики ЕГФ №2 при роботі на суміші «80% ДП +20% ПМ» при тисках в акумуляторі 50, 100, 150, 200, 250, 300 МПа: а - циклова подача; б - витрата палива на управління



аб

Рисунок 2.10 - Масові витратні характеристики ЕГФ №2 при роботі на суміші «20% ДП +80% ПМ» при тисках в акумуляторі 50, 100, 150, 200, 250, 300 МПа: а - циклова подача; б - витрата палива на управління



аб

Рисунок 2.11 - Масові витратні характеристики ЕГФ №2 при роботі на ПМ при тисках в акумуляторі 50, 100, 150, 200, 250, 300 МПа: а - циклова подача; б - витрата палива на управління

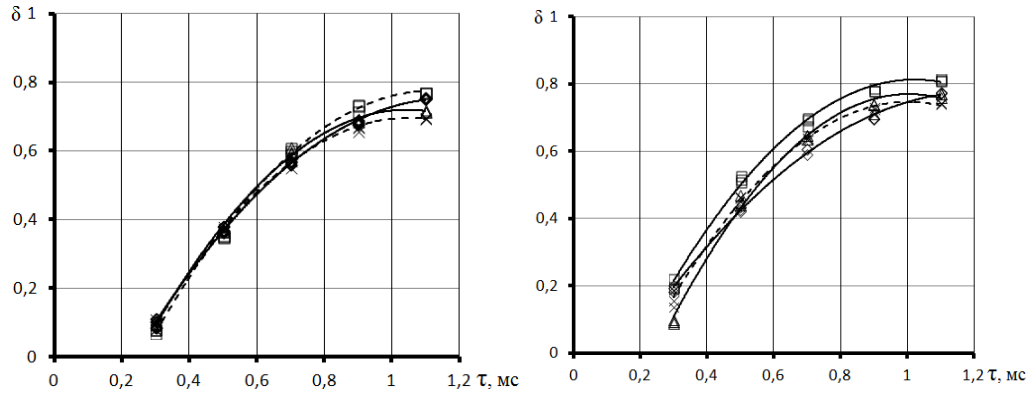
Для того щоб експеримент вважався точним, здійснювалася триразова реєстрація режимної точки, а також перевірка віДПворюваності, яка полягає в реєстрації однієї режимної точки, розташованої біля центру плану

експерименту.

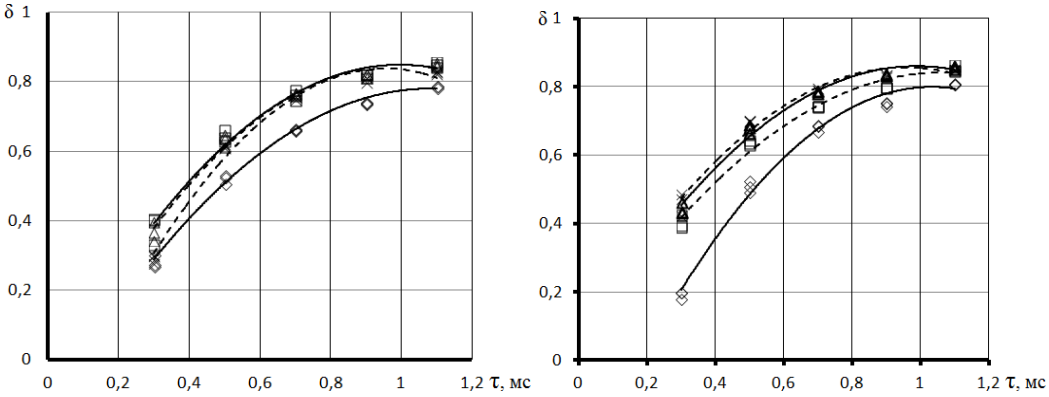
Для аналізу режиму роботи досліджуваних ЕГФ, що працюють на пальному різного складу, був введений коефіцієнт δ для оцінки відносних гідравлічних витрат на реалізацію процесу впорскування, що визначає ставлення циклової подачі до загальної кількості палива за цикл:

$$\delta = Gц / (Gц + Gy), \quad (2.1)$$

де Gy - маса палива на управління (слив). Мається на увазі, що при Gy=0 величина δ=1. Отримані залежності δ від τ для ЕГФ №1 наведені на рис. 2.12 [15].



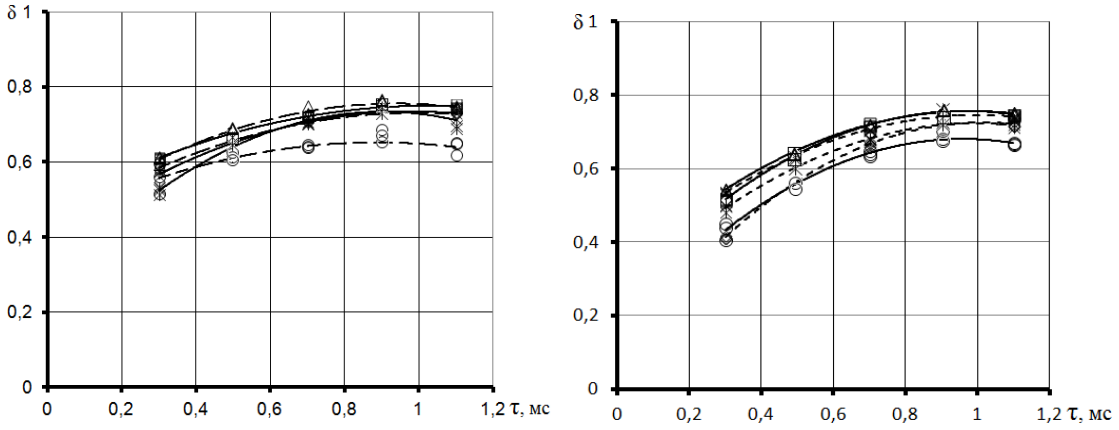
аб



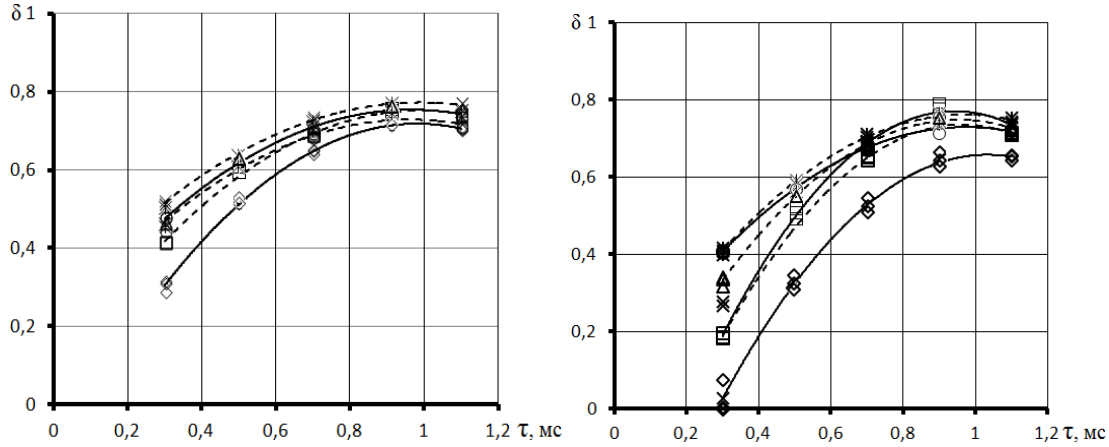
вГ

Рисунок 2.12 - Графік коефіцієнта δ ЕГФ №1 при роботі на: а - ДП; б - суміші «80% ДП + 20% РМ»; в - суміші «20% ДП + 80% РМ»; г - РМ; x - - x - 50 МПа; Δ—Δ - 100 МПа; □ - - □ - 150 МПа; ◊□◊ - 180 Мпа

Отримані залежності δ від τ для ЕГФ №2 наведені на рис. 2.13.



аб



вГ

Рисунок 2.13 - Графік коефіцієнта δ ЕГФ №2 при роботі на: а - ДП; б - суміші «80% ДП + 20% ПМ»; в - суміші «20% ДП + 80% ПМ»; г - ПМ; + - - - + 50 МПа, Δ - - - Δ 100 МПа, □ - - - □ 150 МПа, ◊ - - - ◊ 200 МПа, * - - - * 250 МПа, ○ - - -○ 300 МПа.

При роботі ЕГФ №1 на ДП тиск впорскування палива в циліндр має незначний вплив на значення δ для ЕГФ №1 (рис. 2.12. А). Також тиск впорскування має незначний вплив на значення δ для ЕГФ №1 при > 0,8 мс. При цьому значення δ для ЕГФ пропорційно часу відкриття ЕГФ. При досягненні керуючого імпульсу = 1 мс, Значення δ для даної ЕГФ не перевищує 0,8.

При роботі на суміші «80% ДП + 20% РМ», значення δ для ЕГФ №1 не

суттєво збільшується зі зростанням тиску впорскування. При цьому значення δ пропорційно часу відкриття ЕГФ №1. При досягненні керуючого імпульсу τ = 0,9 мс і тиску в акумуляторі Рак вище 100 МПа значення δ для ЕГФ №1 починає зменшуватися. Значення δ для ЕГФ №1 на такій суміші не перевищує 0,82.

При роботі на суміші «20% ДП + 80% РМ» значення δ для ЕГФ №1 збільшується зі збільшенням тиску впорскування. При цьому значення δ для ЕГФ №1 при досягненні керуючого імпульсу τ = 0,9 мс починає зменшуватися при тисках вище 100 МПа. Значення δ для ЕГФ №1 на такій суміші не перевищує 0,85.

При роботі на РМ тиск впорскування палива в циліндр значно впливає на значення δ для ЕГФ №1. При цьому значення δ для ЕГФ №1 прагне до нуля при невеликому часу відкриття ЕГФ №1, а саме менше 0,2 мс, і тиску менше 50 МПа. При цьому значення δ для ЕГФ №1 пропорційно часу відкриття ЕГФ. При досягненні керуючого імпульсу τ = 1 мс значення δ починає зменшуватися при будь-яких тисках. Значення δ для ЕГФ №1 на такій суміші не перевищує 0,87.

Графіки, що характеризують значення δ для ЕГФ №2, тобто залежність поданого ЕГФ палива в циліндр (Vц) до загальної кількості сумішевого палива, поданого від АПС до ЕГФ, в залежності від складу суміші і часу відкриття ЕГФ (рис. 2.13).

При роботі ЕГФ №2 на суміші ДП і ПМ, або ПМ, значення δ для ЕГФ схильне більшого впливу тиску впорскування, ніж при роботі ЕГФ №1, працюючої на РМ і його сумішах з ДП. При цьому всі тенденції, властиві ЕГФ №1, справедливі і для ЕГФ №2.

При переході з ДП на РМ через суміші, значення δ для ЕГФ збільшується.

Таким чином, збільшується Gц і зменшується Gу.

У обох форсунок, ЕГФ №1 і ЕГФ №2, з підвищенням керуючого

імпульсу τ збільшується значення δ і утворюється один і той же вид характеристики з тенденцією виходу на постійне значення δ при великих значеннях керуючих імпульсів τ, які можуть бути і не досягнуто з урахуванням розмірності двигуна.

Що стосується переходу з ДП на РМ, вплив на значення δ для ЕГФ надають два істотних фактори: перший фактор - збільшення керуючого імпульсу τ, тому що нижча теплота згоряння палива у масел менше, ніж у ДП, другий - підвищення тиску впорскування, що пов'язано з тим, що потрібно подати більше кількості РМ за ту ж саму кількість часу [15].

Робоча зона по причині подачі РМ переміщалася в бік більших значень δ, де значення δ практично не залежить від керуючого імпульсу τ, перевищення значення δ для ЕГФ. Наприклад, в дослідженні з ЕГФ №1 (рис. 2.14) для отримання 42,5 МДж / кг теплоти, яка виділяється при згорянні 40 мг ДП, враховуючи, що тиск становить 150 МПа, потрібне збільшення подачі чистого РМ на 10% (45 , 6 мг (кількісне дослідження)). Також відзначається збільшення керуючого імпульсу τ на 20%, значення δ для ЕГФ - на 52% [15].

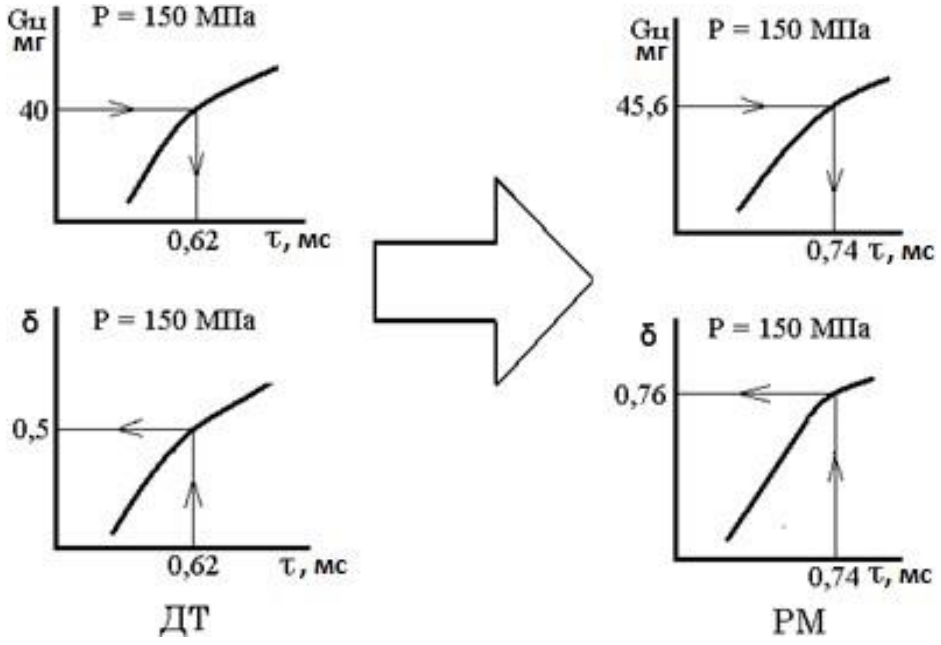


Рисунок 2.14 - Кількісне дослідження з ЕГФ №1

Для отримання виділеної одиниці теплоти згорання 40 мг ДП (42,5 МДж

/ кг) з тиском 150 МПа необхідно збільшення подачі суміші на 9%, «80% РМ + 20% ДП» (44,4 мг). При цьому також збільшиться на 50% значення δ для ЕГФ і на 15% керуючий імпульс τ.

Для вивчення виділеної одиниці теплоти в дослідженні з ЕГФ №2 під час згоряння 40 мг ДП (42,5 МДж / кг) з тиском 150 МПа необхідно збільшення обсягу чистого ПМ на 10% (45,6 мг). При цьому також незмінним залишиться значення δ для ЕГФ і збільшиться на 45% керуючий імпульс τ.

ЕГФ №1 має інше значення δ, ніж ЕГФ №2 за умови, що тиск в акумуляторі і циклові подачі Gц рівні. Якщо необхідно здійснити в циліндр подачу 40 мг ДП, в цьому випадку потрібно керуючий імпульс τ в 0,62 мс, а для ЕГФ №2 - 0,72 мс. Виходить, що значення δ у ЕГФ №1 на 50% менше, ніж у ЕГФ №2. Для отримання на ЕГФ №1 (рис. 2.15) виділеної при згорянні 20 мг ДП теплоти з тиском 100 МПа при постійному імпульсі, наприклад, τ = 0,6 мс, потрібно збільшити до 120 МПа тиск впорскування РМ (20% (якісне дослідження)). Значення δ для ЕГФ зросте до 0,7 з 0,5 (на 40%).

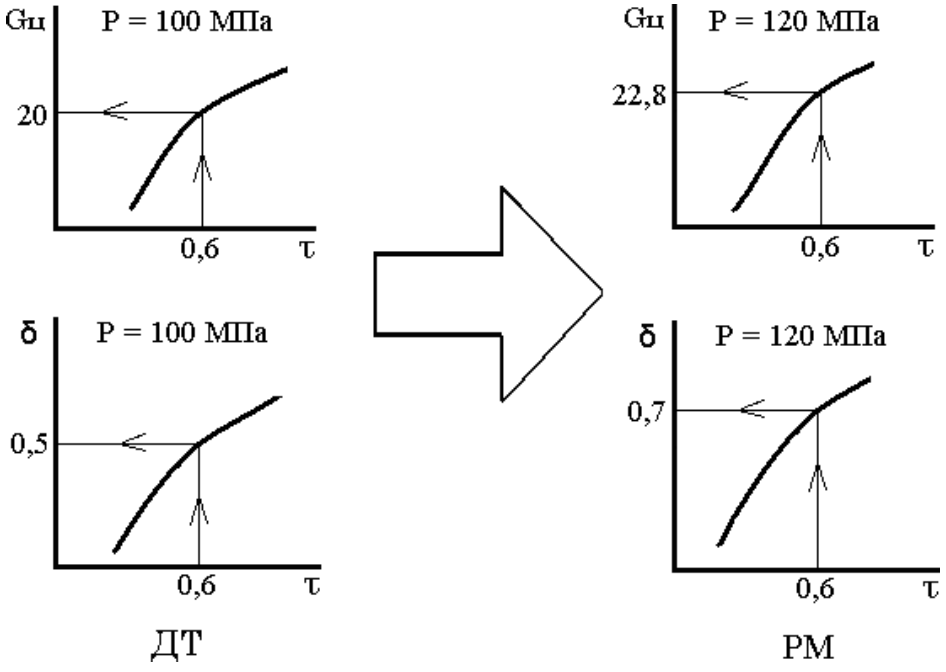


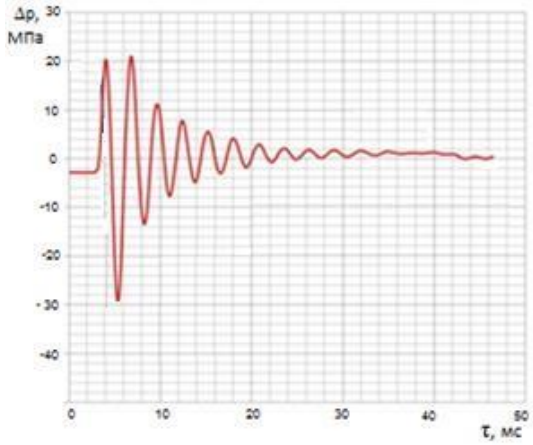
Рисунок 2.15 - Якісне дослідження з ЕГФ №1

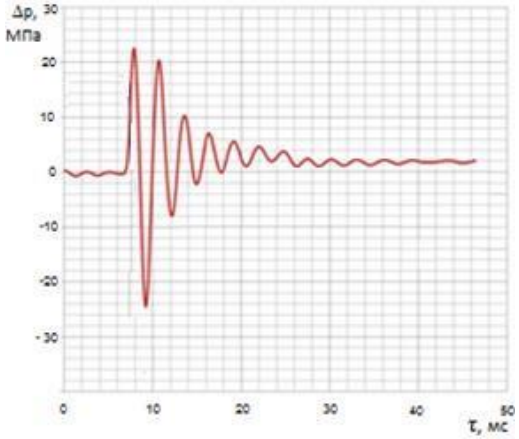
При роботі на ДП значення δ для ЕГФ №2 більше, ніж значення δ для ЕГФ

№1 на малих і великих подачах. Так, при постійному керуючому імпульсі τ = 0,4 мс для ЕГФ №2 значення δ = 0,62, а для ЕГФ №1 значення δ = 0,25. При керуючому імпульсі τ = 0,8 мс для ЕГФ №2 значення δ = 0,72, а для ЕГФ №1 значення δ = 0,65.

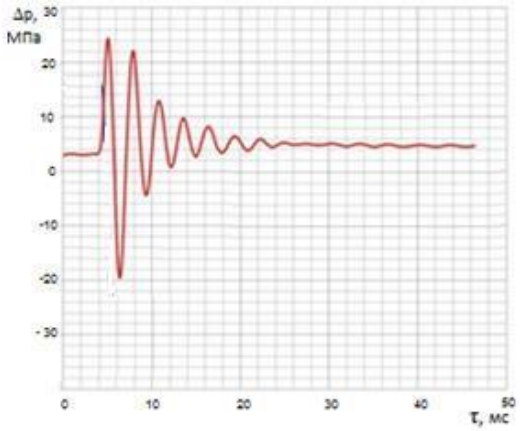
При переході з ДП на РМ значення δ для ЕГФ при роботі на РМ буде більше, ніж значення δ при роботі на ДП на малих і великих подачах. Так при постійному керуючому імпульсі τ = 0,4 мс для ДП значення δ = 0,25, а для РМ значення δ = 0,57. При керуючому імпульсі τ = 0,8 мс для ДП значення δ = 0,65, а для РМ ЕГФ №1 значення δ = 0,84.

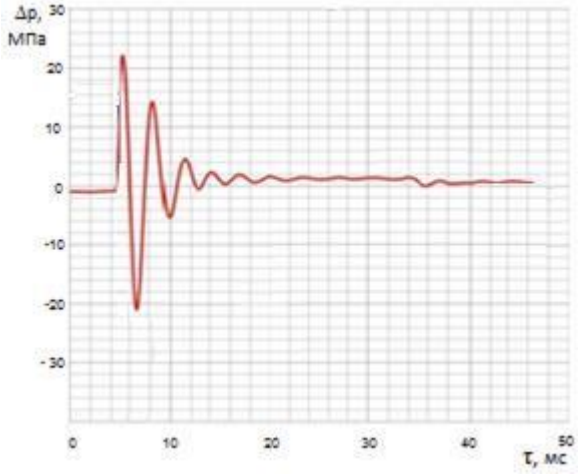
Для ЕГФ №1 залежність значення δ від тривалості керуючого імпульсу τ мало залежить від тиску впорскування під час переходу до РМ від ДП. З іншого боку, під час даного переходу значення δ збільшується і більшого значення набуває саме на РМ. Якщо ми розглядаємо ЕГФ №2, то картина зворотна - з переходом від ДП на РМ значення δ на зазначених режимах буде знижуватися, а не збільшуватися [15]. З рис. 2.12 і 2.13 видно загальна тенденція: при збільшенні керуючого імпульсу τ значення δ для ЕГФ збільшується; це пов'язано з тим, що зі збільшенням імпульсу τ збільшується продуктивність прохідних перетинів розпилювача, і відповідно витрата палива перерозподіляється саме від витоків в бік більшої подачі через соплові отвори розпилювача. З огляду на великий вплив коливальних явищ на процес подачі палива, проведена оцінка впливу складу сумішевого палива на хвильові явища на вході в ЕГФ. Вплив складу сумішевого палива оцінювалося зміною частки ПМ в суміші, на коливання тиску у штуцера ЕГФ, що відбиваються на подачі чергової порції палива при багаторазовому уприскуванні. Результати дослідження наведені на рис. 2.16.





аб





в г

Рисунок 2.16 - Графік сигналів з датчика, що реєструє коливання тиску палива в ЕГФ №2: а - при роботі на ДП; б - при роботі на суміші «80% ДП + 20% ПМ»; в - на суміші «20% ДП + 80% ПМ»; г - при роботі на ПМ

У кожному вимірі тривалість імпульсу впорскування становила $\tau = 0,6$ мс, тиск палива в акумуляторі Рак = 100 МПа. Аналіз результатів дослідження показує істотний вплив збільшення частки ПМ в сумішевих паливі на затухання коливань тиску палива, що пояснюється збільшенням щільності і в'язкості суміші. Окремо варто відзначити зменшення амплітуди коливань тиску при збільшенні частки ПМ в сумішевих паливі.

РОЗДІЛ 3. ОЦІНКА ВПЛИВУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ І ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ФОРСУНОК

3.1 Методика оцінки впливу технологічних допусків параметрів електрогідравлічних форсунок на процес подачі палива

Паливні системи, які відносяться до типу CR (Common Rail) і мають ЕГФ, мають електронним способом управління. Вони здійснюють принцип поділу функцій, пов'язаних з уприскуванням палива, а також з отриманням високого тиску. Завдяки даним паливних систем можна змінювати УОВ (кут випередження впорскування), кратність і тиск впорскування протягом 1 циклу [21, 22, 24, 26, 39]. З їх допомогою можна значно спростити процес відключення циклів і циліндрів, управління системою, що здійснює нейтралізацію ОГ (відпрацьовані гази), діагностики різних пристроїв і датчиків, що беруть участь в процесі. В результаті посилення вимог в екологічних стандартах, а також в правилах, що відображають максимальний рівень в ОГ двигунів токсичних речовин, яке супроводжується збільшенням кількості вимог до паливної їх економічності, з'являються передумови стосовно подальшої модернізації АПС типу CR, спрямованої на:

- збільшення до 300 МПа тиску впорскування [24, 38];
- управління процесом розподілу палива за наявними в камері згоряння зонам [18, 85];

Один з основних стримуючих чинників масового виробництва паливної апаратури даного виду - недостатня технологічна оснащеність вітчизняного виробництва. Це вимагає проведення досліджень, спрямованих на виявлення найбільш значущих параметрів паливної апаратури, що роблять найбільший вплив на процес впорскування палива.

3.2. Методика і результати розрахункового дослідження впливу допусків параметрів електрогідравлічної форсунки

Для дослідження були використані програми, які здійснюють гідродинамічний розрахунок. Процес розрахунку паливної апаратури ускладнюється великою кількістю вихідних відомостей, які невідомим чином відображаються на характеристиках процесу подачі палива. З цієї причини проводилися початкові дослідження, які були необхідні для того, щоб виявити важливі параметри, які беруть участь в процесі подачі палива. Об'єктом випробувань стала ЕГФ CRI 2.2 (ЕГФ №1), на якій раніше проводилися натурні випробування (рис. 2.3, а).

Параметри, вплив яких на процес впорскування розглядалося в даному дослідженні, представлені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Параметри, що впливають на процес впорскування [20]

№	Назва параметра	Обоз.	Од. вим.	(-)	0	(+)
1	2	3	4	5	6	7
X1	Ефективне прохідний перетин соплових отворів	μfc	мм2	0,148	0,16	0,172
X2	Висота підйому голки	$h_{\text{і}}$	мм	0,245	0,255	0,265
X3	Сила затягування пружини клапана	$F_{\text{кло}}$	Н	126,8	128	129,2
X4	Характерний діаметр голки	$d_{\text{їх}}$	мм	1,98	2	2,02
X5	Діаметр жиклера на вході	$d_{\text{жн}}$	мм	0,2993	0,3	0,3007
X6	Діаметр трубопроводу	$d_{\text{тп}}$	мм	2,45	2,5	2,55
X7	Діаметр жиклера на виході	$d_{\text{ЖВ}}$	мм	0,3793	0,38	0,3807
X8	Висота підйому клапана	$h_{\text{кл}}$	мм	0,098	0,1	0,102
X9	маса голки	$M_{\text{і}}$	г	14,031	14,26	14,49
X10	Тиск затяжки пружини голки	$p_{\text{фо}}$	МПа	2,68	2,7	2,72
X11	довжина трубопроводу	L	мм	149,85	150	150,15

X12	маса клапана	$M_{до}$	г	11,447	11,61	11,773
X13	Жорсткість пружини голки	δ_i	Н / мм	47,85	50,14	52,43
X14	Зазор між голкою і корпусом	Δi	мкм	1,9996	2	2,0004
X15	Зазор між поршнем і корпусом	? П	мкм	1,9995	2	2,0005
X16	Жорсткість пружини клапана	$\delta_{кл}$	Н / мм	115,4	115,4	115,4

Результати отриманих розрахунків на номінальному режимі, при яких значення кожного з параметрів, представлених в таблиці 3.1, змінювалося окремо з відповідним планом, наведені в таблиці 3.2 для номінального режиму і в таблиці 3.3 для режиму малої подачі.

Таблиця 3.2 - Результати одноразових розрахунків для номінального режиму

№	Назва	Обоз.	$V_{ц\ (-),}$ мг	$V_{ц\ (+),}$ мг	δ (+), %	δ (-), %
1	2	3	4	5	6	7
X1	Ефективне прохідний перетин соплових отворів	μfc	74,43	86,43	7,46	-7,46
X2	Висота підйому голки	h_i	79,9	81,6	1,45	-0,66
X3	Сила затягування пружини клапана	$F_{кло}$	80,08	80,03	-0,50	-0,44
X4	Характерний діаметр голки	$d_{їх}$	80,73	80,18	-0,31	0,37
X5	Діаметр жиклера на вході в камеру	$d_{жн}$	80,6	80,28	-0,19	0,21
X6	Діаметр трубопроводу	$d_{тп}$	80,64	80,31	-0,15	0,26
X7	Діаметр жиклера на виході	$d_{ЖВ}$	80,36	80,55	0,15	-0,09
X8	Висота підйому клапана	$h_{кл}$	80,29	80,52	0,11	-0,17
X9	маса голки	M_i	80,57	80,45	0,02	0,17
X10	Тиск затяжки пружини голки	$p_{фо}$	80,41	80,41	-0,02	-0,02
X11	довжина трубопроводу	L	80,43	80,45	0,02	0

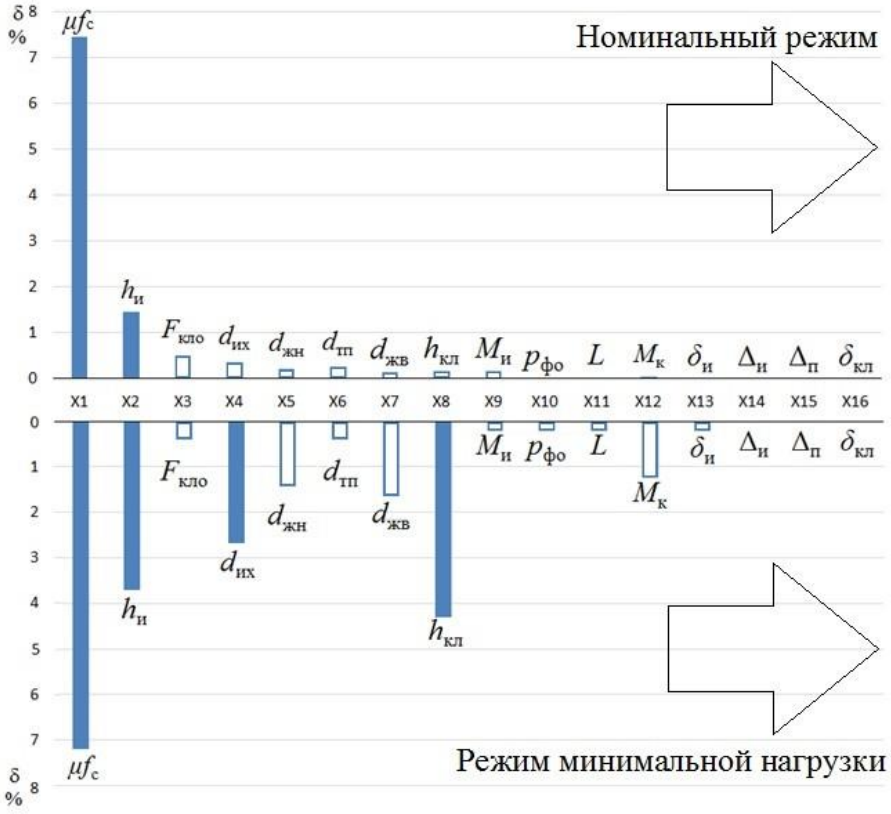
X12	маса клапана	$M_{до}$	80,47	80,42	-0,01	0,05
X13	Жорсткість пружини голки	δ_i	80,44	80,44	0,01	0,01
X14	Зазор між голкою і корпусом	Δi	80,43	80,43	0	0
X15	Зазор між поршнем і корпусом	? П	80,43	80,43	0	0
X16	Жорсткість пружини клапана	$\delta_{кл}$	80,43	80,43	0	0

Таблиця 3.3 - Результати одноразових розрахунків для режиму малого навантаження

№	Назва	Обоз.	$V_{ц\ (-),}$ мг	$V_{ц\ (+),}$ мг	δ (+), %	δ (-), %
1	2	3	3	4	5	6
X1	Ефективне прохідний перетин соплових отворів	μfc	4,52	5,21	6,98	-7,19
X2	Висота підйому голки	h_i	5,05	4,7	-3,49	3,70
X3	Сила затягування пружини клапана	$F_{кло}$	4,85	4,88	0,21	-0,41
X4	Характерний діаметр голки	$d_{їх}$	5	4,74	-2,67	2,67
X5	Діаметр жиклера на вході в камеру	$d_{жн}$	4,93	4,8	-1,44	1,23
X6	Діаметр трубопроводу	$d_{тп}$	4,85	4,88	0,21	-0,41
X7	Діаметр жиклера на виході	$d_{ЖВ}$	4,79	4,94	1,44	-1,64
X8	Висота підйому клапана	$h_{кл}$	4,66	5,08	4,31	-4,31
X9	маса голки	M_i	4,87	4,86	-0,21	0,00
X10	Тиск затяжки пружини голки	$p_{фо}$	4,88	4,86	-0,21	0,21
X11	довжина трубопроводу	L	4,87	4,86	-0,21	0
X12	маса клапана	$M_{до}$	4,81	4,92	1,03	-1,23
X13	Жорсткість пружини голки	δ_i	4,87	4,86	-0,21	0
X14	Зазор між голкою і корпусом	Δi	4,87	4,87	0	0
X15	Зазор між поршнем і корпусом	П	4,87	4,87	0	0
X16	Жорсткість пружини клапана	$\delta_{кл}$	4,87	4,87	0	0

На підставі отриманих результатів було зроблено ранжування параметрів ЕГФ, результати якої представлені в графічному вигляді на рис. 3.1.

Значимість впливу допусків параметрів ЕГФ №1 на цикловую подачу представлені на рис. 3.1 для номінального режиму і режиму малого навантаження.



№ опыта	μf$_c$	hи
	X1	X2
1	+	+
2	+	-
3	-	+
4	-	-

№ опыта	μf$_c$	hи	dих	hкл
	X1	X2	X4	X8
1	+	+	+	+
2	+	+	+	-
3	+	+	-	+
4	+	-	+	+
5	+	+	-	-
6	-	+	+	+
7	+	-	+	-
8	-	+	+	-
9	+	-	-	+
10	+	-	-	-
11	-	+	-	+
12	-	+	-	-
13	-	-	+	+
14	-	-	+	-
15	-	-	-	+
16	-	-	-	-

Рисунок 3.1 - Значимість впливу допусків параметрів ЕГФ №1 на цикловую подачу: «+» - верхнє значення допуску; «-» - нижнє значення допуску

На підставі проведеної оцінки у випадку з номінальним режимом роботи були обрані два основні параметри (μfc і h і), а у випадку з режимом малого навантаження - чотири основні параметра (μfc, h і, hкл і dix), що мають найбільший вплив на цикловую подачу. Для зменшення кількості розрахунків було прийнято рішення згрупувати інші параметри за ступенем їх впливу на циклову подачу. Таким чином, були виділені три групи параметрів.

Для номінального режиму в першу групу увійшли параметри Fкло, dix, dжн, dтп, dжв, hкл і Мі. На режимі мінімального навантаження були відзначені: dжн, dжв і Мк. При цьому технологічні допуски зазначених параметрів забезпечують коливання циклової подачі з 0,02 по 0,5% на номінальному режимі і 1,03 ... 1,64% на режимі малого навантаження.

Друга група включає в себе параметри рфо, L, Мк і δі для номінального режиму і Fкло, dтп, Мі, рфо, L, і δі для режиму мінімального навантаження, чиї технологічні допуски забезпечують коливання циклової подачі до 0,05% на номінальному режимі і до 0,41% на режимі малого навантаження.

Третя група містить параметри, які надають несуттєве вплив на цикловую подачу. При цьому сукупність параметрів третьої групи, а саме Δі,? П і δкл, для номінального режиму і режиму малого навантаження збігалася.

Для основної групи параметрів був реалізований повнофакторного експеримент для кожного з досліджуваних режимів роботи. Інші параметри мали значення, відповідне номінальному.

У всіх розрахунках параметри, що входять в третю групу, мали номінальні значення. Отримані результати розрахункового експерименту наведені в Додатку А для номінального режиму роботи, і в Додатку Б для режиму мінімального навантаження. У всіх розрахунках параметри, що входять в третю групу, мали номінальні значення. Спільний вплив допусків основної групи параметрів ЕГФ №1 на цикловую подачу показано на рис. 3.2

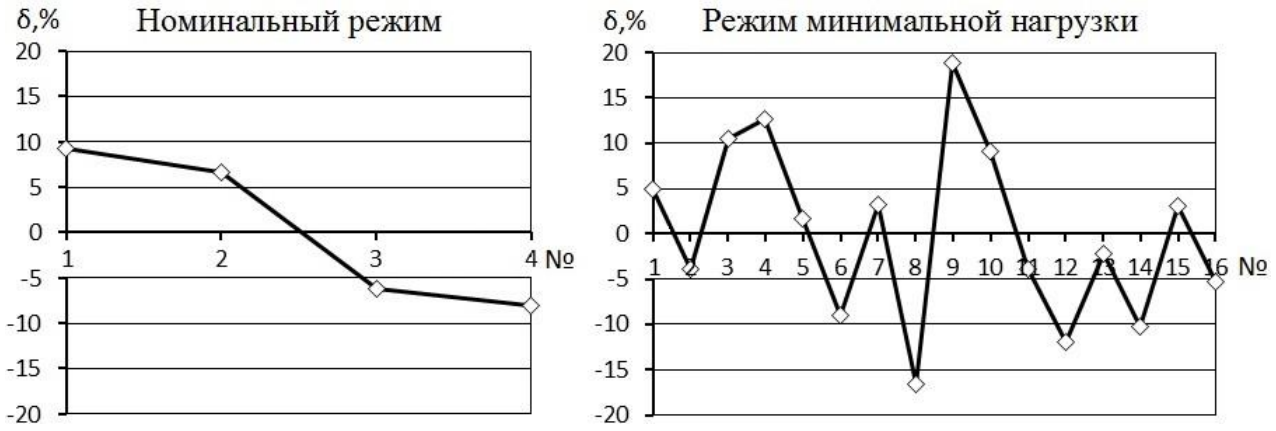


Рисунок 3.2 - Спільне вплив допусків основної групи параметрів ЕГФ №1 на цикловую подачу

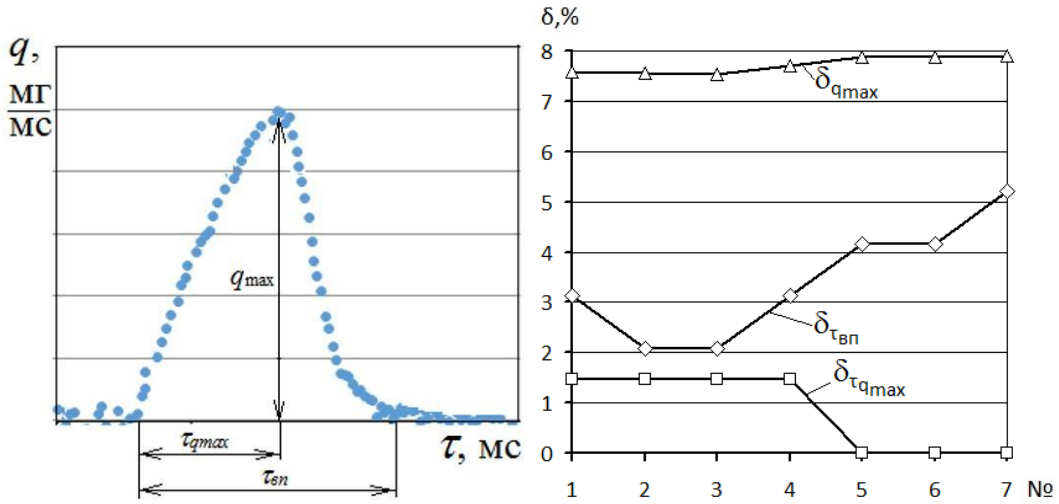
На підставі результатів розрахунку повнофакторного експерименту можна зробити наступні висновки: найбільший вплив на цикловую подачу (до 20%) надає зміна основних параметрів (μfc і h і для номінального режиму і μfc, h і, hкл, dix для режиму малого навантаження) незалежно від значень параметрів трьох груп. Зокрема, найбільша зміна для номінального режиму (10%) отримано при поєднанні параметрів μfc і h і в максимальних значеннях, а при мінімальному навантаженні (20%) - при поєднанні параметрів μfc, hкл в максимальних значеннях і h і, dix в мінімальних значеннях. Зазначений вплив на циклову подачу може бути посилено або ослаблене угрупованням величин менш значущих параметрів. Збільшення циклової подачі, наприклад, на 1% для номінального режиму, можна отримати при поєднанні параметрів першої групи, а саме Fкло, dix, dжн, dтп, dжв, hкл і Mi, в максимальних значеннях, і на 1% для режиму малого навантаження при поєднанні параметрів першої групи, а саме dжн, dжв і Мк в мінімальних значеннях.

Також зростання циклової подачі, наприклад, на 0,05% для номінального режиму, можна отримати при поєднанні параметрів другої групи, а саме рфо, L, Мк, δi в максимальних значеннях, і на 1% для режиму малого навантаження, при поєднанні параметрів першої групи, а саме Fкло, dтп, Mi, рфо, L і δi в максимальних значеннях.

3.3 Аналіз впливу допусків параметрів електрогідравлічної форсунки на форму характеристики впорскування

Крім впливу на цикловую подачу розглядався вплив допусків на форму характеристики впорскування. У першому випадку - для одноразового впорскування, у другому - для дворазового впорскування.

У випадку з дворазовим впорскуванням, з огляду на, що вплив попереднє впорскування впливає на подальше впорскування, розглядалося спільне вплив хвильових ефектів і існуючих допусків на виготовлення деталей ЕГФ. Як оцінених параметрів розглядалися (рис. 3.3): тривалість впорскування (вп), максимальне значення швидкості подачі (qmax) і час від моменту початку впорскування до досягнення максимальної швидкості подачі (qmax) [20].



аб

Рисунок 3.3 - Вплив допусків параметрів ЕГФ №1 на диференціальну характеристику впорскування (номінальний режим): а - оцінювані показники характеристики впорскування; б - спільне вплив допусків параметрів ЕГФ №1 на показники характеристики впорскування;

Зазначений вплив на оцінювані параметри (qmax, τвп, qmax) може бути посилено або ослаблене угрупованням величин менш значущих параметрів, що впливають на процес впорскування. Збільшення qmax, наприклад, на 0,18% для номінального режиму, можна отримати при поєднанні параметрів першої групи, а саме Fкло, dix, dжн, dтп, dжв, hкл і Мі в максимальних значеннях, і

зменшення на 0,17% при поєднанні цих параметрів в мінімальних значеннях.

Різне поєднання параметрів другої групи, а саме рфо, L, Мк, δі не сприяє подальшому збільшенню qmax і qmax, однак може зменшити qmax на 1,5% і qmax на 0,05% при максимальних значеннях на номінальному режимі роботи.

Поєднання параметрів другої групи в мінімальних значеннях при номінальному режимі роботи дозволяє збільшити на 1% вп, також відповідно дозволяє зменшити на 1% τвп при поєднанні параметрів другої групи в позитивних значеннях.

Збільшення qmax, наприклад, на 0,18% для номінального режиму, можна отримати при поєднанні параметрів першої групи, а саме Fкло, dix, dжн, dтп, dжв, hкл і Мі в максимальних значеннях і зменшення на 0,17% при поєднанні цих параметрів в мінімальних значеннях.

Збільшення τвп, наприклад, на 10% для номінального режиму, можна отримати при поєднанні параметрів першої групи (Fкло, dix, dжн, dтп, dжв, hкл і Мі,) в максимальних значеннях і зменшення на 8% при поєднанні цих параметрів в мінімальних значеннях. Збільшення qmax, наприклад, на 23% для номінального режиму, можна отримати при поєднанні параметрів першої групи, а саме Fкло, dix, dжн, dтп, dжв, hкл і Мі в максимальних значеннях і зменшення на 16% при поєднанні цих параметрів в мінімальних значеннях. Різне поєднання параметрів другої групи, а саме рфо, L, Мк і δі, не сприяє подальшому збільшенню τвп, однак може зменшити τвп на 4,5% при максимальних значеннях на номінальному режимі роботи. Збільшення qmax, наприклад, на 0,62% для номінального режиму, можна отримати при поєднанні параметрів рфо, L, Мк і δі, віднесених до другої групи, в мінімальних значеннях і зменшення на 0,85% при поєднанні цих параметрів в максимальних значеннях.

РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ ВПЛИВУАКУМУЛЯТОРНОЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ НА РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ДИЗЕЛЯ

4.1 Подальше вдосконалення акумуляторних паливних систем

На підставі проведеного аналізу впливу величин параметрів і конструкції електрогідравлічною форсунки (ЕГФ) на показники вприскування сформульовані пропозиції щодо вдосконалення конструкції форсунки. Даний вид управління може бути здійснений за рахунок підбору характеристик керуючого імпульсу , що надходить на електромагнітний клапан форсунки. Однак даний спосіб буде обмежений швидкодією приводу керуючого клапана і можливостями системи управління. Для поліпшення зазначеного методу пропонується схема ЕГФ з двома керуючими клапанами (рис. 4.1). Дану конструкцію можна використовувати і для управління подачею сумішевого палива в залежності від режиму роботи дизеля [57].

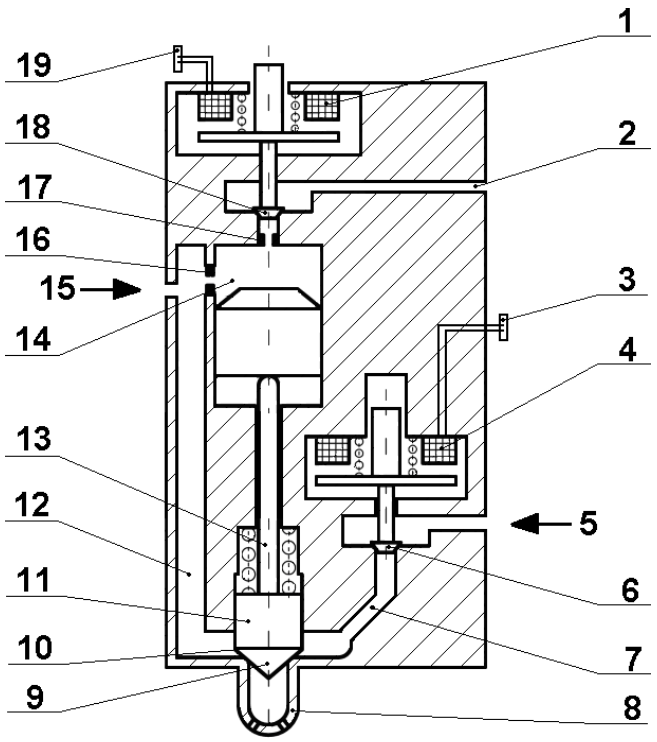


Рисунок 4.1 - Запропонована перспективна конструкція ЕГФ:

1 - електромагніт керуючого клапана; 2 - лінія зливу дизельного палива (ДП); 3 - електричні висновки електромагніту запірного клапана; 4 - електромагніт запірного

клапана; 5 - канал для подачі альтернативного палива з паливного акумулятора з альтернативним паливом в ЕГФ; 6- запірний клапан; 7 - канал подачі альтернативного палива; 8 - корпус розпилювача;9- конус; 10 - підстава замикаючого конуса; 11 - голка розпилювача; 12 - канал подачі ДП до замикаючого конусу голки розпилювача; 13 - мультиплікатор; 14 - камера управління; 15 - канал для подачі ДП з паливного акумулятора з ДП в ЕГФ; 16 - впускний жиклер камери управління; 17 - випускний жиклер камери управління; 18 - керуючий клапан; 19 - електричні висновки електромагніту керуючого клапана

Запропонована конструкція ЕГФ призначена для роботи в багатопаливної акумуляторної системі, яка містить два паливних бака для зберігання ДП і альтернативного палива і відповідно два топливоподкачивающих насоса, два ПНВТ, два паливних акумулятора з тиском до 300 МПа, а також газопроводи високого тиску [57].

Клапан керування і його електромагніт встановлені у верхній частині корпусу ЕГФ і при приході керуючого імпульсу по електричних виводів на електромагніт керуючого клапана він відкривається, забезпечуючи підйом голки розпилювача і подачу ДП і альтернативного палива в вигляді суміші через зазор між замикаючим конусом і корпусом розпилювача в циліндр двигуна . ДП в ЕГФ подається через канал від акумулятора подачі ДП і далі в канал і камеру управління через впускний жиклер. Камера управління з'єднується з лінією повернення палива через випускний жиклер, через який паливо надходить в лінію повернення при відкритому керуючому клапані. При закритому керуючому клапані сили гідравлічного тиску, прикладені до мультиплікатору, перевершують сили тиску, прикладені до голки розпилювача і замикаючого конусу. В результаті запірний конус голки розпилювача щільно притиснутий до сідла корпусу розпилювача 8 і перекриває прохід ДП під високим тиском до корпусу розпилювача і відповідно в циліндр двигуна. Запірний клапан знаходиться під дією перепаду тиску. Тиск в каналі подачі альтернативного палива до замикаючого конусу голки розпилювача відповідає тиску в корпусі ЕГФ і паливному акумуляторі подачі ДП, а тиск перед клапаном в каналі (5) відповідає тиску в паливному акумуляторі подачі

альтернативного палива. При цьому тиск альтернативного палива в каналі (5) на 25% більше, ніж тиск палива в каналах (15, 12, 7) для подачі дизельного і альтернативного палива до основи замикаючого конуса голки розпилювача ЕГФ. В нормальному стані, без приходу керуючого імпульсу через висновки на електромагніт запірного клапана, клапан закритий. Між впорскуваннями палива, коли відсутня керуючий імпульс на електромагніт керуючого клапана і замикає конус (9) голки розпилювача знаходиться на сідлі корпусу розпилювача, надходить імпульс через висновки (3) на електромагніт запірного клапана; він відкривається і пропускає в канал (7) порцію альтернативного палива, яке надходить туди внаслідок більшого тиску в каналі (5) і акумуляторі подачі альтернативного палива, ніж в акумуляторі подачі ДП. Після припинення подачі електричного імпульсу на електромагніт запірний клапан закривається під дією перепаду тиску, і подача альтернативного палива в канал (7) припиняється. При подачі керуючого імпульсу через висновки на електромагніт керуючого клапана він відкривається, і ДП з керуючої камери через випускний жиклер надходить в лінію зливу ДП. Тиск в камері управління падає, і в результаті сила гідравлічного тиску на мультиплікатор також зменшується. Оскільки сила гідравлічного тиску на мультиплікатор виявляється менше сили, що діє на підставу замикаючої конуса голки розпилювача, остання відкривається, забезпечуючи підйом голки розпилювача і подачу ДП і альтернативного палива в вигляді суміші через зазор між замикаючим конусом голки і корпусом розпилювача в циліндр двигуна. Таким чином, наявність запірного клапана з електромагнітом, а також додаткового паливного каналу для подачі альтернативного палива до замикаючого конусу голки розпилювача, забезпечує можливість змішування ДП і альтернативного палива біля основи замикаючого конуса голки розпилювача і подачі отриманої суміші через зазор між замикаючим конусом голки і корпусом розпилювача , склад якого можна регулювати подачею керуючого імпульсу через електричні висновки на електромагніт запірного клапана за рахунок зміни його тривалості

і інтервалу між імпульсами. У разі керування переднім фронтом характеристики впорскування, а також компенсації хвильових явищ, що виникають в лінії високого тиску, представлена схема на рис. 4.1 працює таким чином, що підбір частот спрацьовування обох клапанів дозволяє нівелювати хвильові явища, що виникають в лінії високого тиску при упорскуванні палива через розпилювач ЕГФ. Також запропонований перспективний розпилювач ЕГФ (рис.4.2), що підвищує технологічність ЕГФ через зниження кількості деталей, що забезпечують посадку голки розпилювача на її сідло із заданою швидкістю. Розпилювач ЕГФ акумуляторної паливної системи дизеля містить корпус і замикає голку. Корпус виконаний з запірним конусом, на якому виконані вхідні кромки розпилюють отворів.

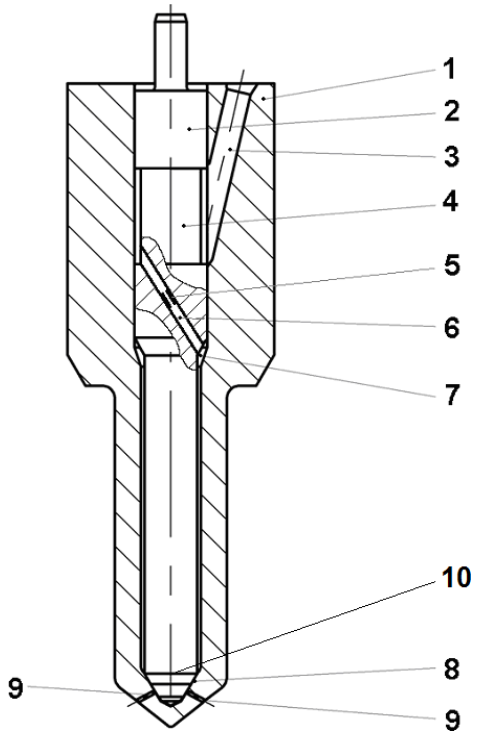


Рисунок 4.2 - Розпилювач: 1 - корпус; 2 замикає голка; 3 - канал для подачі палива; 4 - радіальна проточка голки; 5 - жиклер; 6 - внутрішній канал голки; 7 - порожнина між корпусом і замикаючої голкою; 8 - запірний конус; 9 - вхідні кромки розпилюють отворів; 10 - підстава замикаючого конуса

Тиск в порожнині, утвореної радіальної проточкою, відповідає тиску в паливному акумуляторі. Досвідчені дослідження показали, що для коректної

роботи електрогідравлічної форсунки тиск в порожнині біля основи замикаючого конуса голки має бути в ідеальному випадку на 10% нижче тиску в порожнині, утвореної радіальної проточкою. Це мінімальний перепад тиску, що забезпечує надійну посадку голки на своє сідло, виконане в корпусі при припиненні подачі електричного імпульсу на електричний магніт клапана управління. Подальше збільшення перепаду тиску пов'язане з великим зниженням тиску в порожнині, що призведе до ще більшого зниження пов'язаного з ним тиску впорскування і вимагатиме збільшення тиску на вході в корпус розпилювача [56]. Необхідну різницю тисків в вищевказаних порожнинах забезпечує жиклер (5) із заданим прохідним перетином. Регулюючи прохідний перетин жиклера можна забезпечити необхідну різницю тисків в вищевказаних порожнинах при різних тисках в акумуляторі, що в цілому підвищує технологічність електрогідравлічною форсунки з таким розпилювачем. Площа поперечного перерізу каналу жиклера Fж підбирається виходячи з сумарної площі поперечного перерізу розпилюють отворів розпилювача fc для забезпечення співвідношення Fж / fc = 0,7 ... 0,9.

Під час роботи паливної системи паливо, за допомогою насоса, з каналу (3) через радіальну проточку (4) надходить до каналу (6) і через жиклер (5) в порожнину (7). Гідродинамічні характеристики каналу (6) і прохідний перетин жиклера (5) підбираються таким чином, щоб за один цикл роботи форсунки, тобто безпосередньо перед впорскуванням, тиск в порожнині (7) зростала строго до необхідного значення, згідно з наведеним співвідношенням різниці тисків в вищевказаних порожнинах.

Після підняття голки паливо надходить з порожнини (7) через запірний конус до розпилюючим отворів і відбувається впорскування палива в камеру згоряння дизеля.

4.2 Методика проведення досліджень

Мета дослідження - оцінка впливу виявлених в попередніх розділах ефектів, пов'язаних з функціонуванням АПС, на показники робочого циклу дизеля.

Розрахунковий експеримент робочого процесу дизеля 1ЧН12 / 13 був проведений в програмному комплексі Дизель-РК. Згідно застосовуваної математичної моделі, весь цикл дизеля ділиться на дві частини. Газообмін при відкритому положенні впускного або випускного клапанів, або обох клапанів відразу.

Метод розрахунку процесу газообміну використовує рівняння енергетичного балансу (відкрита система), а також рівняння газової маси.

В основу розрахунку робочих процесів покладено рівняння закону збереження енергії з урахуванням втрат частини заряду через ущільнення поршень-циліндр. Спільне рішення цих рівнянь визначає параметри робочого тіла в будь-який момент циклу.

У період наповнення складу заряду, що впадає в циліндр двигуна, не є постійним. Спочатку відбувається повернення закидання разом зі свіжою сумішшю в співвідношенні 50% / 50%. При цьому приймається, що температура надходить заряду дорівнює напівсумі температур свіжої суміші і продуктів згоряння. Надходить суміш змішується з залишковими продуктами згоряння в циліндрі. При цьому вважається, що змішання відбувається миттєво і якщо в цей час відкрито випускний клапан і триває процес випуску, то суміш, що проходить через випускний клапан, складається з продуктів згорання і свіжого заряду у відповідній пропорції.

Розрахунок швидкості тепловиділення проводиться за рівнянням, отриманим дифференцированием по куту повороту колінчастого вала рівняння І.І. Вібе для частки вигорілого палива [54].

Використовуються емпіричні залежності від керуючих факторів,

отримані узагальненням результатів тепловиділення в двигуні.

В якості вихідних даних для розрахунку циклу використовуються розміри двигуна, параметри навколишнього середовища, параметри у впускному трубопроводі, параметри режиму роботи двигуна, тиск у випускному трубопроводі і інші параметри.

За результатами обчислень основних параметрів газу в циліндрі визначаються: індикаторна робота, індикаторна потужність, середнє індикаторне тиск, питома індикаторний витрата палива, індикаторний ККД, максимальні значення тиску, максимальні швидкості наростання тиску і температури, моменти їх досягнення, втрати теплоти в стінки циліндра.

Розрахунок починається з моменту початку відкриття випускних клапанів. Для цього моменту необхідно ставити тиск і температуру робочого тіла в циліндрі.

У вихідних даних задаються також тиск у впускному трубопроводі, температури повітря і газу перед впускними клапанами і параметри атмосферного повітря для двигуна без наддуву.

Використовується метод послідовних наближень: спочатку орієнтовно задаються тиск і температура робочого тіла в циліндрі в момент початку відкриття випускного клапана, а потім вони піДПверджуються методом послідовних наближень до прийнятної похибки (1%). Далі здійснюється фінальний розрахунок з наступною побудовою графіків.

В основі формування розрахунку емісії сажі знаходиться уточнена модель Н.Ф. Разлейцева. У даній моделі йдеться про використання на ділянці, де відбувається сприскування, під час цього сприскування, а також після завершення даного процесу, середній поточний діаметр по Заутер. Відповідно до даної моделлю необхідно використовувати в рівнянні тривалості процесу вигоряння сажі kO2 (коефіцієнт окислення). Даний коефіцієнт відображає характеристики палива, а також обсяг повітря під час згоряння палива під час здійснення багаторазового впорскування [65,74].

Для того щоб обчислити емісію NOx, необхідно використовувати

методику [36], яка бере до уваги NOx, які формуються відповідно до «термічним» механізмом, що належить Зельдовича, «Швидкі» NOx із зони горіння, що виникають після єднання молекул азоту і вуглеводневих радикалів.

Останнє є особливо важливим для двигунів, в яких відбувається багаторазове впорскування палива; для двигунів, що володіють високою рециркуляцією відпрацьованих газів; для двигунів внутрішнього згоряння, що функціонують на альтернативному виді палива [41].

Необхідно відзначити, що в даному процесі бере участь кінетичний детальний механізм, що складається з реакцій формування «швидких» і «Термічних» оксидів азоту.

Для того щоб сучасні двигуни нормально функціонували, потрібен високий рівень рециркуляції ОГ, але не вище 50%, а також двоступінчастий наддув, де pk буде вище 5 [52].

Необхідно відзначити, що дана модель може надати істотну допомогу при вирішенні дослідницької завдання щодо здійснення пошуку прийнятної сукупності з декількох властивостей двигуна для того, щоб обчислити екстремум функціоналу, який виходить від вектора різних незалежних показників [75].

З тієї причини, що в теорії нелінійного програмування [30] відсутня відповідь щодо «хороших» і «поганих» способів вирішення завдання, потрібно використовувати одночасно кілька способів з подальшим порівнянням їх результатів.

Бібліотека програмного комплексу має алгоритмами виконання прийнятного пошуку. Кількість цих алгоритмів - 14. Для здійснення обліку обмежень рекомендується використовувати метод, що припускає наявність штрафних функцій [92].

Пошук оптимальної цільової функції під час зведення до мінімуму

обсягу викиду різних шкідливих речовин володіє деякими труднощами, тому що організувати роботу ДВЗ за умови найменшого обсягу викидів NOx неможливо за принципом організації роботи ДВЗ з мінімальним викидом твердих частинок і з використанням найменшого обсягу витрат палива [48,67,78]. З цієї причини в ролі функції мети рекомендується застосовувати комплекси сукупної емісії, де відбувається вирівнювання складових. Наприклад, SE = NOx2 + PM2, або ж у відповідності зі способом, зазначеним в роботах Reitz і Montgomery [102], а також Desantes [88] зі своїми співавторами.

З тієї причини, що «перевиконувати» нормативи не потрібно, пропонується наступний вигляд цільової функції, що сприяє вибору найменшого витрати палива за умови відсутності перевищення обов'язкових показників емісії.

Перший етап експерименту полягав в перевірці адекватності моделі, побудованої в програмному комплексі.

В якості вихідних даних в програмний комплекс були задані конструктивні і режимні параметри дизеля 1ЧН12 / 13 на основі роботи А.Б. Алексєєва [5]:

- частота обертання колінчастого вала n = 1400 хв-1;
- тривалість впорскування φвпр = 18,6 ° ПКВ;
- ступінь стиснення ε = 15,4;
- момент початку відкриття впускного клапана до ВМТ φвп ВТК = 10 ° ПКВ;
- момент початку закриття впускного клапана після НМТ φвп ЗКР = 15 ° ПКВ;
- кількість отворів в розпилювачі форсунки n = 6;
- діаметр соплових отворів форсунки D р = 0,24 мм;
- зовнішній діаметр КС Dкс = 101 мм;
- кут випередження впорскування палива Δθ = 13 ° ПКВ.

Була задана форма характеристики впорскування, представлена на рис. 4.3.

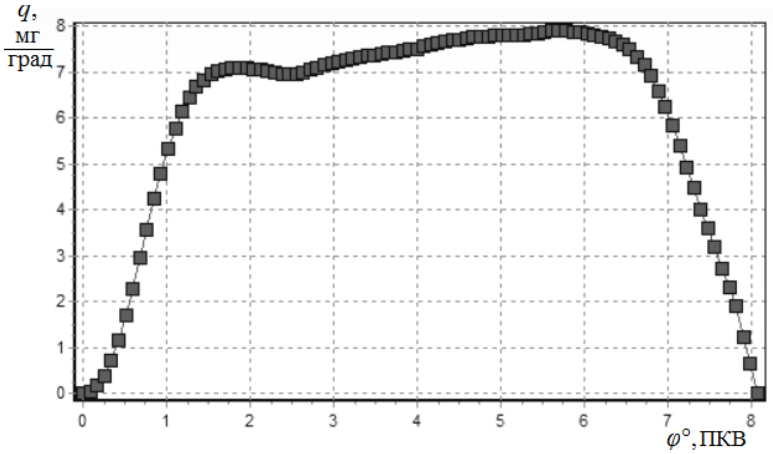


Рисунок 4.3 - Вид заданої характеристики впорскування в програмному комплексі

Результати зіставлення розрахункових показників циклу з експериментальними значеннями, взятими з [5], наведені в таблиці 4.1, де величина Δδ - це різниця між експериментальними і розрахунковими значеннями, наведена до експериментального значення.

Таблиця 4.1 - Результати показників циклу

№	характеристика двигуна	відомі	отримані	Δδ,%
1	$T_{k,\ К}$	875	831	-5,02
2	коефіцієнт наповнення	0,91	0,92	1,1
3	$T_{s,\ К}$	300	320	6,67
4	NOx, млн-1	650	721	10,9
5	C, Мг / л	0,14	0,15	7,14
6	Коефіцієнт надлишку повітря	1,9	1,93	1,58
7	індикаторний ККД	0,45	0,45	0
8	$P_{e,\ МПа}$	1,25	1,22	-2,4
9	$P_{s,\ МПа}$	0,19	0,19	0
10	$g_{e,\ г\ /\ кВт\ \cdot\ год}$	220	227	3,18
11	$G_{т,\ кг\ /\ год}$	4,5	4,4	-2,22
12	$g_{i,\ г\ /\ кВт\ \cdot\ год}$	185	191	3,24

З таблиці 4.1 видно, що обраний режим роботи дизеля 1ЧН12 / 13 забезпечив задовільну збіжність розрахункових і експериментальних

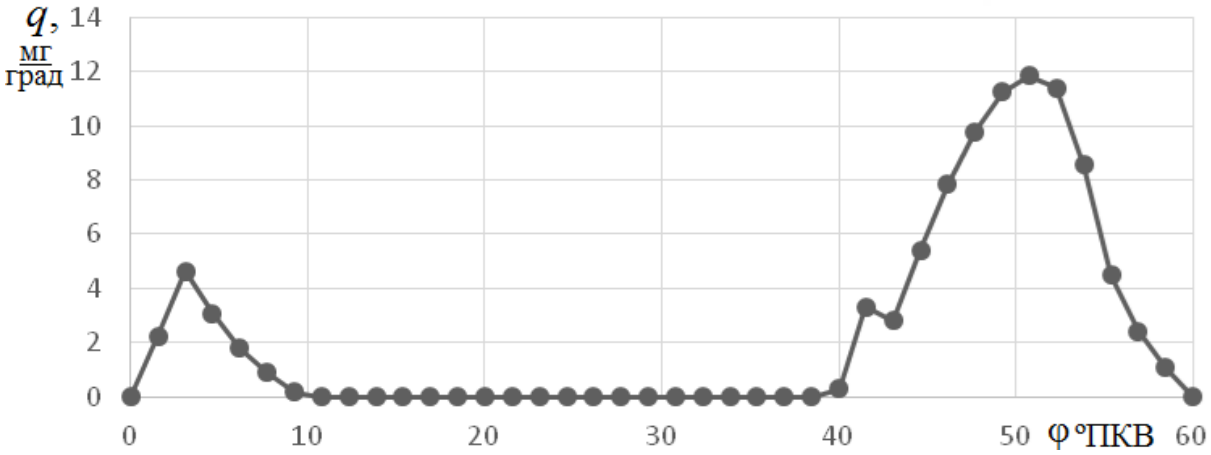
значень.

Для оцінки впливу попереднього впорскування на характеристики двигуна були обрані два режиму багаторазового впорскування (попередній - наступний): «мін - ср», «мін - мах» - впорскування попереднього і основного порцій палива.

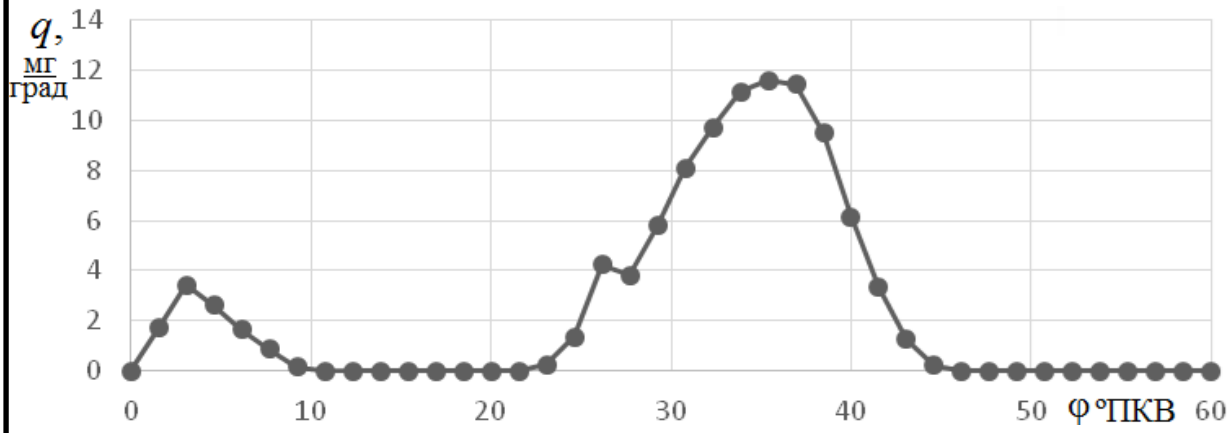
За тривалості керуючих імпульсів при дворазовому уприскуванні прийняті 0,15 «мін», 0,7 «ср» і 1,2 «мах» мс, які в разі одноразового впорскування забезпечили циклові подачі 32, 75, і 167 мг палива відповідно. Ці значення циклових подач були прийняті за номінальні.

Для моделювання моторного експерименту в програмному комплексі будувалася характеристика впорскування, відповідна кожному режиму при постійному УОВ Δθ = 13 ° ПКВ попереднього впорскування, який був заданий з вихідними даними, описаними в попередньому розділі.

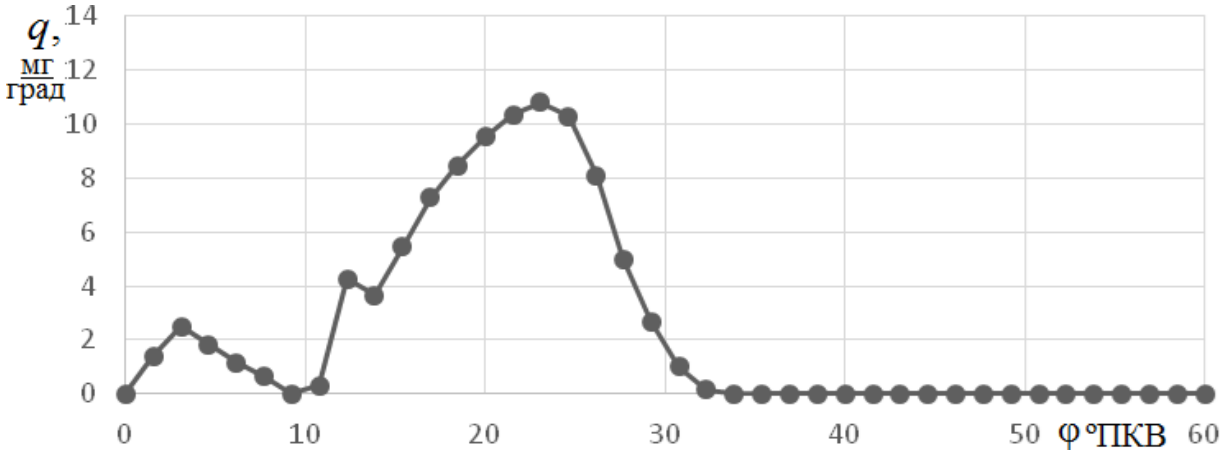
Побудовані характеристики впорскування на режимі «мах» представлені на рис. 4.4.



а

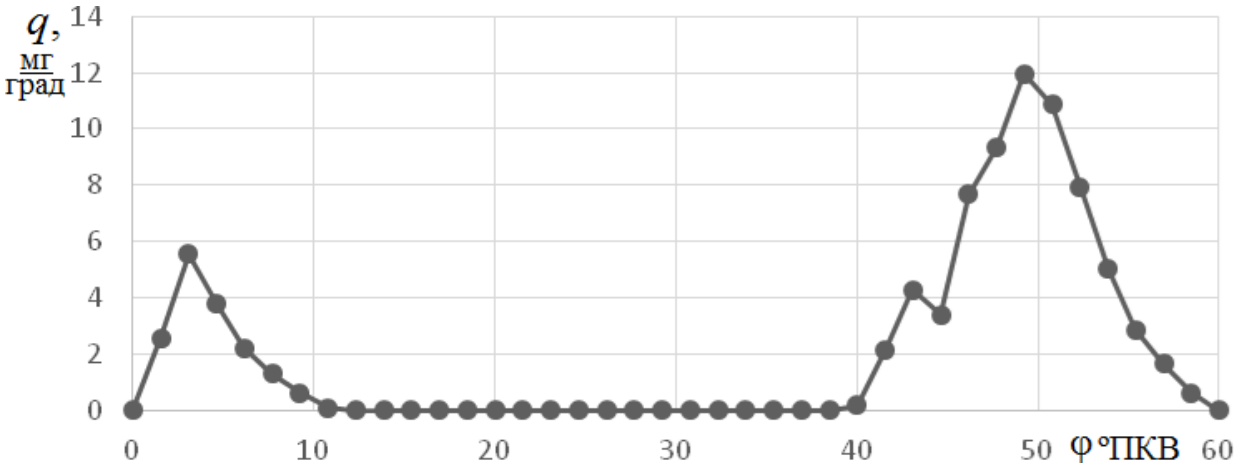


б

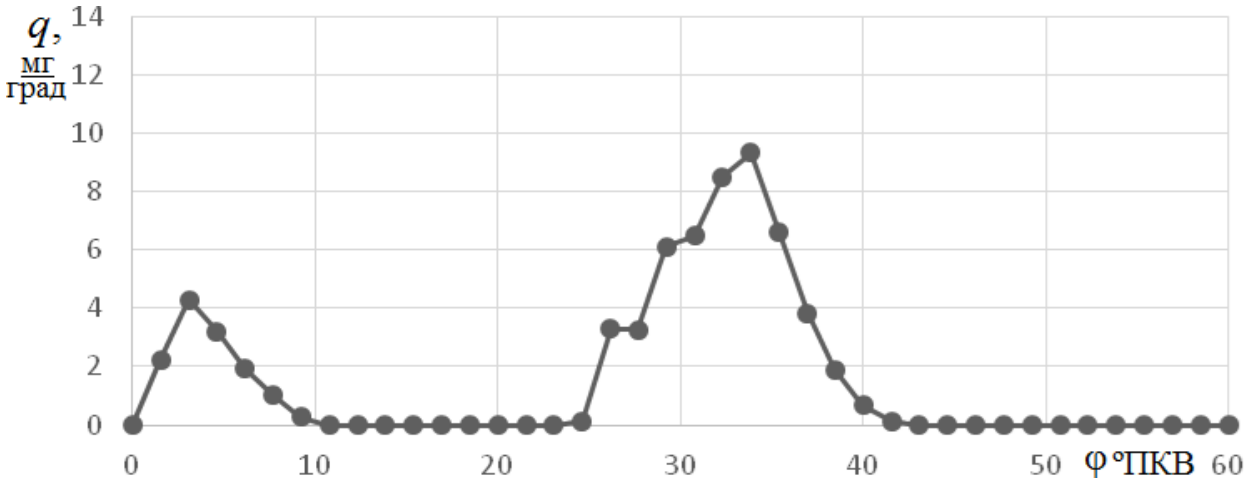


в

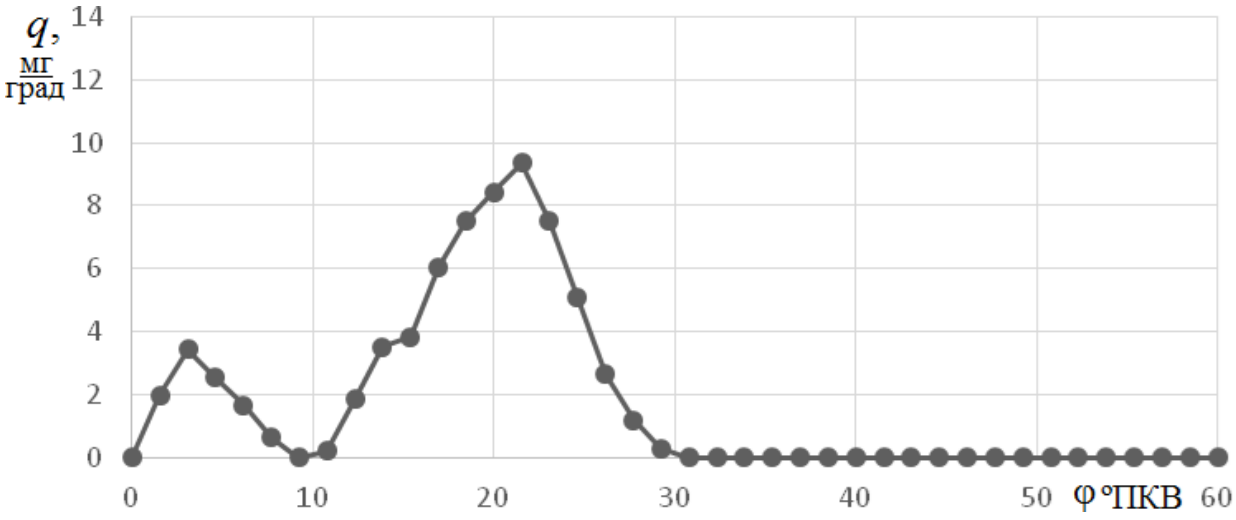
Рис. 4.4 Характеристики впорскування на режимі «max», При: а - $\Delta\tau$ = 5 мс, б - $\Delta\tau$ = 3 мс, в - $\Delta\tau$ = 1,5 мс



а



б



в

Рис. 4.5 Характеристики впорскування

.

Таблиця 4.2-Результати змодельованого розрахункового експерименту

№	характеристика	про оз	хв - max, 5 мс	хв - max, 3 мс	хв - max, 1,5 мс	хв - 〉□, 5 мс	хв - 〉□, 3 мс	хв - 〉□, 1,5 мс
1	УОВ попередньої, ºПКВ до ВМТ		13	13	13	13	13	13
2	УОВ подальшої, ºПКВ до ВМТ		-27	-12	4	-27	-12	4
3	Потужність, кВт	Ne	14,02	15,4	15,78	6,67	8,16	10,19
4	середнє ефективне тиск, МПа	p_e	0,882	0,897	0,921	0,359	0,439	0,548
5	Циклова подача палива, г	$q_ц$	0,103	0,103	0,102	0,060	0,061	0,060
6	Уд. ефект. витрата палива, г / (кВт · год)	g_e	309	280	271	377	308	247
7	ефективний КПД	η_e	0,274	0,302	0,312	0,224	0,274	0,342
8	індикаторний КПД	η_i	0,377	0,412	0,425	0,358	0,409	0,481
9	Коефф. надлишку повітря сумарний	α	1,96	1,96	1,95	3,71	3,69	3,66
10	Емісія твердих частинок, г / (кВт · год)	частиці	1,842	0,931	0,632	0,490	0,293	0,071
11	Концентр. вологих NO_x, млн-1	NO_x	278,2	325,9	409,8	75,2	152,6	152,4
12	Максимальна температура циклу, К	T_z	1 452	1573	тисячу п'ятсот вісімдесят дві	1207	1229	1 363

При зменшенні часу затримки подальшого впорскування Δτ, збільшується потужність ДВЗ і середнє ефективне тиск в циліндрі ДВЗ. При цьому питома ефективна витрата палива зменшується. Також при зменшенні часу затримки подальшого впорскування Δτ збільшуються індикаторний і ефективний ККД ДВЗ. Слід також відзначити зменшення максимального тиску циклу і незначне збільшення максимальної температури циклу при зменшенні часу затримки подальшого впорскування Δτ. Поліпшуються і екологічні показники ДВЗ при зменшенні часу затримки подальшого впорскування Δτ, а саме скорочується емісія твердих частинок майже в 3 рази, скорочується емісія діоксиду вуглецю. При цьому відзначається підвищення емісії оксидів азоту.

У першій серії розрахунків сталість УОВ пов'язано з визначенням впливу тривалості між двома впорскуваннями на показник циклу з урахуванням зміни моменту початку подачі наступної порції палива. Крім описаного вище розрахунку, було проведено дослідження впливу початку впорскування попередньої порції палива при сталості моменту початку впорскування основної порції палива щодо ВМТ.

У другій серії розрахунків, але вже при зміні УОВ таким чином, щоб початок подальшого впорскування доводилося на Δθ = 13 ° ПКВ до ВМТ, вдалося отримати залежності на обраних режимах багатократного впорскування, а саме «мін -мах» і «мін - ср ».

Результати другої серії розрахунків представлені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 - Результати другої серії розрахунків

№	характеристика		хв - мах, 5 мс	хв - мах, 3 мс	хв - мах, 1,5 мс	хв - ⟩□, 5 мс	хв - ⟩□, 3 мс	хв - ⟩□, 1,5 мс
1	УОВ попередньої, ºПКВ до ВМТ		53	38	22	53	38	22
2	УОВ подальшої, ºПКВ до ВМТ		13	13	13	13	13	13
3	Потужність, кВт	*Ne*	13,24	15,89	14,72	7,44	8,49	9,67
4	середнє ефективне тиск, МПа	p_e	0,758	0,926	0,858	0,400	0,456	0,520
5	Циклова подача палива, г	$q_ц$	0,102	0,102	0,102	0,060	0,060	0,060
6	Уд. ефект. витрата палива, г / (кВт · год)	g_e	320	264	292	338	296	260
7	ефективний КПД	η_e	0,265	0,320	0,290	0,250	0,285	0,325
8	індикаторний КПД	η_i	0,400	0,448	0,401	0,399	0,431	0,468
9	Коефф. надлишку повітря сумарний	α	1,93	1,94	1,95	3,62	3,62	3,63
10	Емісія твердих частинок, г / (кВт · год)	Годину тиц и	0,034	0,170	0,983	0,010	0,020	0,030

Аналіз результатів змодельованого експерименту при завданні вихідних даних таким чином, щоб початок подальшого впорскування доводилося на Δθ = 13 ° ПКВ до ВМТ на режимі «мін - мах», показав наступне.

При зменшенні часу затримки подальшого впорскування Δτ з 5 до 3 мс так, щоб УОВ попередньої порції зменшився з 53 до 38º, потужність ДВЗ і середнє ефективне тиск збільшуються на 22%, ефективний ККД збільшується на 20%, індикаторний ККД збільшується на 12%. Однак при подальшому зменшенні часу затримки подальшого впорскування Δτ з 3 до 1,5 мс так, щоб УОВ попередньої порції зменшився з 38º до 22º, відбувається зменшення

потужності ДВЗ і середнього ефективного тиску на 7%, ефективний ККД зменшується на 9%, індикаторний ККД зменшується на 11%.

При зменшенні часу затримки подальшого впорскування Δτ відбувається зменшення максимального тиску і максимальної температури циклу, при цьому відзначається збільшення циклової подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря і середньої температури перед турбіною.

За екологічними показниками відзначається значне збільшення емісії твердих частинок і зменшення концентрації оксидів азоту при зниженні часу затримки подальшого впорскування Δτ з 5 до 1,5 мс.

При одноразовому уприскуванні NOx мають концентрацію 3623 ... 3653 млн-1 в ОГ, проте при багаторазовому уприскуванні на різних режимах спостерігається зниження концентрації NOx в ОГ.

При багаторазовому уприскуванні зі зміною УОВ таким чином, щоб початок подальшого впорскування доводилося на Δθ = 13 ° ПКВ до ВМТ, зі зменшенням часу затримки подальшого впорскування концентрація NOx зменшується з 3101 до 475 млн-1.

Однак при постійному початку попереднього впорскування за Δθ = 13 ° ПКВ до ВМТ і зменшенні часу затримки подальшого (основного) впорскування концентрація NOx залишається в межах 278 ... 409 млн-1, що свідчить про сприятливий вплив багаторазового впорскування на концентрацію NOx в ОГ.

При одноразовому уприскуванні емісія твердих частинок (сажа) досягає 1,192 ... 1,259 г / (кВт · год) в ОГ, проте при багаторазовому уприскуванні на різних режимах ми спостерігаємо значне зменшення викидів сажі в ОГ. При багаторазовому уприскуванні найбільший вплив на показники двигуна надає час затримки між впорскуванням порцій циклової подачі. При зменшенні Δτ і Δθ = 13 ° ПКВ до ВМТ на всіх режимах зростає потужність двигуна, зменшується питома ефективна витрата палива, зростає середнє ефективне тиск. Зі зміною УОВ таким чином, щоб початок подальшого впорскування

доводилося на Δθ = 13 ° ПКВ до ВМТ, також практично на всіх режимах збільшується потужність двигуна, зменшується питома ефективна витрата палива, зростає середнє ефективне тиск, особливо на середніх тимчасових показниках затримки між впорскуваннями.

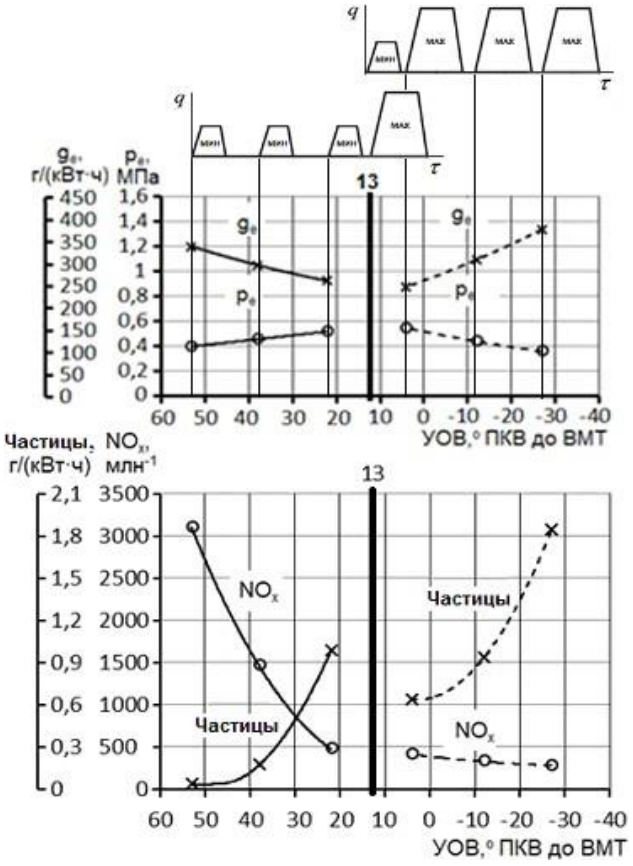


Рисунок 4.6 - Спільне вплив УОВ і Δτ на показники дизеля 1ЧН12 / 13 при режимі «мін -мах»

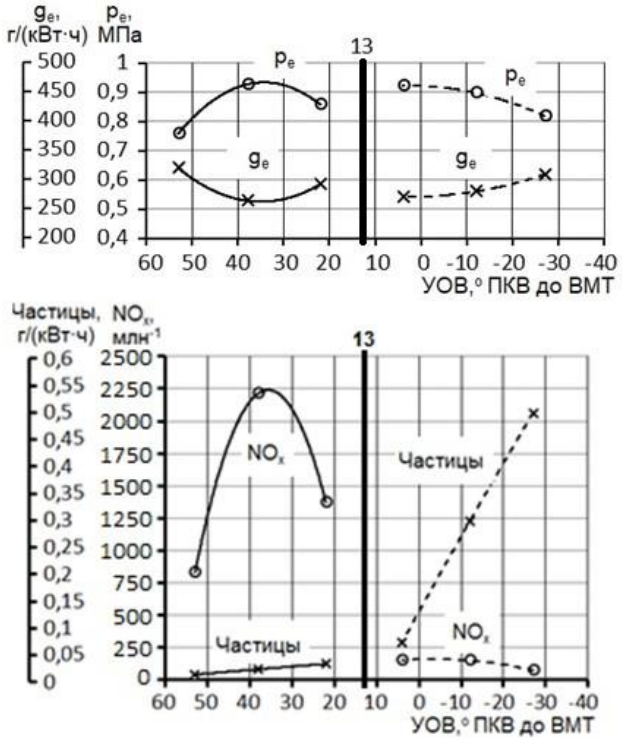


Рисунок 4.7 - Спільне вплив УОВ і Δτ на показники дизеля 1ЧН12 / 13 при режимі «мін -ср»

На рис. 4.6, 4.7 представлені дві групи режимів, суцільними лініями позначені режими, відповідні Δθ = 13 ° ПКВ до ВМТ для подальшого впорскування. У другій групі режимів, позначених пунктиром, Δθ = 13 ° ПКВ до ВМТ відповідав початку попереднього впорскування. На рис. 4.6, 4.7 необхідно зазначити, що найбільш значущий вплив хвильових явищ, що виникають в лінії високого тиску АПС, проявляються при ранньому початку впорскування Δθ = 52 ° ПКВ до ВМТ. При багаторазовому уприскуванні найбільший вплив на показники двигуна надає час затримки між впорскуванням порцій циклової подачі. При зменшенні часу затримки між впорскуваннями і постійному початку попереднього впорскування за Δθ = 13 ° ПКВ до ВМТ на всіх режимах зростає потужність двигуна, зменшується питома ефективна витрата палива, зростає середнє ефективне тиск.

ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз впливу конструкції електрогідравлічною форсунки (ЕГФ) і фізичних властивостей, що впорскується нею палива на цикловую подачу і витрата палива на управління в залежності від керуючого імпульсу τ і тиску в паливному акумуляторі:

при підвищенні в'язкості палива в двадцять разів, пов'язаних з переходом з ДП на РМ, частка палива, що витрачається на управління скоротилася в 5 разів при τ = 0,3 мс і тиску впорскування 180 МПа;

введення в конструкцію розвантаженого керуючого клапана і додаткового обсягу в корпусі ЕГФ, сприяло досягненню тиску впорскування до 300 МПа і скорочення частки палива, що витрачається на управління в 2 раз при τ = 0,3 мс.

2. Режим роботи електрогідравлічної форсунки визначає вплив допусків її конструктивних параметрів на топливоподачу. Так найбільша зміна циклової подачі Q (+ 10%) для номінального режиму роботи ЕГФ отримано при поєднанні параметрів μfc і h і з максимальними значеннями (в межах технологічних допусків). На режимі мінімального навантаження найбільше значення Q (+ 20%) досягнуто при поєднанні параметрів μfc, hкл в максимальних і h і, dix в мінімальних значеннях.

3. Розглянуто вплив зміни параметрів ЕГФ в межах технологічних допусків на форму характеристики впорскування. так на номінальному режимі роботи ЕГФ поєднання параметрів μfc в максимальному і h і в мінімальних значеннях збільшило максимальну швидкість впорскування на 7,8%.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Аблаєв, А.Р. Отримання моторного палива з відновлюваної сировини в Росії / А.Р. Алба // Транспорт на альтернативному паливі. - 2008. -№5. - С.73- 76.

2. Анна, Я.М. Дослідження впливу характеристик вприскування палива на динаміку і економічність робочого процесу дизеля: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Ганна Я.М. - М., 1973. - 150 с.

3. Автомобільні двигуни: підручник для вузів / під ред. М.Г. Шатрова. - М .: Академія, 2010. - 464 с.

4. Акумуляторні паливні системи з електрокерованими гідроприводними насос-форсунками / А.С. Хачіян, С.В. Бойко, Л.Н. Голубков та ін. // Підвищення ефективності автомобільних і тракторних двигунів: зб. науч. тр. / МАДИ. - М., 1995. - С. 39-49.

5. Алексєєв, А.Б. Удосконалення показників дизелів вантажних автомобілів вибором камери згоряння і оптимізацією паливної апаратури: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Алексєєв А.Б. - М., 2010. - 177 с.

6. Астахов, І.В. Паливні системи і економічність дизелів / І.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.І. Трусов та ін. - М., 1990. - 288 с.

7. Астахов, І.В. Розрахунок гідравлічних характеристик многодирчатий розпилювачів форсунок автотракторних дизелів / І.В. Астахов, В.І. Трусов, В.П. Дмитренко // Паливна апаратура дизелів: межвуз. зб. науч. тр. / Ярославський політехн. ін-т. - Ярославль, 1973. - С. 31-36.

8. Бєлоусов, Е.В. Цикл Міллера і його реалізація в суднових дизельних двигунах / Є.В. Бєлоусов, В.В. Чернявський // Двигуни внутрішнього згоряння: всеукр. наук.-техн. журн. - 2013. - № 1. - С. 121-132.

9. Біопаливо для дизелів / С.А. Нагорнов, А.А. Макушин, С.В. Романцова

// Автомобільна промисловість. - 2006. - №10. - С.34-36.

Боковиков, А.Н. Математична модель системи подачі повітря автомобільного дизеля для напівнатурного моделювання його динамічних режимів / О.М.

Боковиков, А.Г. Кузнецов // Вантажівка. - 2009. - № 11. - С. 30-33.

10. Васильєв, І.П. Вплив палив рослинного походження на екологічні та економічні показники дизеля / І.П. Васильєв. - Луганськ: Изд-во Восточноукр. ун-ту ім. В. Даля, 2009. - 240 с.

11. Врублевський, А.Н. Наукові основи вибору параметрів акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням для високооборотного дизеля: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / Врублевський О.М .; Харків. нац. автомобіл.- дорож. ун-т. - Харків, 2010. - 339 с.

12. Гальговскій, В.Р. Удосконалення процесів тепловиділення в дизелі за рахунок якості подачі палива / В.Р. Гальговскій, І.К. Скрипкін, В.П. Величко // Автомобільна промисловість. - 1981. - № 12. - С. 6-9.

13. Гирявець, А.К. Теорія управління автомобільним бензиновим двигуном. / А.К. Гирявець - М .: Стройиздат, 1997. - 161 с.

14. Голубков, Л.Н. Вплив складу палива на основі масел рослинного походження на режим роботи електрогідравлічної форсунки

/ Голубков Л.Н., Дунін А.Ю., Горбачевський Є.В., Душкін П.В., Іванов І.Є. // Транспорт на альтернативному паливі. - 2017. - № 4 (58). - С. 48-58.

15. Голубков, Л.Н. Вплив складу сумішевого палива на робочий процес акумуляторної паливної системи / Голубков Л.Н., Дунін А.Ю., Горбачевський Є.В., Душкін П.В., Алексєєв І.В. // Вісник МАДИ. - 2016. - № 4 (47). - С. 17-26.

16. Голубков, Л.Н. Розробка елементів системи управління і дослідження акумуляторної паливної системи з електрогідравлічними форсунками / Л.М. Голубков, Н.А. Соленов, Д.А. Михальченко, П.В. Душкін // Вісник МАДИ. - 2012. - № 3 (30). - С. 20-27.

17. Голубков, Л.Н. Розрахунково-теоретичне дослідження акумуляторної паливної системи для поліпшення екологічних показників дизеля / Л.М. Голубков, Л.А. Ємельянов, Д.А. Михальченко // Двигуни і екологія: зб. науч. тр.

/ НАМИ. - М., 2007. - Вип. 238. - С. 103-109.

18. Горбачевський, Е.В. Фізико-хімічні властивості палив на основі масел

рослинного походження і їх вплив на робочий процес ДВЗ / Горбачевський Є.В., Дунін А.Ю. // Вісник МАДИ. - 2017. - № 1 (48). - С. 67-72.

19. Горбачевський, Е.В. Методика оцінки впливу технологічних допусків електрогідравлічною форсунки на процес подачі ДП / Горбачевський Є.В., Дунін А.Ю. // Вісник МАДИ. - 2018. - № 4 (55). - С. 38-46.

20. Гріхів, Л.В. Впорскування палива під тиском до 400 МПа / Л.В. Гріхів, А.А. Денисов, Е.Е. Старков // Національна асоціація вчених. - 2015. -

№ 8 (13). - С. 24-28.

21. Гріхів, Л.В. Конструкція, розрахунок і технічний сервіс паливоподаючі систем дизелів: навч. посібник / Л.В. Гріхів, І.І. Габитов, А.В. Неговори. - М .: Легіон-Автодата, 2013. - 292 с.

22. Гріхів, Л.В. Обгрунтування вимог до топливоподающей апаратурі малотоксичних енергоефективних дизелів / Л.В. Гріхів, А.А Денисов, Е.Е. Старков // Известия Волгоградського державного технічного університету.

- 2014. - Т. 6. - № 18 (145). - С. 12-18.

23. Гріхів, Л.В. Особливості процесу подачі палива в перспективних дизелях при тисках вище 300 МПа / Л.В. Гріхів, А.А. Денисов, Е.Е. Старков // Міжнародний науковий інститут "EDUCATIO". - 2015. - № 8-2. - С. 31-37.

24. Гріхів, Л.В. Паливна апаратура дизелів з електронним управлінням: учеб.-практич. посібник / Л.В. Гріхів. - М .: Легіон-Автодата, 2003. - 176 с.

25. Гріхів, Л.В. Паливна апаратура і системи управління дизелів: підручник для вузів / Л.В. Гріхів, Н.А. Іващенко, В.А. Марков. - М .: Легіон-Автодата, 2004. - 344 с.

26. Гришин, А.В. Удосконалення акумуляторної паливної системи на основі методу розрахунку показників процесу подачі палива і робочого циклу дизеля: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Гришин А.В .; МАДИ. - М., 2002. - 209 с.

27. Двигуни внутрішнього згоряння. У 3 кн. Кн. 1. Теорія робочих процесів

/ В.Н. Луканин [и др.]; під ред. В.Н. Луканіна і М.Г Шатрова. - 3-е изд.,

Перераб. і доп. - М .: Вища. шк., 2007. - 414 с.

28. Двигун Фольксваген 3.0 л V6 TDI з системою впорскування палива Common Rail. Конструкція і принцип дії. Програма самонавчання 351. ТОВ «ФОЛЬКСВАГЕН Груп Рус», 2005. - 56 с. - Режим доступу: https: //ru.b-ok.cc/book/3121132/c1dd1b.

29. Денисенко, В.В. Комп'ютерне управління технологічним процесом, експериментом, обладнанням / В.В. Денисенко - М .: Гаряча лінія - Телеком, 2009. - 608 с.

30. Девянин С.Н. Рослинні масла і палива на їх основі для дизельних двигунів / С.М. Девянин, В.А. Марков, В.Г. Семенов. - Харків: «Нове слово», 2007. - 452 с.

31. Девянин, С.Н. Поліпшення експлуатаційно-технічних показників швидкохідного дизеля вдосконаленням процесу впорскування і розпилювання палива: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.02 / Девянин С.Н .; МГТУ ім. Н.е. Баумана. - М., 2005. - 390 с.

32. Дунін, А.Ю. Дослідження робочого процесу паливної системи Common Rail при багаторазовому уприскуванні / Дунін А.Ю., Горбачевський Є.В., Душкін П.В., Зайков І.А. // Журнал автомобільних інженерів. - 2018. - № 5 (112). - С. 4-7.

33. Ємельянов, Л.А. Пристрій для реєстрації параметрів упорскування / Л.А. Ємельянов // Перспективи розвитку енергетичних установок для автотранспортного комплексу: зб. науч. тр. / МАДИ. - М., 2006. - С. 47-54.

34. Зельдович, Я.Б. Фізика ударних хвиль і високотемпературних гідродинамічних явищ / Я.Б. Зельдович, Ю.П. Райзер. - М .: Наука, 1966. - 686 с.

35. Дзвонів, В.А. Аналіз механізмів утворення оксидів азоту при згорянні вуглеводневих палив в камері згоряння ДВЗ (частина 1) / В.А. Дзвонів, М.П. Гіріновіч // Приводная техніка. - 2004. - № 4. - С. 35-42.

36. Дзвонів, В.А. Дослідження ефективності застосування в дизельних двигунах паливних сумішей і біопалив / В.А. Дзвонів, А.В. Козлов, А.С.

Теренченко // Ріс. хім. журн. - 2008. - Т. LII, № 6. - С. 147-151.

37. Використання рослинних масел і палив на їх основі в дизельних двигунах: монографія / В.А. Марков, С.Н. Девянин, В.Г. Семенов, А.В. Шахов, В.В. Багров. - М .: ТОВ НДЦ "Інженер", 2011. - 536 с.

38. Кузнецов, А.Г. Динамічна модель дизеля / А.Г. Кузнецов // Автомобільна промисловість. - 2010. - № 2. - С. 30-33.

39. Кульчицький, А.Р. Токсичність автомобільних і тракторних двигунів: навч. посібник для вузів / А.Р. Кульчицький. - 2-е изд., Испр. і доп. - М .: Академічний Проект, 2004. - 400 с.

40. Ліванський, А.Н. Підвищення ефективності роботи дизеля при використанні водопаливних емульсій, отриманих ультразвуковим методом: дис. канд. техн. наук: 05.04.02 / Ліванський О.М .; МАДИ. - М., 2016. - 193 с.

41. Лишевскій, А.С. Розпилювання палива в суднових дизелях / А.С. Лишевскій. - Л .: Суднобудування, 1971. - 248 с.

42. Мазінг, В.В. Порівняльна оцінка конструкцій електрогідравлічних форсунок акумуляторних систем дизелів з використанням критеріїв якості / М.В. Мазінг, О.В. Олісевич, Л.Н. Голубков, Д.А. Михальченко // Збірник доповідей 11-ї Міжнародної автомобільної конференції «Двигуни для російських автомобілів». - М .: МВЦ «Крокус-Експо», 2009. - С. 70-76.

43. Мазінг, М.В. Дизельні акумуляторні паливні системи нового покоління типу «Common Rail» / М.В. Мазінг, Ф.І. Пінський, О.В. Олісевич // Мобільна техніка. - М .: НАМИ, 2004. - №1. - С. 31-36.

44. Мазінг, М.В. Конструкторсько-експериментальний аналіз системи подачі палива Common Rail двигуна DCI-11 фірми Renault / М.В. Мазінг, О.В. Олісевич, В.В. Курманов, П.В. Курманов // Праці НАМИ. - 2010. - Вип. 245. Конструкція і сертифікація автомобільної техніки. - С. 6-18.

45. Мазінг, М.В. Розпилювач з плаваючою втулкою для паливних систем з підвищеним тиском впорскування / М.В. Мазінг, Г.Г. Тер-Мкртічьян, С.А. Богачов // Сучасні проблеми науки та освіти. - 2014. - № 5. - С. 7-13.

46. Марков, В.А. Робота дизелів на рослинних маслах / В.А. Марков, Д.А. Коршунов, С.Н. Девянин // Вантажівка &. - 2006. - № 7. - С. 33-46.

47. Марков, В.А. Система регулювання кута випередження впорскування палива для дизеля / В.А. Марков, А.Г. Кузнецов, Е.Е. Полухін, В.А. Павлов // Известия Волгоградського державного технічного університету. - 2008. -

№ 1. - С. 54-59.

48. Марков, В.А. Токсичність відпрацьованих газів дизелів / В.А. Марков, Р.М. Баширов, І.І. Габитов. - 2-е изд., Перераб. і доп. - М .: Изд-во МГТУ ім. Н.е. Баумана, 2002. - 376 с.

49. Марков, В.А. Поліпшення екологічних показників дизеля шляхом вдосконалення системи подачі палива / В.А. Марков, М.А. Савельєв, А.В. Селіванов // Известия Волгоградського державного технічного університету. - 2014. - №18. - С. 14-18.

50. Марченко, А.П. Тенденції розвитку форсунок акумуляторних паливних систем типу Common Rail / А.П. Марченко, Д.В. Мєшков, І.В. Рикова

// Двигуни внутрішнього згоряння: всеукр. наук.-техн. журн. - 2005. - № 1. - С. 68-74.

51. Марченко, А.П. Розрахунково-експериментальні дослідження з оцінки впливу підігріву альтернативних палив на показники роботи дизеля / А.П. Марченко, А.Ф. Мінак, В.Г. Семенов, О.Ю. Линьков, В.В. Шпаковський, С.В. Обозний // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Двигун внутрішнього згорання. - 2005. - № 1. - С. 8-17.

52. Михальченко, Д.А. Розробка математичних моделей і розрахунково-експериментальне дослідження дизельних паливних систем з клапанним керуванням: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Михальченко Д.А. ; Ріс. ун-т дружби народів. - М., 2010. - 192 с.

53. Максимов, А.Л. Облік дисоціації при розрахунку теоретичного циклу бензинового двигуна / А.Л. Максимов, М.Г. Шиянов // Праці МАДИ. - 1974. - Вип. 71. Автотракторні двигуни внутрішнього згоряння. - С. 23-35.

54. Науково-технічний звіт про науково-дослідній роботі. Етап 1: «Проведення пошукових і експериментальних досліджень по розробці випереджальних технічних рішень і технологій світового рівня для проектування і оптимізації паливних систем з електронно-керованим уприскуванням палива і тисками до 300 ... 400 МПа для модернізації базових зразків середньо- і високоспритних дизельних двигунів і створення перспективних дизельних двигунів» . - М .: МАДІ, 2012.

55. П.м. 177012 Російська Федерація, МПК F02M 61/10. Розпилювач електрогідравлічною форсунки акумуляторної паливної системи / Горбачевський О.В .; заявник і власник патенту ФГБОУ ВПО "Московський автомобільно-дорожній державний технічний університет (МАДІ)". -

№ 2017134471/06; заявл. 03.10.2017; опубл. 06.02.2018, Бюл. №4.

56. П.м. 177013 Російська Федерація, МПК F02M 61/10. Електрогідравлічна форсунка для подачі сумішевого палива в дизельний двигун / Горбачевський О.В .; заявник і власник патенту ФГБОУ ВПО "Московський автомобільно-дорожній державний технічний університет (МАДІ)". - № 2017133231/06; заявл. 25.09.2017; опубл. 06.02.2018, Бюл. №4.

57. Робота дизелів на нетрадиційних паливах: навч. Посібник // В.А. Марков, А.И. Гайворонський, Л.В. Гріхів. - М .: Легіон-Автодата, 2008. - 464 с.

58. Рапсове масло як альтернативне паливо для дизеля / В.А. Марков, А.И. Гайворонський, С.Н. Девянин // Автомобільна промисловість. - 2006. - № 2. - С. 1-5.

59. Редник, С.Н. Методи дослідження властивостей вуглеводнів при тисках понад 150 МПа / С.М. Редник // Известия Самарського наукового центру Російської академії наук. - 2012. - Т. 14. - № 1 (2). - С. 642-644.

60. Редник, С.Н. Фазові переходи в системах вуглеводнів при тисках понад 150 МПа / С.М. Редник, К.В. Найгерт // Известия Самарського наукового центру Російської академії наук. - 2014. - Т. 16. - № 1 (2). - С. 515-517.

61. Семенов, В. Г. Вплив фізико-хімічних показників біодизельного

палива на параметри дизеля і його еколого-експлуатаційні характеристики / В.Г. Семенов, С.В. Рудаченко // Трактори і сільгоспмашини. - 2010. - № 1. - С. 8- 18.

62. Сіов, Б.Н. Витікання рідини через насадки в середовища з протитиском / Б.М. Сіов. - М .: Машинобудування, 1968. - 140 с.

63. Системи впорскування Common Rail від Liebherr: каталог. -М., 2016.

64. Тер-Мкртічьян, Г.Г. Забезпечення малотоксичного робочого процесу форсованих перспективних дизельних двигунів / Г.Г. Тер-Мкртічьян, М.В. Мазінг, А.Г. Ветошніков // Сучасні проблеми науки та освіти. - 2013.

– №5. Режим доступу:URL: http://science-education.ru/ru/article/view?id=10237.

65. Тер-Мкртічьян, Г.Г. Сучасний стан та перспективи розвитку паливної апаратури автотракторних дизелів / Г.Г. Тер-Мкртічьян, М.В. Мазінг

// Двигунобудування. - 2014. - №1. - С. 30-35.

66. Паливні системи дизелів / В.І. Трусов. - М .: Машинобудування, 1995. - 182 с.

67. Файнлейб, Б.Н. Паливна апаратура автотракторних дизелів: довідник / Б.М. Файнлейб. - 2-е изд., Перераб і доп. - Л .: Машинобудування, 1990..

- 352 с.

68. Фомін Ю.А. Гідродинамічний розрахунок паливних систем дизелів з використанням ЕЦОМ / Ю.А. Фомін. - М .: Машинобудування, 1973. - 144 с.

69. Хачіян, А.С. Дизелі сучасних легкових автомобілів. Особливості робочих процесів і систем / А.С. Хачіян, В.В. Синявський. - М .: Техполіграфцентр, 2009. - 128 с.

70. Хачіян, А.С. Акумуляторна паливна система з електрокерованими гідроприводними насос-форсунками нового покоління /А.С. Хачіян, С.Н. Алексєєв, А.Б. Алексєєв // Перспективи розвитку поршневих двигунів в XXI столітті: зб. науч. тр. / МАДИ. - М., 2002. - С. 73-86.

71. Чарний, И.А. Несталий рух реальної рідини в трубах / І.А. Чарний. - 2-е изд., Перераб. і доп. - М .: Недра, 1975. - 296 с.

72. Шатров, М.Г. Експериментальне дослідження гідродинамічних ефектів в паливній апаратурі Common Rail при багаторазовому уприскуванні / М.Г. Шатров, Л.Н. Голубков, А.Ю. Дунін, П.В. Душкін// Журнал автомобільних інженерів. - 2016. - № 2 (97). - С. 15-17.

73. Шеховцов, А.Ф. Процеси в перспективних дизелях / А.Ф. Шеховцов. - Харків: Вид-во «Основа» при Харк. ун-ті, 1992. - 352 с.

74. Шторм, Р. Теорія ймовірностей. Математична статистика. Статистичний контроль якості: пров. з нім. / Р. Шторм. - М .: Світ, 1970. - 368 с.

75. Badami, M. Influence of injection pressure on the performance of a diesel engine with a Common Rail fuel injection system / M. Badami, P. Nuccio, G. Trucco // SAE Technical Paper. - 1999. - № 1999-01-0193. - 18 p.

76. Baratta, M. Hydraulic layout effects on multijet CR injection system / M. Baratta, AE Catania, A. Ferrari // Congresso Nazionale ATI. - Perugia, 2006, - 9 p.

77. A Study of methods to lower HC and CO emissions in Diesel HCCI / G. Bression, D. Soleri, S. Savy ea // SAE International. - 2008. - № 2008-01-0034. - 13 p.

78. Cartellieri, W. Potential of internal engine measures to reach low emission levels for medium and heavy-duty diesel engines / W. Cartellieri, D. Gill, F. Chmela // AVL International Commercial Powertrain Conference: October 18-19 (2001). - Budapest, 2001. - 13 p.

79. 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. - P. 328061-3280613.

80. Catania, AE Parametric study of hydraulic layout effects on Common-Rail multiple injections / AE Catania, M. Manno, A. Ferrari // ASME Internal Combustion Engine Division 2005 Fall Technical Conference. - Ottawa, 2005, № ICEF 2005-1288. - 11 p.

81. CRS 3-27 diesel common-rail system with piezo injectors and 2,700 bar // Robert Bosch GmbH. - Режим доступу: URL:http://www.bosch.co.jp/jsae2016/pdf/13-

-DS_ProductDataSheet_CRS3-27_EN.pdf (дата звернення: 05.07.2016).

82. Delphi introduces 2,700 bar heavy-duty common rail injection system // Dieselnet. - Режим доступу: URL: https: //www.dieselnet.com/news/2012/09delphi.php (Дата звернення: 05.07.2016).

83. DENSO Develops a new diesel Common Rail system with the world's highest injection pressure // Denso Global. - Режим доступу: URL:http://www.globaldenso.com/en/newsreleases/130626-01.html (Дата звернення: 05.07.2016).

84. Dober, G. The impact of injection strategies on emissions reduction and power output of future diesel engines / G. Dober, S. Tullis, G. Greeves ea // SAE World Congress, Detroit, 2008, № 2008-01-0941. - 11 p.

85. Foelzer, K.-H. Aspects of a Tier 4 development for a multi-application high speed diesel engine / K.-H. Foelzer, T. Kammerdiener, M. Zallinger, A. Ludu // XXVII CIMAC World Congress. - Shanghai, 2013, № 410. - 12 p.

86. Fuechslin, R. New low cost common rail system with zero static leakage / R. Fuechslin // XXVII CIMAC World Congress. - Shanghai, 2013, № 8. - 8 p.

87. Full details on the new BMW quad-turbo diesel B57 engine // BMWBLOG. - Режим доступу: URL:http://www.bmwblog.com/2016/05/12/full-details-new-bmw-quad-turbo-diesel-b57-engine / (дата звернення: 18.05.2016).