

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії та енергетики

Кафедра механіки та
інженерії агроecosистем

Кваліфікаційна робота

СОКОЛЬЧУК Максим Леонідович

(прізвище, ім'я, по батькові здобувача вищої освіти)

УДК 629. 424. 3

(індекс)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**Удосконалення технічного обслуговування і ремонту форсунок
паливних систем Common Rail дизельних двигунів транспортних
засобів**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(шифр і назва спеціальності)

Подається на здобуття освітнього ступеня магістр

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання
ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне
джерело _____ М.Л. СОКОЛЬЧУК

(підпис, ініціали та прізвище здобувача вищої освіти)

Керівник роботи

Н.М. ЦИВЕНКОВА

(прізвище, ім'я, по батькові)

ДОЦЕНТ КАНД. ТЕХ. НАУК

(науковий ступінь, вчене звання)

Житомир – 2021

АНОТАЦІЯ

СОКОЛЬЧУК М. Л. Удосконалення технічного обслуговування і ремонту форсунок паливних систем Common Rail дизельних двигунів транспортних засобів

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 208 – агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2021.

В роботі здійснено аналіз різних технологічних процесів відновлення та ремонту паливних форсунок систем Common Rail дизельних двигунів. Встановлено, що конструктивні параметри впливають на технологічні характеристики роботи форсунок та їх робочий ресурс. Створено математичну модель, яка описує процес подачі палива в дизельному двигуні. Проведено експериментальне дослідження залежності між технічними характеристиками форсунок на стадії відновлення, зношення та післяремонтного стану. Проведено аналіз адекватності математичної моделі за критерієм Фішера. Математична модель має високий рівень адекватності.

Ключові слова: форсунка, діагностика, методи, дефект, технічний стан, паливна апаратура.

SUMMARY

SOKOLCHUK M. L. Improvement of Maintenance and Repair of Injectors of Fuel Systems Common Rail of Vehicle Diesel Engines.

Qualifying work for a master's degree in specialty 208 – agroengineering. – Polissya National University, Zhytomyr, 2021.

The analysis of various technological processes of restoration and repair of fuel injectors of common rail systems of diesel engines is carried out in the work. It is established that the design parameters affect the technological characteristics of the injectors and their service life. A mathematical model describing the process of fuel supply in a diesel engine has been created. An experimental study of the relationship between the technical characteristics of the nozzles at the stage of restoration, wear and post-repair condition is presented. The analysis of the mathematical model adequacy according to Fisher's criterion is carried out. The mathematical model has a high level of adequacy.

Key words: injector, diagnostics, methods, defect, technical condition, fuel equipment.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ОБГРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ, ОБ’ЄКТУ ТА ПРЕДМЕТУ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	7
1.1. Переваги та особливості експлуатації системи високого тиску Common Rail.....	7
1.2. Сучасний стан підходів до ремонту форсунок паливних систем Common Rail.....	9
1.3. Технічне обслуговування форсунок акумуляторних систем подачі палива.....	11
1.4. Методика індивідуального коригування базових характеристик управління подачі палива ЕГФ при технічному обслуговуванні.....	14
1.5. Висновки до розділу 1.....	15
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ТА МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСУ РЕМОНТУ ПАЛИВНИХ ФОРСУНОК СИСТЕМИ COMMON RAIL.....	16
2.1. Математична модель для визначення тривалості керуючого імпульсу електрогідравлічної форсунки.....	16
2.2. Обладнання та апаратура досліджень.....	22
2.3. Експериментальні установки та датчики.....	25
2.4. Висновки до розділу 2.....	28
РОЗДІЛ 3. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ХАРАКТЕРИСТИК ПАЛИВНИХ ФОРСУНОК СИСТЕМИ COMMON RAIL ДО ТА ПІСЛЯ РЕМОНТУ.....	29
3.1. Аналіз результатів експериментальних вимірювань.....	29
3.2. Перевірка адекватності математичної моделі результатам експерименту.....	34
3.3. Висновки до розділу 3.....	36
ВИСНОВКИ.....	37
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	38

ВСТУП

Вимоги, що ставить сьогодення до двигунів, що працюють на дизельному пальному, постійно підвищуються. Здороження пального вимагає високої енергоефективності. А це сприяє підвищенню конструкційної досконалості та призводить до підвищення тиску в системах впорскування до 250 МПа з складними системами електронного керування, зворотними зв'язками тощо.

Для двигунів транспортних засобів найбільш застосованою є паливна апаратура типу Common Rail. Відповідно до результатів дослідження, отриманих зі статистичних даних державного рівня, кількість сучасних дизельних двигунів, що оснащені паливною апаратурою даного типу з кожним роком зростає. Широке застосування знайшли системи типу Common Rail в дизельних двигунах автомобілів та тракторів, що стає важливою задачею для господарств, які підтримують працездатність двигунів. Потрібно забезпечити такий рівень технічного сервісу, який збереже всі переваги даної паливної апаратури упродовж усього циклу експлуатації.

Важливим експлуатаційними характеристиками форсунок після їх відновлення є показники твердості та здатності до зношування тих поверхонь, що були відновлені. Особливо це стосується вузла клапана. Все зазначене вище підтверджує високу актуальність дослідження в даному напрямку.

Всі подібні дослідження потребують вимірювання високої точності, при чому потрібно розрізняти наукові підходи в дослідженнях та практичного застосування методики контролю якості відновлення форсунок.

Мета роботи – обґрунтування таких способів відновлення працездатності форсунок, які забезпечують максимальні їх експлуатаційні характеристики.

Завдання магістерської роботи:

- виконати аналіз сучасної інформаційної бази щодо випробувань електрогідравлічний форсунок паливних систем Common Rail дизельних двигунів транспортних засобів;

- створити математичну модель на базі математичних рівнянь таким чином, щоб вона пов'язувала технічні характеристики відновленої форсунки з

часом імпульсу системи керування. Це потрібно також для внесення коригувань щодо регульовальних параметрів електрогідравлічної форсунки;

- розробити експериментальну установку, обрати обладнання для контролю технічних параметрів відновлених форсунок, що дозволяє отримати широкий спектр даних та провести експериментальні дослідження;

- виконати статистичну обробку результатів експериментального дослідження та встановити кореляцію між теоретичною моделлю та експериментальними даними.

Об'єктом дослідження є процес роботи електрогідравлічної форсунки системи Common Rail після відновлення (проведення ремонтних робіт).

Предметом дослідження є технічні характеристики відновленої форсунки, що впливають на її працездатність, робочий ресурс після відновлення та здатність підтримувати задані технічні характеристики паливної апаратури в цілому.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження виконувалися згідно з положеннями математичної статистики, теорії ймовірності, математичного моделювання, теорії експерименту. Експериментальні дослідження здійснювалися на експериментальній установці Поліського національного університету із застосуванням спеціального вимірювального обладнання.

Перелік публікацій автора за темою дослідження: Результати магістерської кваліфікаційної роботи надруковано в: збірнику тез науково-практичної конференції I-го туру Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт з галузей знань і спеціальностей, яка мала місце 18 січня 2021 р; збірнику матеріалів науково-практичної конференції НПП, докторантів, аспірантів та молодих вчених факультету інженерії та енергетики «Студентські читання – 2021, яка проходила 15 листопада 2021 року; збірнику матеріалів V міжнародної науково-практичної конференції «Біоенергетичні системи», яка проходила 27-28 травня 2021 року в Поліському національному університеті.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота містить вступ, три розділи, кожен з яких включає підрозділи, висновки до кожного розділу, загальні висновки, список використаних літературних джерел з 40 найменувань, додатки. Загальний обсяг роботи становить 37 арк.

РОЗДІЛ 1.

ОБГРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ, ОБ'ЄКТУ ТА ПРЕДМЕТУ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Переваги та особливості експлуатації системи високого тиску Common Rail

Сьогодні в галузі виробництва та експлуатації транспортних засобів найбільш актуальними є питання щодо підвищення паливно-економічних характеристик двигунів та зменшення шкідливих речовин в складі їх відпрацьованих газів [1, 38].

Низьке споживання енергії та низький рівень забруднення навколишнього середовища стали основним напрямком конструктивно-технологічного розвитку як сучасних, так і майбутніх дизельних двигунів.

Відомо, що на ступінь згорання палива та рівень його споживання впливає стабільність процесу роботи форсунок системи подачі палива. Процеси подачі та впорскування палива системи високого тиску Common Rail (CRS) є взаємно незалежними завдяки можливості забезпечувати замкнутий цикл контролю тиску. CRS може забезпечувати незалежний контроль тиску впорскування та швидкості обертання колінчастого валу двигуна. Це, в свою чергу, дає змогу здійснювати гнучке керування продуктивністю процесу впорскування відповідно до робочих параметрів дизелів. Отже, технологія CRS є об'єктивною вимогою щодо оснащення сучасних дизельних двигунів, а також передовою технологією, яка забезпечує енергозбереження та скорочення викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигунів [21].

В результаті вивчення теоретичних джерел, як українських, так і зарубіжних, виявлено стан проблем, які характеризуються відсутністю певних наукових та технічних підстав забезпечення поточного ремонту та технічного обслуговування паливної апаратури на всьому циклі експлуатації двигуна. З іншого боку, існуючі технології та методи відновлення працездатності електронних форсунок типу Common Rail створені таким чином, що не

враховують особливості їх експлуатації та відповідну якість дизельного палива, на якому працює двигун. Крім того, досі не досліджені достатньо питання підтримання експлуатаційних показників форсунок типу Common Rail.

В роботі [1] представлено одновимірну гідравлічну модель для визначення ізольованого впливу щільності палива, в'язкості та ступеня стиску на об'єм впорскування та хвилю поширення тиску циклу роздільного впорскування на CRS. Результати чисельного моделювання показали, що під час основного впорскування щільність палива та коефіцієнт об'ємного стиснення мають більш істотний вплив на масові показники впорскування палива та характеристику коливань тиску на вході форсунки, порівняно з в'язкістю палива [18, 20].

Автори [13] застосували чисельну модель інжекції для дослідження впливу кожного компонента п'єзофорсунки з прямим голчастим приводом на характеристику впорскування палива і провели дослідження з одноциліндровим двигуном із прямим впорскуванням палива щоб визначити вплив різних п'єзодіючих механізмів на ступінчате впорскування палива.

В праці [4] розглянуто чисельну модель роботи форсунки Common Rail. На основі моделі оцінювався вплив розміру трубки напірної магістралі та тривалості впорскування на хвилю тиску в соплі форсунки та масові витрати форсункою. Очевидно, що на стабільність впорскування палива CRS в основному впливають коливання тиску та зміна параметрів. Однак, впорскування палива контролюється електромагнітним клапаном форсунки і включає в себе механічне, електричне, магнітне та гідравлічне поле багатенергетичних доменів. Важко проаналізувати зміни в системі під час глибокого впорскування палива за умови нелінійності системи.

Лінійний аналіз є потужним інструментом для аналізу основних умов зміни стану, а також для дослідження стабільності нелінійної системи під час динамічного процесу. В даний час застосовують багато методів лінійного аналізу, такі як метод власних значень, модальний аналіз, передатна функція і кореневий годограф [7].

Автори [4] запропонували модель системи насос-форсунка. Лінійний аналіз системи здійснюється модальним методом. Встановлено, що вказаний метод відіграє важливу роль в процесі моделювання та вивчення динамічних характеристик системи.

В праці [11] розроблено гідравлічну модель магістралі CRS та проаналізовано функцію передачі тиску в магістралі високого тиску між Common Rail та форсункою. Досліджено швидкість подачі палива паливним насосом високого тиску при різних діаметрах Common Rail. За результатами досліджень зв'язок між паливним насосом високого тиску та форсункою зменшується через збільшення діаметра трубопроводів магістралі Common Rail. Зазначено, що метод лінійного аналізу був успішно застосований до системи впорскування палива з електронним керуванням.

В своїх подальших наукових дослідженнях планується розробити на основі теорії графа чисельну модель роботи форсунки високого тиску Common Rail та отримати матрицю стану системи [9]. Пропонується дослідити ранг матриці стану при різній ширині імпульсів інжекції з метою отримання закону зміни рангу, за допомогою якого можна реалізовувати керування системою з пониженим рангом. Існуючі закономірності та характеристики стабільності впорскування палива для CRS планується визначати шляхом дослідження розподілу власного значення для матриці станів під час різних процесів впорскування на основі методу Ляпунова.

1.2. Сучасний стан підходів до ремонту форсунок паливних систем Common Rail

На початку 2000-х років у дизельних двигунах транспортних засобів, зокрема автотракторної техніки, широкого застосування набувають акумуляторні системи подачі палива типу Common Rail, одним з головних елементів яких є електрогідравлічна керована форсунка (ЕГКФ) [9, 14, 22]. З тих пір конструкція ЕГКФ постійно зазнає змін і суттєвих удосконалень.

Зокрема, за останні дванадцять років лише фірма Bosch нараховує чотири покоління конструктивних змін параметрів форсунок системи Common Rail [3].

Робочі параметри акумуляторної системи подачі палива в процесі експлуатації дизельного двигуна змінюються, що чинить відповідний вплив на якість його роботи. Як зазначають заводи-виробники, ресурс роботи електрогідравлічної форсунки дизельного двигуна складає відповідно $2,5 \cdot 10^3$ мотогодин, або 105 кілометрів пробігу транспортного засобу або механізму. Дослідження [4] також підтверджують, що конструкції акумуляторної системи подачі палива типу Common Rail постійно вдосконалюються, що пояснюється відносно малим досвідом їх експлуатації і, відповідно, відсутністю інформації щодо їх працездатності. Це, в свою чергу, є завадою для здійснення достовірної оцінки їх експлуатаційних показників.

Через малий термін дослідження акумуляторної системи подачі палива як заводами-виробниками, так і науково-дослідними установами, які вивчають технологічні та техніко-експлуатаційні параметри акумуляторної системи подачі палива, не розроблено оптимальні технологічні процеси та засоби ремонту як акумуляторної системи подачі палива, так і електрогідравлічних форсунок, особливо в умовах відносно високої вартості запасних частин та розосередження спеціалізованих ремонтних майстерень та підприємств [27]. Також, у віддалених районах України складно контролювати дотримання нормативних вимог щодо якості палива на різних АЗС різних компаній-постачальників нафтопродуктів [36].

За [6] навіть поодинокі випадки використання палива неналежної якості спричиняє на 10...12% вищу ймовірність відмов у роботі акумуляторної системи подачі палива типу Common Rail порівняно з традиційними системами подачі палива. За технологією ремонту, розробленою заводом-виробником, відновлення вузлів акумуляторної системи подачі палива, які вийшли з ладу, не передбачено. Вузол акумуляторної системи подачі палива повністю замінюється на новий, що пояснюється не виправдано високою вартістю ремонтних робіт.

Сучасні технології технічного обслуговування акумуляторної системи подачі палива передбачають налаштування та технічну оцінку контрольних параметрів, які є єдиними для усіх подібних систем. Актуальним є питання вивчення можливості електронним чином коригувати базові характеристики відремонтованої акумуляторної системи подачі палива з виокремленням індивідуальних параметрів кожної форсунки [2, 5, 29]. Отже, наукові дослідження, спрямовані на вдосконалення технологічного процесу ремонту електрогідравлічних форсунок дизельних двигунів є доречними та відповідають сучасним потребам.

1.3. Технічне обслуговування форсунок акумуляторних систем подачі палива

Використання акумуляторних систем подачі палива з електрогідравлічними керованими форсунками (ЕГКФ) дозволяє здійснювати керування параметрами подачі палива в досить широких межах. Зазначене, в свою чергу, покращує паливно-економічні характеристики дизельного двигуна.

Перевагою сучасних акумуляторної системи подачі палива є можливість встановлювати раціональний для даного типу дизельного двигуна тиск, закон подачі палива та тривалість фази. За будь-яких умов роботи двигуна акумуляторної системи подачі палива Common-Rail, порівняно зі звичайними системами, передбачає вільний вибір тиску впорскування та легку реалізацію керованої подвійної (та більшої) подачі пального [8].

Порівняно зі звичайними, дана система подачі палива забезпечує розподіл в часі процесів нагнітання паливної суміші та її впорскування. Зазначене дає незалежність параметрів впорскування від швидкісного режиму роботи двигуна, а саме: тривалості, фази, форми характеристики та тиску впорскування [10]. Лише використання паливних систем з електронним керуванням забезпечує, залежно від режиму роботи дизельного двигуна, формування належної характеристики впорскування.

Сумарна тривалість багаторазового відкриття форсунки (забезпечується багаторазовим спрацьовуванням швидкодіючого клапана ЕГКФ) та тиск, який створюється в рампі, формують закон подачі палива в зазначеній системі [12].

Базовими для побудови алгоритмів керування системою Common Rail є вивчення законів виділення теплоти протягом циклу роботи двигуна, які пов'язані з керуванням процесом впорскування в циліндри двигуна палива.

Наприклад, Mitsubishi Heavy Industries здійснили ряд наукових досліджень щодо формування концепції багатостадійного «черевичного» впорскування. За [1] звичайна система Common Rail забезпечує реалізацію прямокутного закону впорскування палива. Зазначене на стадії кінетичного згорання палива спричиняє високі швидкості теплового виділення. Це, в свою чергу, збільшує виділення NO_x в навколишнє середовище.

Перевагою «черевичного» впорскування є оптимізація його тривалості, що дало змогу забезпечити «м'яке» згорання, тобто, поряд із збереженням загальної динаміки тепловиділення, забезпечується повільне підвищення температури та тиску в циклі. З цією метою зазначена система передбачає окреме забезпечення рівнів низького та високого тисків палива (60 і 180 МПа).

На першій фазі подачі палива рівень тиску палива повинен бути низьким, а на другій – високим. Відповідно порція палива першої фази – запалювальна, а другої – основна. Як наслідок, при цьому скорочується рівень та швидкість наростання температури в циклі. Перевагою є те, що зберігаючи економічність двигуна забезпечується зниження емісії NO_x приблизно на 22 %.

Важливе значення для досягнення вимог стандарту Tier 4 набуває подальше збільшення тисків подачі палива, які мають місце в акумуляторних системах [1]. Щоб чітко подавати імпульси на відкриті форсунки, керування їхніми електромагнітними клапанами здійснюється за рахунок електроживлення напругами та НВЧ (мікрохвилями). Таке керування дає можливість отримувати високоточне дозування палива, забезпечувати низьку нерівномірність між циклами та можливість впливати на закон подачі палива.

Щоб задавати сигнал керування за допомогою програмного забезпечення служить блок керування. В зазначеному блоці формується характеристика впорскування. Сигнал керування поділяється на фазу утримуючого та прискорювального сигналів [17]. Сигнал Beginning of Injection Period (BIP) виникає в блоці керування через різке зростання реактивного опору якоря електричного магніту та служить для точного визначення геометричної паливоподачі [23]. Рівна за об'ємом циклова подача палива реалізується за рахунок спрацьовування електромагнітного клапана, що забезпечується підтриманням високого тиску палива в рампі паливної системи Common Rail. Вказаний метод керування дозволяє встановити постійні витрати палива через отвори у соплі форсунки, що забезпечує, в свою чергу, формування прямокутної характеристики впорскування. Система Common Rail дає можливість регулювати тиск в рампі високого тиску. Дана можливість забезпечує вплив на форму характеристики впорскування (фронти – передній та задній). В рампі, за умови підвищення тиску, зростає швидкість витікання і крутизна переднього фронту, що свідчить про вплив швидкості витікання палива з отвору сопла на крутизну переднього фронту [17, 23, 26].

При зростанні тиску в камері керування гідравлічне зусилля закривання голки розпилювача форсунки змінює крутизну заднього фронту графіка тиску. На параметри впорскування також значний вплив чинить зміна тиску в процесі впорскування. Відомо, що об'єм та швидкість витікання палива, яке впорскується через отвори у соплах форсунки, зростають із збільшенням тиску в системі. Здійснювати гнучке керування характеристикою впорскування дозволяють серійні системи подачі палива з електричним типом керування [23].

1.4. Методика індивідуального коригування базових характеристик управління подачі палива ЕГФ при технічному обслуговуванні

Як зазначалося раніше, показники надійності та стабільності параметрів системи, що подає паливо, з електронним управлінням можуть бути покращені, за рахунок комплексного підходу («механічного» та «електронного»

налаштування) шляхом збільшення періоду безвідмовної роботи паливної апаратури [16, 19].

Спостерігається тенденція «персоналізації» технічного обслуговування, тобто, налаштування та регулювання конкретної ЕГКФ до певного двигуна. При цьому процес перевірки та налаштування відбувається, як правило, в автоматичному режимі відповідно до тест-планів фірм виробників паливної апаратури та (або) обладнання для випробування.

Слід зазначити, що, електронне управління системи, що подає паливо, дає можливість гнучкого коригування параметрів подачі палива через електронний блок керування (ЕБК) навіть при значних відхиленнях геометричних розмірів і гідравлічних характеристик прецизійних елементів паливної апаратури, що дає нам можливість розширити допустимі величини контрольних розмірно-гідравлічних параметрів елементів паливної апаратури, як при складанні, так і при форсунок типу Common Rail [15]. Для розширення можливості вдосконаленої технології ремонту ЕГФ типу Common Rail було розроблено методику індивідуального коригування параметрів форсунки при ТО (рис. 1.1).

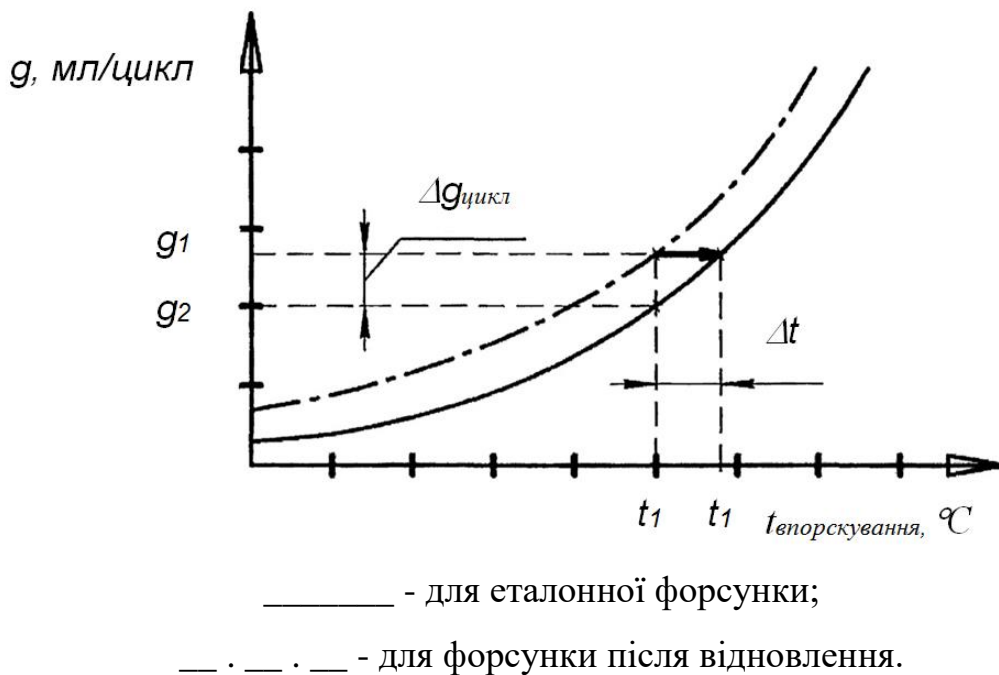


Рис. 1.1. Схема механізму визначення періоду Δt для корекції циклової подачі g_1 відремонтованої форсунки та доведення її до рівня тестового значення g_2 стандартної форсунки.

На рис. 1.1. графічно представлено схему механізму електронного коригування. Для корекції циклової подачі g_1 відремонтованої форсунки та доведення її до рівня тестового значення g_2 стандартної форсунки необхідно збільшити тривалість керуючого імпульсу на Δt . Це просто може забезпечуватись електронною корекцією базових характеристик керування подачею палива (БХКПП).

1.5. Висновки до розділу 1

Сучасні системи подачі палива з електричним керуванням, переважно, розвиваються в бік удосконалення та розробки методів формування характеристик подачі палива. Отже, для здійснення якісного технічного обслуговування форсунок з електронним керуванням слід досліджувати характеристики системи подачі палива під час здійснення діагностики двигунів.

Показники надійності та стабільність параметрів системи, що подає паливо, з електронним управлінням можуть бути покращені, за рахунок комплексного підходу («механічного» та «електронного» налаштування) шляхом збільшення періоду безвідмовної роботи паливної апаратури.

Для визначення допускових параметрів форсунок за тривалістю керуючого імпульсу доцільно покласти в основу подальших розробок вже відому математичну модель.

Таким чином, перспективи підвищення надійності паливної апаратури пов'язані з застосуванням технології індивідуального коригування параметрів форсунок при проведенні технічного обслуговування, збільшуючи тим самим міжремонтний ресурс форсунки, є очевидними, а розробки в даному напрямку є актуальними та своєчасними.

РОЗДІЛ 2.

ТЕОРЕТИЧНІ ТА МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСУ РЕМОНТУ ПАЛИВНИХ ФОРСУНОК СИСТЕМИ COMMON RAIL

2.1. Математична модель для визначення тривалості керуючого імпульсу електрогідравлічної форсунки

Швидкодія форсунки типу Common Rail (CR) в умовах роботи на дизельному двигуні залежить від 4 основних компонентів системи подачі палива [25, 39, 40]:

- ЕБК, тобто, від керуючого сигналу, який подається;
- керуючого електромагніту, тобто, від ступеня його інерційності (часу спрацьовування та розмагнічування електромагніту);
- керуючого клапана, тобто, від швидкості відкриття та закриття клапана;
- голки розпилювача, тобто, від часу опускання та підняття голки розпилювача;

Отож, швидкодія форсунки залежить від швидкодії керуючого клапана та від її гідравлічної системи. Швидкодія клапана, що управляє, багато в чому визначається роботою його електромагнітного вузла. Швидкодія гідравлічної системи, що приводить в рух голку розпилювача, залежить від конструктивно-регульовальних параметрів форсунки [24].

Вперше методи розрахунку процесів акумуляторних систем були запропоновані в праці [28], але ці математичні моделі були орієнтовані на суднові та транспортні дизелі великої потужності.

Один з методів розрахунку процесу форсунок акумуляторної системи був детально вивчений при розробці форсунки нової моделі і описаний в роботах д.т.н. Габітова І.І., д.т.н. Неговори А.В., к.т.н. Габбасова О.Г. [31, 32].

Аналіз результатів дослідження, впливу тривалості управляючого сигналу на базові характеристики управління подачі палива, дозволив поділити весь процес подачі палива на кілька етапів [31, 34]:

1. перший етап (t_1) включає – швидкість спрацьовування електромагніту, час підняття якоря і голки розпилювача;
2. другий етап (t_2) – час розмагнічування електромагніту, час опускання якоря та голки розпилювача.

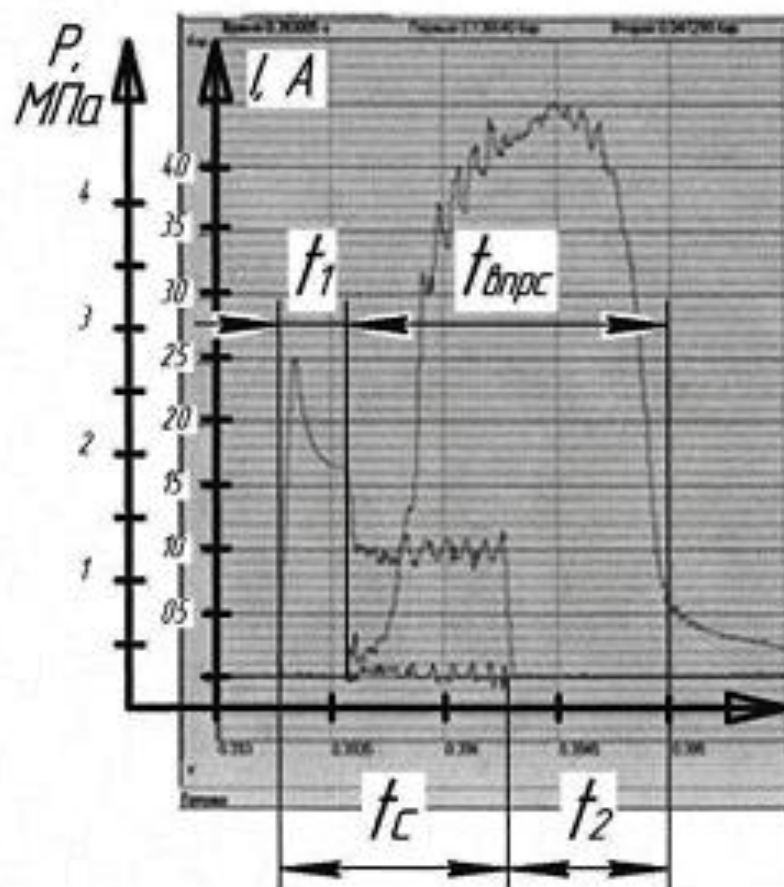


Рис. 2.1. Схема розрахунку тривалості керуючого імпульсу ЕГФ фірми Bosch [31]: t_c – тривалість керуючого імпульсу, мкс; $t_{впрс}$ – тривалість впорскування, мкс.

На рисунку 2.1 зображена схема розрахунку тривалості керуючого імпульсу відповідно ЕГФ типу CR фірми Bosch.

$$\begin{cases} t_{\text{впр.}} = t_c - t_1 + t_2; \\ t_1 = t_{\text{с.е.}} + t_{\text{п.я}} + t_{\text{п.г.}}; \\ t_2 = t_{\text{р.е.}} + t_{\text{о.я.}} + t_{\text{о.г.}} \end{cases} \quad (2.1)$$

де, t_c – тривалість керуючого імпульсу, мкс; $t_{\text{впр.}}$ – тривалість вприскування, мкс; $t_{\text{с.е.}}$ – час спрацьовування електромагніту, мкс; $t_{\text{п.я}}$ – час підняття якоря, мкс; $t_{\text{п.г.}}$ – час підняття голки розпилювача, мкс; $t_{\text{р.е.}}$ – час розмагнічування електромагніту, мкс; $t_{\text{о.я.}}$ – час опускання якоря, мкс; $t_{\text{о.г.}}$ – час опускання голки розпилювача, мкс.

Для визначення тривалості переміщення якоря та голки розпилювача використовуємо формулу:

$$M \times \frac{d^2h}{dt^2} = \sum N \quad (2.2)$$

де M – маса рухомого елемента (якір, голка розпилювача), кг;

$\sum N$ – сума сил, що діють на рухомий елемент, Н.

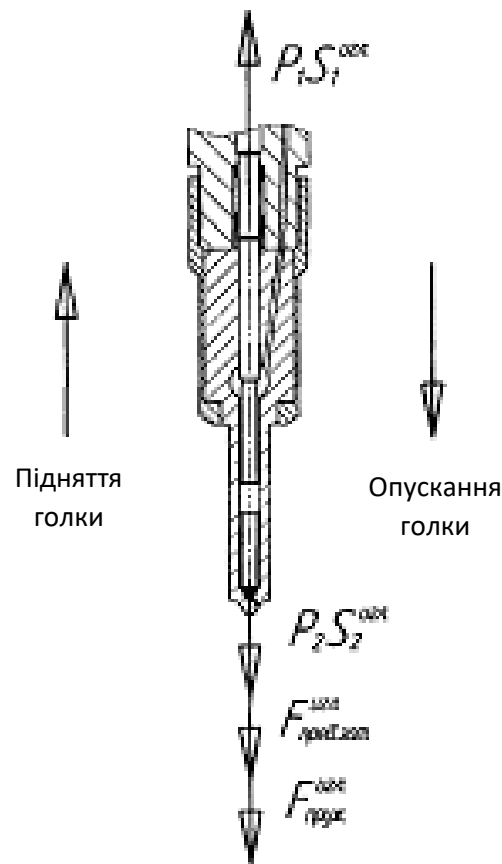


Рис. 2.2. Схема напрямків сил, які діють на голку розпилювача ЕГФ типу CR [31].

Рух голки форсунки відбувається під дією сил (рисунок 2.2), що визначаються силою зтяжки і жорсткістю пружини розпилювача, які прагнуть притиснути її до сідла, і сил тиску палива, що прагнуть відірвати від сідла клапана [32].

Розглянувши всі сили, що діють на якір ЕГФ типу CR, підставивши у формулу (2.1), отримаємо рівняння, яке описує рух (підняття) голки розпилювача:

$$M_{\Gamma} \times \frac{d^2 h_{\Gamma}}{dt_{\text{п.г.}}^2} = P_1 \times S_1^{\Gamma} - P_2 \times S_2^{\Gamma} - F_{\text{п.з.}}^{\Gamma} - C_{\text{п.р.}} \times h_{\Gamma} \quad (2.3)$$

де M_{Γ} – сумарна маса голки розпилювача (зі штангою та 1/3 пружини розпилювача), кг; h_{Γ} – хід голки розпилювача, м; t_{Γ} – час підняття голки розпилювача, сек.; P_1 – атмосферний тиск (протитиск), Па; S_1^{Γ} – площа поперечного перерізу голки розпилювача, м²; P_2 – тиск у керуючій порожнині, Па; $F_{\text{п.з.}}^{\Gamma}$ – сила попередньої зтяжки пружини розпилювача, Н; $C_{\text{п.р.}}$ – жорсткість пружини розпилювача, Н/м.

Оскільки рух голки розпилювача рівноприскорений прямолінійне без початкової швидкості час підняття розпилювача з урахуванням формули матиме такий вигляд:

$$t_{\text{п.г.}} = \sqrt{\frac{2 \times h_{\Gamma} \times M_{\Gamma}}{P_1 \times S_1^{\Gamma} + P_2 \times S_2^{\Gamma} + F_{\text{п.з.}}^{\Gamma} + C_{\text{п.р.}} \times h_{\Gamma}}} \quad (2.4)$$

Рівняння, що описує рух (відпускання) голки розпилювача:

$$M_{\Gamma} \times \frac{d^2 \times h_{\Gamma}}{dt_{\text{п.г.}}^2} = P_1 \times S_1^{\Gamma} + P_2 \times S_2^{\Gamma} + F_{\text{п.з.}}^{\Gamma} + C_{\text{п.р.}} \times h_{\Gamma} \quad (2.5)$$

де, M_{Γ} – сумарна маса голки розпилювача (зі штангою та 1/3 пружини розпилювача), кг; h_{Γ} – хід голки розпилювача, м; $t_{\text{п.г.}}$ – час підняття голки розпилювача, с.; P_1 – атмосферний тиск (протитиск), Па; S_1^{Γ} – площа поперечного перерізу голки розпилювача, м²; P_2 – тиск у керуючій порожнині, Па; $F_{\text{п.з.}}^{\Gamma}$ – сила попередньої зтяжки пружини розпилювача, Н; $C_{\text{п.р.}}$ – жорсткість пружини розпилювача, Н/м.

Перетворюючи рівняння 2.8 отримаємо:

$$t_{o.g.} = \sqrt{\frac{2 \times h_r \times M_r}{P_1 \times S_1^F - P_2 \times S_2^F - F_{п.з.}^1 - C_{п.р.} \times h_r}} \quad (2.6)$$

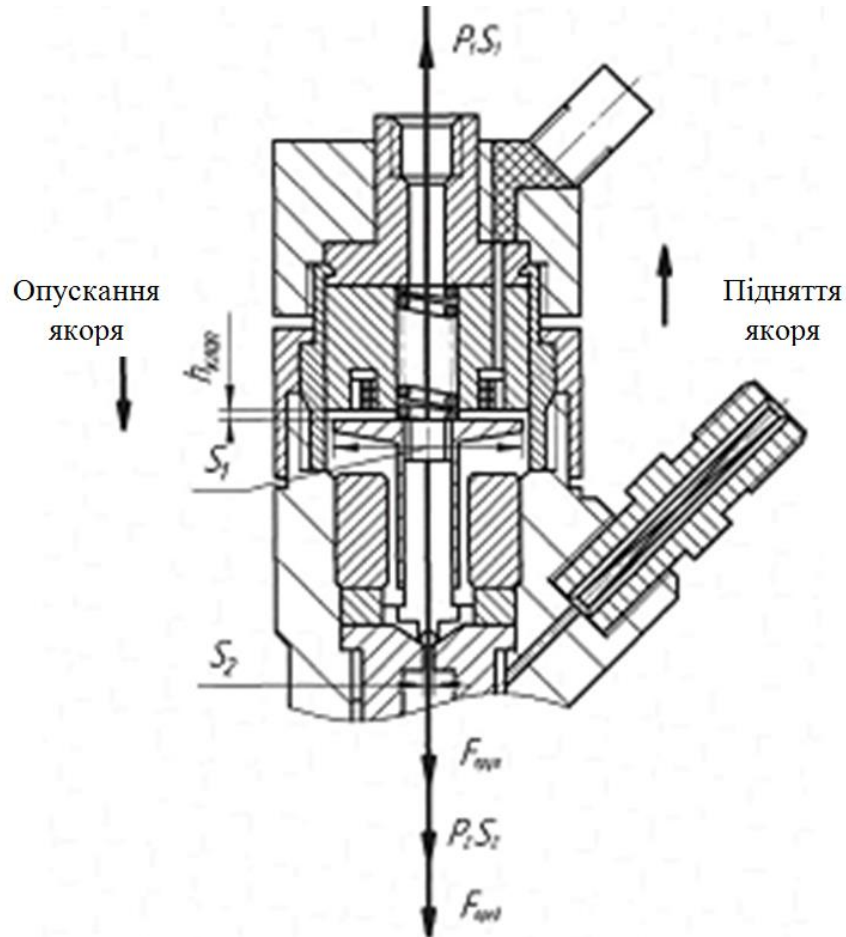


Рис. 2.3. Схема напрямків сил, які діють на явір електрогідравлічної форсунки

Аналогічно отримуємо рівняння з урахуванням усіх сил (рисунок 2.5), що описує рух (відкриття клапана) підняття явіра:

$$M_{я} \times \frac{d^2 \times h_{к}}{dt_{п.я.}^2} = P_1 \times S_1^K + P_2 \times S_2^K - F_{п.з.}^2 + F_M - C_{п.к.} \times h_{к} \quad (2.7)$$

де, $M_{я}$ – сумарна маса явіра (явір та 1/3 пружини клапана), кг; $h_{к}$ – хід клапана, м; $t_{п.я.}$ – час підняття явіра, сек.; P_1 – атмосферний тиск (протитиск), Па; S_1^K – площа поперечного перерізу каналу клапана, м²; P_2 – тиск у керуючій порожнині, Па; $F_{п.з.}$ – сила попереднього затягування пружини клапана, Н; F_M – сила тяжіння магніту, Н; $C_{п.к.}$ – жорсткість пружини клапана, Н/м.

Перетворюючи рівняння 2.10 отримаємо:

$$t_{п.к.} = \sqrt{\frac{2 \times h_k \times M_k}{P_1 \times S_1^K + P_2 \times S_2^K + F_{п.з.}^2 + F_M + C_{п.р.} \times h_k}} \quad (2.8)$$

Рівняння, що описує рух (закриття клапана) відпускання якоря:

$$t_{о.к.} = \sqrt{\frac{2 \times h_k \times M_k}{P_1 \times S_1^K - P_2 \times S_2^K - F_{п.з.}^2 - C_{п.р.} \times h_k}} \quad (2.9)$$

Сила тяжіння магнітної котушки залежить від зазору між котушкою і якорем (повітряний зазор), знайти можна за допомогою рівняння Максвелла, яка у разі малого зазору записується в наступному вигляді:

$$F_M = \mu_0 \times B_\delta \times S \quad (2.10)$$

де, μ_0 – магнітна постійна; B – магнітна індукція в зазорі, T_l (залежить від величини зазору); S – площа перерізу полюсів, $мм^2$.

Магнітної індукції B визначається за формулою:

$$B = \sqrt{\frac{F_e}{0,04 \cdot S \cdot g}}, T_l \quad (2.11)$$

де, F_e – зусилля електромагніту, Н; S – площа перерізу полюсів, $мм^2$; g – прискорення вільного падіння, $м/с^2$.

Зміна струму в котушці індуктивності описується наступним рівнянням:

$$I(t) = \frac{E}{r} \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right)\right) \quad (2.12)$$

де E – напруга живлення, В; r – омичний опір обмотки, Ом; τ – постійна часу котушки, сек.

Отже, вираз для часу спрацьовування t_{cp} електромагніту набуде вигляду

$$t_{cp} = \tau \cdot \ln\left(\frac{1}{1 - \frac{I_{cp}}{I_{вс}}}\right)$$

де, I_{cp} – сила струму спрацьовування електромагніту, А; $I_{вс} = \frac{E}{r}$ – сила струму на встановленому режимі роботи, А.

Підставивши у формулу 2.3 отримані рівняння отримаємо формулу:

$$\left\{ \begin{array}{l} t_{\text{впр.}} = t_c - t_1 + t_2; \\ t_1 = \tau \times \ln \left(\frac{1}{1 \frac{J_{\text{сп}}}{J_{\text{вст}}}} \right) + \sqrt{\frac{2 \times h_k \times M_k}{P_1 \times S_1^k + P_2 \times S_2^k + F_{\text{п.з.}}^k + C_{\text{пр.к}} \times h_k}} + \\ \quad + \sqrt{\frac{2 \times h_r \times M_r}{P_1 \times S_1^r + P_2 \times S_2^r + F_{\text{п.з.}}^r + C_{\text{п.р}} \times h_r}}; \\ t_2 = t_{\text{р.е.}} + \sqrt{\frac{2 \times h_k \times M_k}{P_2 \times S_2^k - P_1 \times S_1^k - F_{\text{маг}} + F_{\text{п.з.}}^k + C_{\text{пр.к}} \times h_k}} + \\ \quad + \sqrt{\frac{2 \times h_r \times M_r}{P_1 \times S_1^r - P_2 \times S_2^r - F_{\text{п.з.}}^r - C_{\text{п.р.}} \times h_r}} \end{array} \right. \quad (2.13)$$

де, $J_{\text{сп}}$ – сила струму спрацьовування електромагніту, А; $J_{\text{вст}}$ – сила струму на встановленому режимі роботи, А; τ – постійна часу котушки, сек.; h_k – хід клапана, м; M_k – сумарна маса голки розпилювача (зі штангою та 1/3 пружини розпилювача), кг; h_r – хід голки розпилювача, м; S_1^k – площа поперечного перерізу каналу клапана, м²; S_2^k – площа якоря, м²; $F_1^{\text{п.з.}}$ – сила попереднього зтягування пружини електромагніту, Н; $F_2^{\text{п.з.}}$ – сила попереднього зтягування пружини розпилювача, Н; $F_{\text{маг}}$ – максимальна сила, що розвивається електромагнітом, Н; $C_{\text{пр.к}}$ – жорсткість пружини електромагнітного клапана, Н/м; $C_{\text{п.р.}}$ – жорсткість пружини розпилювача, Н/м.

2.2. Обладнання та апаратура досліджень

Для уточнення експериментальних досліджень, безмоторні випробування проводилися за ДСТУ 8670-82 та ISO 9002 згідно з тест-планами з використанням спеціалізованого стенду для регулювання та випробувань дизельної ТА EPS 815 з безмензурочною електронною вимірною системою КМА 802 фірми Bosch з комплектом дооснащення для випробування форсунок типу CR.

За рахунок водяного охолодження стенд може регулювати температуру технічної рідини на вході в паливний насос високого тиску (ПНВТ). Після потрібного доукомплектування стенд дає можливість проводити регулювальні роботи та роботи з настроювання по всьому спектру різноманіття ПНВТ,

вироблених фірмою Bosch, а також деяких паливних насосів інших виробників. Характеристики стенду записані в додатку А.

Електронна система замість вимірювальних мензурок працює з модулем обслуговування КМА 802, а також з розрахунковим та екранним модулями. Усі ці три модуля об'єднані в один єдиний блок 6 (рис. 2.4), який встановлюється на випробувальному стенді EPS 815.



Рис. 2.4. Стенд EPS 815 з безмензурочною електронною вимірювальною системою КМА 802 та дооснащенням для СР: 1 – вимірювальна система КМА 802; 2 – форсунки; 3 – комплект дооснащення; 4 – паливний насос високого тиску; 5 – блок керування з дисплеєм вимірювальною системою КМА 802

Регулюючий поршень приєднується паралельно до входу та виходу шестерного підкачувального насоса. Якщо продуктивність насоса однакова з величиною циклової подачі технологічної рідини через стендові форсунки, поршень перебуває у середньому положенні. Якщо рідини тече менше, поршень зсувається вправо, а якщо тече рідини більше, то поршень зсувається вліво.

У випробувальному стенді є два вимірювальні осередки. Комп'ютер з'єднує по черзі всі секції ПНВТ, що перевіряються, у двох групах з цими вимірювальними осередками.

Стенд EPS 708 дозволяє діагностувати форсунки та ПНВТ систем CR виробництва Bosch, Siemens, Denso (рис. 2.5). Гарантійна експертиза є для компонентів Bosch. Система охолодження, яка вбудована в стенд, значно скорочує витрати води в автосервісі. В опції доступне звичайне водяне охолодження. Також стенд містить електронну вимірювальну систему кількості палива, що впорскується, і систему електронного регулювання тиску на вході в ПНВТ. Безпеку оператора забезпечує захисний екран, який закриває робочу область випробувального стенду.



Рис. 2.5. Загальний вигляд стенду EPS 708 з безмензурочною електронною вимірювальною системою КМА 802

Застосування на стендах фірми Bosch EPS 815 та EPS 708 безмензурочної електронної вимірювальної системи КМА 802 дозволяє виключити похибки осадження палива та зливу, градуювання мірних ємностей при вимірюванні циклової подачі, візуального зчитування рівня палива, а також виключити вплив на процес.

2.3. Експериментальні установки та датчики

Під час дослідження параметри подачі палива оцінювалися з використанням аналого-цифрових перетворювачів (АЦП), комп'ютера та програмних засобів реєстрації.

Дослідження, пов'язані з визначенням характеристики впорскування, проводилися з використанням експериментальної установки, схема якої представлена на рис. 2.6.

Установка включає пристрій для дослідження подачі палива паливоподавальною апаратурою в дизелях, яка дозволяє підвищити точність визначення характеристики подачі палива.

Експериментальна установка працює наступним чином (рис. 2.6) випробувана ЕГФ 5 встановлюється в штуцер 4 і затискається болтами. ПНВТ 2 приводиться в рух електродвигуном 1 стенда постійно нагнітає технологічну рідину в гідроаккумулятор 6, в якому за допомогою редукційного клапана 8 підтримується заданий тиск. Управління клапаном здійснюється широтно-імпульсним модулятором (ШІМ), який входить до складу блоку керування (ЕБК). Контроль за тиском у гідроаккумуляторі 6 здійснюється за допомогою приєднаного до нього універсального вимірювача тиску.

Управління ЕГФ відбувається за допомогою багатофункціонального імітатора сигналів, який може задавати тривалість, форму сигналу та частоту впорскування відповідно фірми виробника ЕГФ. При подачі з імітатора сигналу імпульсу з певною частотою та тривалістю на ЕГФ починається його робочий процес. Інформаційний вимірювальний комплекс включає ПК, аналогово-цифровий перетворювача ZET 210 та ряд перетворювачів.

Модуль АЦП ZET 210 призначений для вимірювань параметрів сигналів у широкому частотному діапазоні (з частотою дискретизації до 500 кГц), які надходять з різних первинних перетворювачів. Підключення до ПК та живлення модуля здійснюється по шині USB 2.0. За командами з ПК проводиться управління та збір інформації. Основні технічні характеристики АЦП ZET 210 представлені в додатку Б.

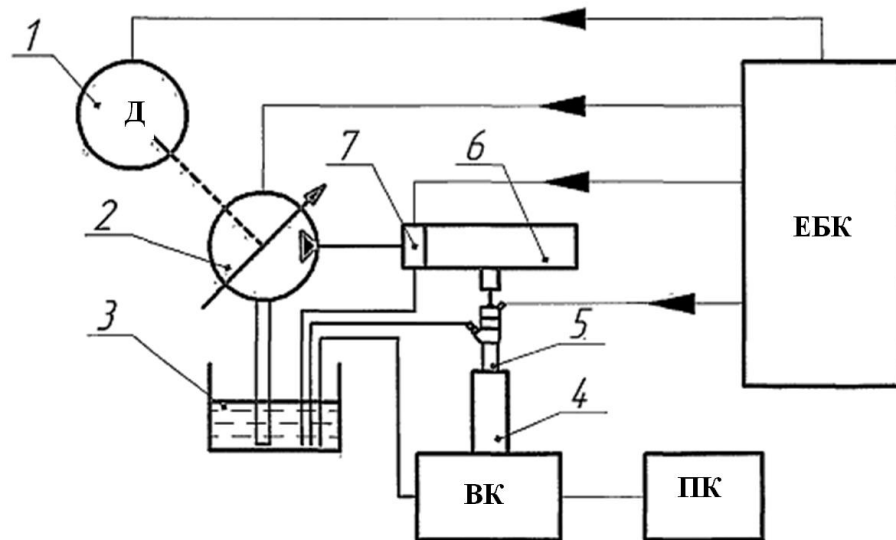


Рис. 2.6. Схема експериментальної установки: 1 – електродвигун; 2 – ПНВТ; 3 – бак з робочою рідиною; 4 – штуцер; 5 – ЕГФ; 6 – гідроаккумулятор; 8 – редукційний клапан; ЕБК - електронний блок керування; ВК – вимірювальний комплекс; ПК – персональний комп'ютер.

Функціональна блок-схема модуля представлена в додатку В і працює наступним чином. Шістнадцятиканальний мультиплексор комутує послідовно всі вибрані канали до одного операційного підсилювача, через рівні проміжки часу. Після моменту перемикання каналів, від сигнального процесора надходить команда початку перетворення для АЦП, по закінченні перетворення АЦП піднімає прапор готовності даних перетворення і відбувається переривання в сигнальному процесорі. Сигнальний процесор зберігає дані у внутрішній пам'яті для подальшої передачі контролеру USB.

Вся інформація із модуля ZET 210 стікається в ПК. Спеціальна програма обробки сигналів ResultViewer дозволяє записувати та проводити статичну обробку отриманих даних.

Для проведення експериментальних досліджень щодо вибору раціональних режимів відновлення запірною конуса клапана, використовувалась спеціальне оснащення (рис. 2.7).

Для притирання запірною конуса використовувалась паста розміром не більше 4 мкм, паста МЗ для притирання плунжерних пар. Цикл відновлення

включає періодичний (15...20 разів) притиск (із зусиллям 2...3 Н) і відрив притирання при частоті обертання його в межах 2500...2600 хв⁻¹. Потім клапанний вузол промивається в ультразвуковій ванні, продувається стисненим повітрям і за допомогою мікроскопа проводиться візуальний контроль якості притирання. При виявленні рисок на запірній поверхні цикл притирання повторювався.

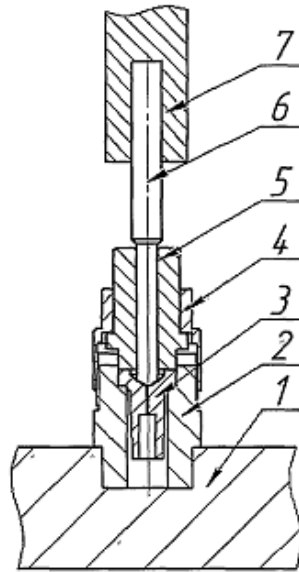


Рис. 2.7. Оснащення для відновлення запірних клапанів ЕГФ типу CR фірми Bosch: 1 – упорна плита; 2 – корпус; 3 – сідло клапана ЕГФ; 4 – гайка; 5 – направляюча проставка; 6 – притир; 7 – затискний патрон.

Реєстрація миттєвих значень тиску палива в лінії високого тиску проводилася тензометричними перетворювачами МД-10 V ТУ 4212-163-00227459-98 (рис. 2.8, а). Схема його підключення показана на малюнку 2.8, б.

Порожнина, що приймає тиск палива виготовлена зі сплаву з вмістом титану 87 %. Характеристики тензоперетворювача МД-10 V представлені в додатку Б.

Тензоперетворювач працює таким чином. Дані тензоперетворювача відповідають ТУ 25-7301.061-89. Під дією тиску вимірюваного середовища сапфірово-титанова мембрана прогинається, тензорезистори змінюють свій

опір, що призводить до розбалансу моста Уїтсона, який пропорційний вимірюваному тиску.

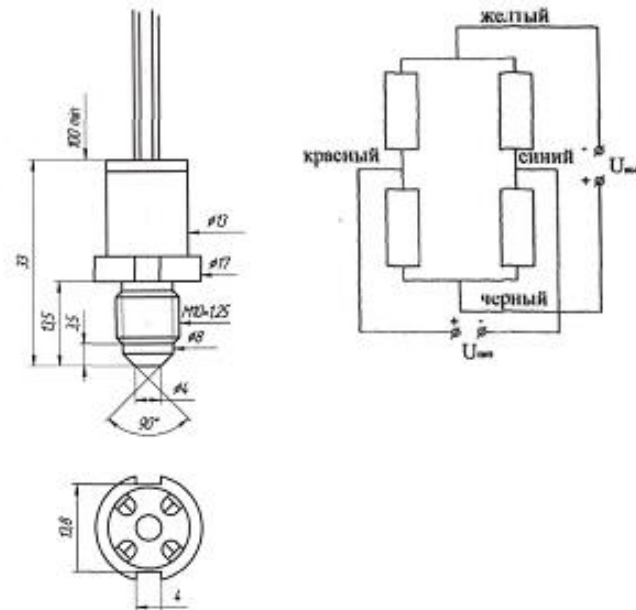


Рис. 2.8. Загальний вигляд (а) тензометричного датчика серії МД та схема (б) підключення тензоперетворювача МД-100 V.

Тарувальні значення тензоперетворювачів, що використовуються:

- початкове значення вихідного сигналу, що відповідає нульовому значенню вимірюваного параметра при температурі $20 \pm 5^\circ\text{C}$ – 10,25 мВ;
- кінцеве значення вихідного сигналу, що відповідає номінальному значенню параметра, що вимірюється при температурі $20 \pm 5^\circ\text{C}$ – 137 мВ.

2.4. Висновки по розділу 2

Для проведення експериментальних досліджень щодо вибору раціональних режимів відновлення запірною конуса клапана, використовувалась спеціальне оснащення та обладнання, яке і було підібране в даному розділі. Для кожного типу обладнання описано методику проведення вимірювань в рамках експерименту.

Проведене порівняння різних типів стендів для вимірювання комплексних технічних характеристик відновлених форсунок та методів їх порівняння з еталонними зразками.

РОЗДІЛ 3.
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ
ХАРАКТЕРИСТИК ПАЛИВНИХ ФОРСУНОК СИСТЕМИ COMMON
RAIL ДО ТА ПІСЛЯ РЕМОНТУ

3.1. Аналіз результатів експериментальних вимірювань

Під час проведення експерименту отримано дані згідно типового протоколу дослідження обладнання на стенді [41].

З отриманих протоколів розрізняємо два напрямки експерименту: дослідження залежності тривалості впорскування в часі від тривалості відповідного керівного імпульсу. Функцією відгуку будемо вважати середнє значення результатів вимірювання з циклу в п'ять повторень.

Таблиця 3.1.

Результати експериментального та теоретичного дослідження залежності тривалості впорскування $t_{вп}$ в часі від тривалості відповідного керівного імпульсу $t_{імп}$.

Досліджувана величина	№ повтoрення	Результати вимірювання				
		500	700	800	900	1000
Тривалість впорскування $t_{вп}$, мкс	1	594,89	851,91	1015,76	1255,88	1432,16
	2	607,79	897,73	1047,67	1201,53	1425,13
	3	616,18	897,05	1047,03	1204,63	1421,68
	4	610,92	875,19	1026,21	1235,23	1418,36
	5	591,80	888,05	1067,65	1214,06	1411,92
	Середнє	604,32	881,99	1040,87	1222,27	1421,85
Тривалість впорскування $t_{імп}$, мкс	Результати моделювання					
	№ повтoрення	Тривалість імпульсу керування, мкс				
		500	700	800	900	1000
	1	619,89	863,34	1016,37	1188,08	1393,78

Для побудови функції відгуку розбиваємо діапазон регулювання змінної величини $t_{імп}$ на рівні відрізки таким чином, щоб отримати п'ять опорних точок для кривої. Таким чином, з урахуванням повторень, загальне число дослідів становить $N=25$.

В таблицю 3.1 зведені результати експерименту, спрямовані на встановлення зв'язку між тривалістю імпульсу керування $t_{имп}$, що вимірюється в мікросекундах, та тривалості циклу впорскування $t_{ен}$. Одночасно дані використовуємо для перевірки адекватності моделі щодо експерименту. Для цього вводимо в табл. 3.1 дані математичного моделювання, отримані підстановкою в математичну модель параметрів експерименту. В процесі аналізу результатів застосовуємо статистичні методи обробки експериментальних даних.

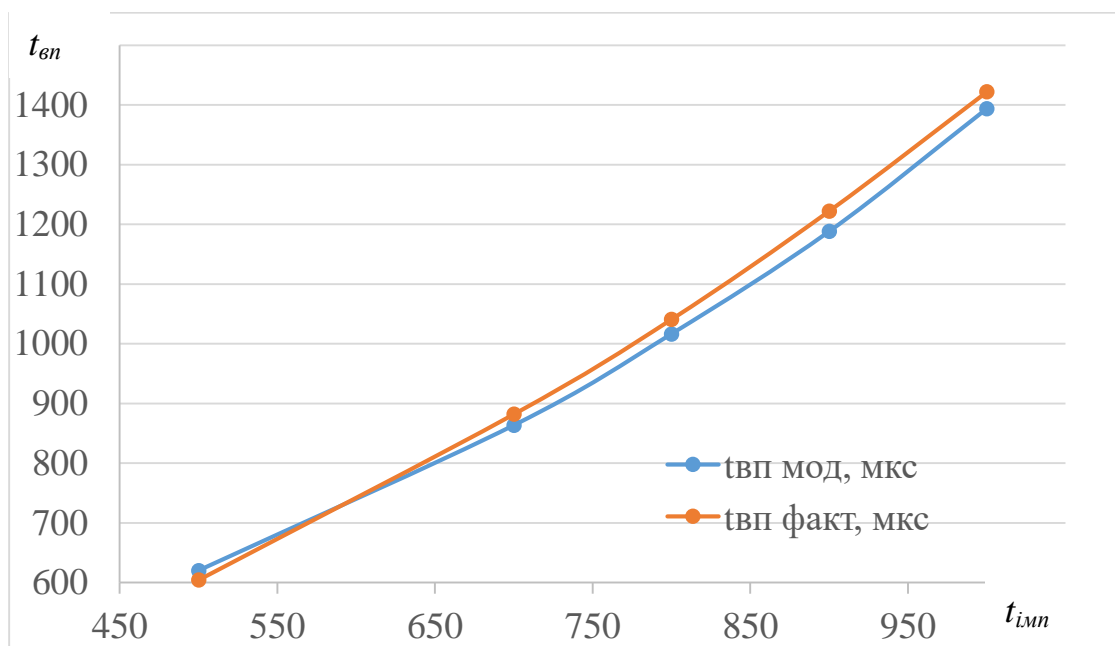


Рис. 3.1. Порівняння теоретичних та експериментальних даних дослідження залежності тривалості впорскування в часі від тривалості відповідного керівного імпульсу $t_{имп}$

Іншим напрямком розшифрування протоколів дослідження є встановлення зв'язку між параметрами подачі палива $G_{ц}$ за цикл та витрат палива на керування впорскуванням $G_{кер}$ в залежності від налаштованого зусилля пружини розпилювача палива $F_{пруж}$.

Дослідження представлені в зведеній таблиці у вигляді середніх значень для скорочення візуального обсягу інформації. В процесі проведення вимірювань всі експерименти були проведені з трикратним повторюванням.

Протоколи оброблені статистично, відкинуті дані, що не мають значення для виконання завдань даної роботи. Сформована таблиця даних, де вони згруповані по навантаженню на двигун і різняться станом форсунки (нова; та, що потребує ремонту; відремонтована).

Згідно результатів експерименту, упорядкованих в таблицю, технічні характеристики відремонтованих форсунок нижчі, ніж оригінальних

Таблиця 3.2

Встановлення зв'язку між параметрами подачі палива $G_{ц}$ за цикл та витрат палива на керування впорскуванням $G_{кер}$ в залежності від налаштованого зусилля пружини розпилювача палива $F_{пруж}$.

Параметр	Експериментальні дані								
	Навантаження, %								
	100%			50%			0%		
	Н	Б	Р	Н	Б	Р	Н	Б	Р
Інтенсивність впорскування, циклів/сек.	1000								
Тривалість сигналу керування, мксек.	800			500			675		
Затримка впорскування, мксек.	301	348	325	296	339	330	254	253	245
Витрата на керування впорскуванням, мм ³ /впорскування.	27,3	88,2	41,0	29,1	83,4	46	26,2	83,4	47,4
Циклова подача, мм ³ /впорскування.	50,7	46,1	49,2	50,8	45,8	49,2	50,8	46,9	48,1
Відхилення циклової подачі, мм ³ /впорскування.	0,5	1,2	0,6	0,5	1,2	0,5	0,5	1,8	0,8

Тут Н – нова форсунка; Б – відбракована, та, що потребує ремонту; Р – відремонтована.

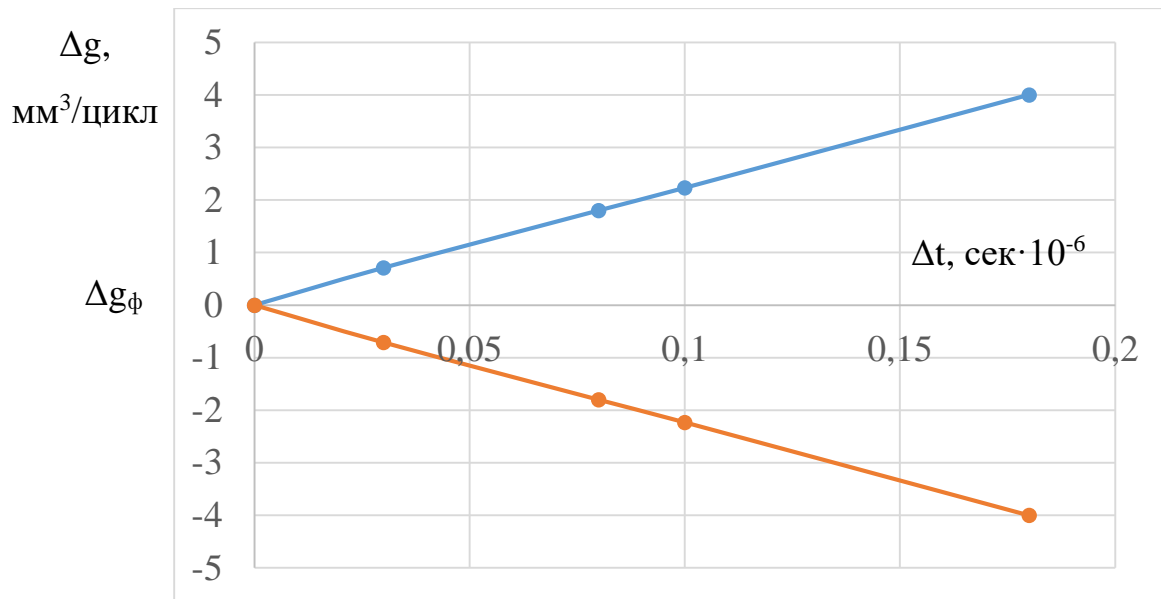


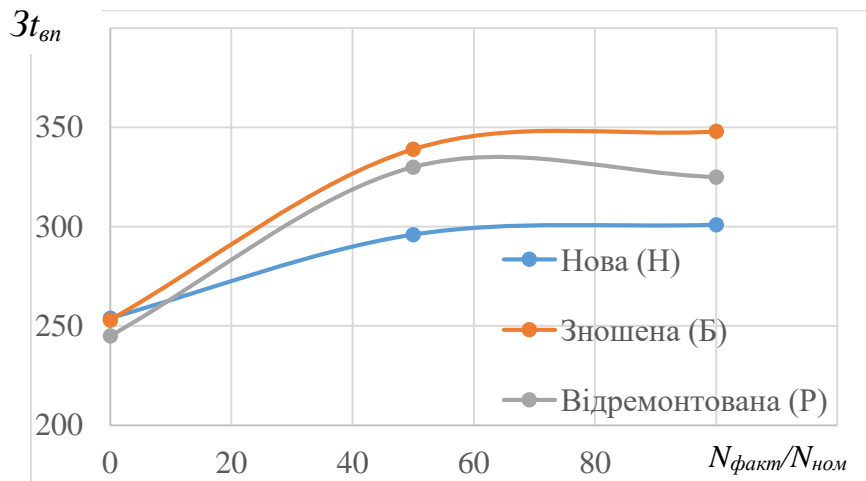
Рис. 3.2. Графічна форма аналізу регульовального діапазону тривалості сигналу керування для електрогідравлічної форсунки

Виходячи з рис.3.2. визначаємо діапазон регулювання тривалості сигналу керування в залежності від умов експлуатації, в тому числі від навантаження на двигун.

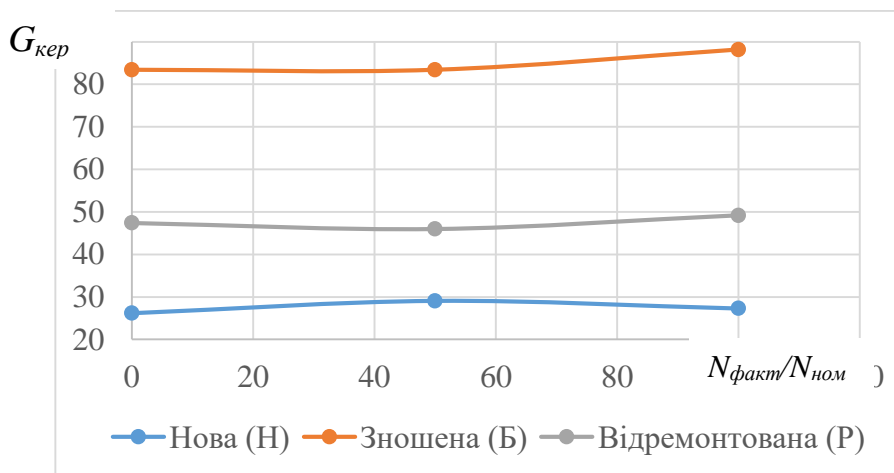
Формуємо умови експерименту наступним чином. Проводимо випробування для трьох станів форсунок: нові, відбраковані за розмірними характеристиками (підлягають ремонту) та відремонтовані. Перед випробуванням проводимо контроль параметрів форми, розміру та шорсткості поверхонь. Кожен дослід має три повторення.

Наступним параметром впливу є навантаження двигуна, яке варіюється від холостого ходу (нульовий рівень навантаження) до повного завантаження (100%). Для кожного значення навантаження обираємо оптимальну тривалість сигналу керування і заносимо в таблицю 3.2. Результати експериментів попередньо усереднюємо, в таблицю 3.2. заносимо результати, що є середніми арифметичними значеннями, розрахованими по значенням, отриманим у повтореннях експерименту.

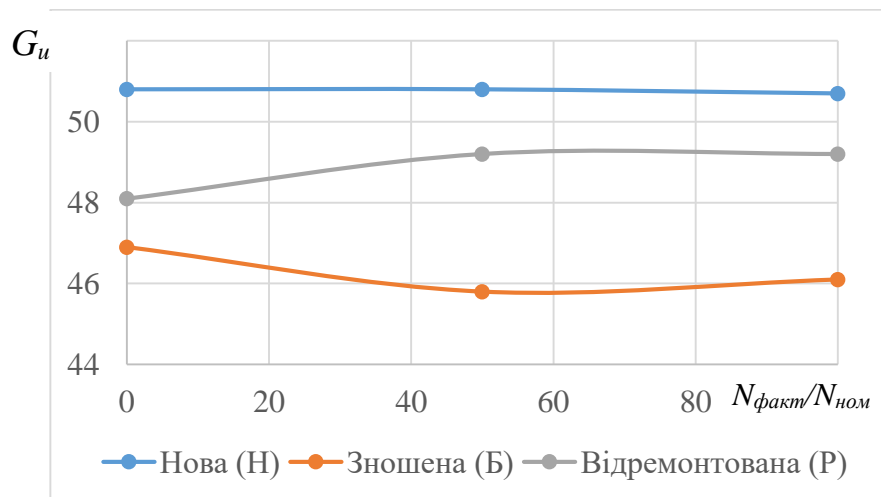
На основі експериментальних даних, зведених в таблицю 3.2, будемо графіки, представлені на рис. 3.3.



а)



б)



в)

Рис. 3.3. Поверхні відгуку для дослідження за параметрами затримки впорскування $3t_{вп}$ (а), подачі палива $G_{ц}$ за цикл (в) та витрат палива на керування впорскуванням $G_{кер}$ (б) в залежності від навантаження на двигун $N_{факт}/N_{ном}$.

На основі візуалізації експериментальних даних, представлених на рис. 3.3, бачимо, що при збільшенні зношування форсунок затримка впорскування Zt_{en} зростає і сягає максимальних значень 348 мксек, при чому зростання навантаження на двигун також призводить до затримки впорскування. Збільшення затримки впорскування зі збільшенням навантаження характерне для всіх досліджуваних форсунок, але для нової форсунки збільшення затримки не перевищує 15%, а для зношеної та відновленої сягає 26%.

За рис. 3.3., б видно, що витрати палива на керування впорскуванням $G_{кер}$ найбільші для зношених форсунок, а для відновлених, хоч і більші за показники нових, але відрізняються від них не більше, ніж на $16 \text{ мм}^3/\text{впорскування}$, що збільшує загальні витрати палива не більше, ніж на 3...5%. За таких показників відновлення форсунок вважається доцільним та економічно обґрунтованим.

3.2. Перевірка адекватності математичної моделі результатам експерименту

Для встановлення відповідності моделі експерименту використовувався критерій Фішера, що визначається формулою [30]:

$$F_{фiш} = S^2_{ад} / S^2_{відтв} \quad (3.1)$$

де $F_{фiш}$ – розрахункове значення критерію;

$S^2_{ад}$ – дисперсія адекватності, тобто різниця між середнім експериментальним значенням і розрахованим за допомогою матмоделі;

$S^2_{відтв}$ – похибка проведення експерименту, тобто дисперсія відтворення.

Дисперсія адекватності визначається за виразом [33]:

$$S^2_{ад} = \sum (Y_{mat} - Y_{експ})^2 / (N-n), \quad (3.2)$$

де Y_{mat} – значення досліджуваного показника, отримані за матмоделлю;

$Y_{експ}$ – значення досліджуваного показника, отримані в результаті проведення експерименту;

N – кількість дослідів в матриці експерименту;

n – число значущих коефіцієнтів в математичній моделі.

Дисперсія відтворюваності визначається за виразом [37]:

$$S^2_{відтв} = \sum(Y_i - Y_{сер})^2 / (m-1), \quad (3.3)$$

де Y_s – значення досліджуваного показника в повтореннях дослідів в одному рівні фактора;

$Y_{сер}$ – середнє значення досліджуваного показника, отримані як середньоарифметичне по повторенням;

m – число паралельних дослідів.

Після отримання розрахункового значення критерію Фішера, його порівнюють з табличним значенням. Якщо $F_{фiш} \leq F_{табл}$, модель можна використовувати для опису досліджуваного процесу. Критерій $F_{табл}$ визначається згідно степенів вільності системи [35]:

$$f_1 = N - n, f_2 = (m-1), \quad (3.4)$$

Результати розрахунків на основі табл. 3.1 експериментальних даних зводимо в таблицю 3.3.

Таблиця 3.3

Розрахунок адекватності математичної моделі

$t_{iмп}$	500	700	800	900	1000
$t_{ВП\ мод}, МКС$	619,89	863,34	1016,37	1188,08	1393,78
$t_{ВП\ факт}, МКС$	604,32	881,99	1040,87	1222,27	1421,85
$Y_{мат} - Y_{експ}$	15,57	-18,65	-24,50	-34,19	-28,07
$(Y_{мат} - Y_{експ})^2$	242,42	347,86	600,03	1168,73	787,87
$\sum (Y_{мат} - Y_{експ})^2$	3146,91				
$\sum (Y_i - Y_{сер})^2$	2362,24				

Результати розрахунків на основі табл. 3.3. підставляємо в формули (3.1-3.3):

$$S^2_{ад} = \sum(Y_{мат} - Y_{експ})^2 / (N-n) = 3146,91 / (5-1) = 786,73$$

$$S^2_{відтв} = \sum(Y_i - Y_{сер})^2 / (m-1) = 2362,24 / (9-1) = 295,28$$

$$F_{фiш} = S^2_{ад} / S^2_{відтв} = 786,73 / 295,28 = 2,66$$

Оскільки $F_{\text{табл}}=2,78 \geq 2,66$, то модель адекватна з рівнем значущості 0,95, що означає достатньо високу збіжність моделі та експерименту.

3.3. Висновки по розділу 3

При збільшенні зношування форсунок затримка впорскування Zt_{en} зростає і сягає максимальних значень 348 мксек, при чому зростання навантаження на двигун також призводить до затримки впорскування. Збільшення затримки впорскування зі збільшенням навантаження характерне для всіх досліджуваних форсунок, але для нової форсунки збільшення затримки не перевищує 15%, а для зношеної та відновленої сягає 26%.

Витрати палива на керування впорскуванням $G_{кер}$ найбільші для зношених форсунок, а для відновлених, хоч і більші за показники нових, але відрізняються від них не більше, ніж на $16 \text{ мм}^3/\text{впорскування}$, що збільшує загальні витрати палива не більше, ніж на 3...5%. За таких показників відновлення форсунок вважається доцільним та економічно обґрунтованим.

Оскільки $F_{\text{табл}}=2,78 \geq 2,66$, то модель адекватна з рівнем значущості 0,95, що означає достатньо високу збіжність моделі та експерименту.

ВИСНОВКИ

1. Сучасні системи подачі палива з електричним керуванням, переважно, розвиваються в бік удосконалення та розробки методів формування характеристик подачі палива. Отже, для здійснення якісного технічного обслуговування форсунок з електронним керуванням слід досліджувати характеристики системи подачі палива під час здійснення діагностики двигунів.

2. Показники надійності та стабільність параметрів системи, що подає паливо, з електронним управлінням можуть бути покращені, за рахунок комплексного підходу («механічного» та «електронного» налаштування) шляхом збільшення періоду безвідмовної роботи паливної апаратури.

3. Представлено модель процесу роботи ЕГФ дизельного двигуна, яка дозволяє врахувати зміну ступеню зношення керуючого клапану та зміни геометричних параметрів конуса запірною залежно від режиму його експлуатації. Завдяки представленій моделі математично відображено зв'язок між зміною технічного стану ЕГФ та параметрами, що перевіряються.

4. Перспективи підвищення надійності паливної апаратури пов'язані з застосуванням технології індивідуального коригування параметрів форсунок при проведенні технічного обслуговування, збільшуючи тим самим міжремонтний ресурс форсунки.

5. При збільшенні зношування форсунок затримка впорскування зростає і сягає максимальних значень 348 мксек, при чому зростання навантаження на двигун також призводить до затримки впорскування. Збільшення затримки впорскування зі збільшенням навантаження характерне для всіх досліджуваних форсунок, але для нової форсунки збільшення затримки не перевищує 15%, а для зношеної та відновленої сягає 26%.

6. Витрати палива на керування впорскуванням найбільші для зношених форсунок, а для відновлених, хоч і більші за показники нових, але відрізняються від них більше, ніж на $16 \text{ мм}^3/\text{впорскування}$, що збільшує загальні витрати палива не більше, ніж на 3...5%. За таких показників відновлення форсунок вважається доцільним та економічно обґрунтованим. За критерієм Фішера модель адекватна з рівнем значущості 0,95, що означає достатньо високу збіжність моделі та експерименту.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Bai, Y., Lan, Q., Fan, L., Ma, X., & Liu, H. (2019). Investigation on the fuel injection stability of high pressure common rail system for diesel engines. *International Journal of Engine Research*, 146808741985698.
2. Boecking F., Dohle U., Hammer J., Kampmann S. Passenger Car Common Rail Systems for Future Emissions standards. *MTZ worldwide*. 2005, Vol. 66, № 7-8, 14–16.
3. Bosch Diesel Injection Systems. Automotive aftermarket. *R Bosch GmbH*, 2007, 167.
4. Common Rail System (CRS) Service Manual: General Edition. Denso Corporation Service Department. Showa-cho, Kariya, Aichi Prefecture. 2008, 185.
5. Coppo, M., Dongiovanni, C., & Negri, C. (2007). A Linear optical sensor for measuring needle displacement in common-rail diesel injectors. *Sensors and Actuators A: Physical*, 134(2), 366–373. doi:10.1016/j.sna.2006.05.038
6. Egger K., Warga J., Klugl W. New Common Rail Injection System with Piezo Actuation for Diesel Passenger Cars. *MTZ worldwide*. 2002, Vol. 63, № 9, 14–17.
7. Favennec, A. G., Minter, P., Lebrun, M. (1999). Analysis of the dynamic behaviour of the circuit of a common rail direct injection system. *Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power*, P. 543–548.
8. Gabitov I.I., Negovora A.V., Razyapov M.M., Kozeev A.A., Magafurov R.J. The modern concept of thermal preparation of automotive equipment and tools for its implementation. IOP CONFERENCE SERIES: MATERIALS SCIENCE AND ENGINEERING Irkutsk National Research Technical University. 2019. C. 012048.
9. Han, D., Li, K., Duan, Y., Lin, H., Huang, Z. (2017). Numerical study on fuel physical effects on the split injection processes on a common rail injection system. *Energy Conversion Management*, 134. P. 47–58.
10. Heywood J. Internal combustion engine fundamentals, New York: McGraw-Hill Book Co. 1988.

11. Hummel K., Boecking F., Groß J., Stein J.-O., & Dohle, U. Third-generation common rail system with piezo inline injectors from Bosch for passenger cars. *MTZ Worldwide*. 2004, 65(3), 9–12. doi:10.1007/bf03227656
12. Kim, J., Kim, J., Jeong, S., Han, S., Lee, J. (2016). Effects of different piezoacting mechanism on two-stage fuel injection and CI combustion in a CRDi engine. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 30. P. 5727–5737.
13. Mancaruso, E., Sequino, L., Vaglieco B. M. (2015). Analysis of spray injection in a light duty CR diesel engine supported by non-conventional measurements. *Fuel*, 158. P. 512-522.
14. Matsumoto S., Date K., Taguchi T., Herrmann O.E. The new Denso Common Rail diesel solenoid injector. *MTZ worldwide*. 2013, Vol. 74, №2, 44–48.
15. Mohebbi, M, Aziz, A.A., Hamidi, A., Hajjalimohammadi, A., Hosseini V. (2017). Modeling of pressure line behavior of a common rail diesel engine due to injection and fuel variation. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 39. P. 661–669.
16. Patent №4714998, G01M 15/00. Fuel injection system monitoring equipment. Leslie Hartridge Limited, Buckinghamshire, England. Filed. 08.02.1985. Pub. 22.12.1987.
17. Patnaik, L., Umanand, L. (2016). Kinematics and dynamics of Jansen leg mechanism: a bond graph approach. *Simul Model Pract Theory*, 60. 160–169.
18. Payri R., Salvador F.J., Martí-Aldaraví P., Martínez-López J. Using one-dimensional modeling to analyze the influence of the use of biodiesels on the dynamic behavior of solenoid-operated injectors in common rail systems: Detailed injection system model. *Energy Conversion and Management*. 2012, 90–99.
19. Piano A., Millo F., Postriotti L., Biscontini G. et al. Numerical and Experimental Assessment of a Solenoid Common-Rail Injector Operation with Advanced Injection Strategies. *SAE Int. J. Engines*. 2016, 9(1), 565–575. doi:10.4271/2016-01-0563.
20. Poliakov A.P. Technique of motor vehicle indices calculation while transition of its engine for operation at the mixture of diesel and biodiesel fuels. Poliakov A.P., Galushchak O.O., Galushchak D.O. *New Technologies and Products*

in Machine Manufacturing Technologies, Tehnomus. Suceava, Romania. 2015, No 22, 76-81.

21. Theobald J., Schintzel K., Krause A., Doerges U. Fuel injection system key component for future emission targets. *MTZ worldwide*. 2011, Vol. 72, № 4, 4–9.

22. Tremmel O. Technische Beschreibung von Einspritzverlaufsindikator (EVI-IAV) IAV GmbH, 2001.

23. Wang, F., He, Z., Liu, J., Wang Q. (2015). Diesel nozzle geometries on spray characteristics with a spray model coupled with nozzle cavitating flow. *Int J Automot Technol*, 16, 539–549.

24. Yakimov I.V., Krivtsov S. N., Bondarenko E. V. A leak detection method for electrohydraulic injectors of diesel engines in operation. *Advances in Engineering Research* 2018. doi:10.2991/avent18.2018.86.

25. Yakimov I.V., Krivtsov S. N., Potapov A. S., Svirbutovich O. A. Fuel flow and pressure in common return line as a diagnostic parameter of electrohydraulic injectors technical state. *Materials Science and Engineering*. 2019, 632. doi:10.1088/1757-899X/63.

26. Zhao H., Advanced direct injection combustion engine technologies and development. Diesel engine, Volume 2: Woodhead Publishing, 2010.

27. Андрусенко П. И., Антонюк С. Д., Мержиевский В. В. Об оптимальных фазах топливоподачи транспортного дизеля автотракторного типа и путях их реализации. *Конструирование, исследование и эксплуатация топливоподающих систем автотракторных дизелей: Сборник*. Ульяновск: Изд-во УСХИ, 1976, 16–22.

28. Ахметов А. Ф. Способ оценки характеристики впрыскивания топлива форсунками дизелей. *Роль науки в инновационном развитии АПК: материалы Всероссийской научно-практ. конф., посвященной 80-летию проф. А. П. Иофинова*. Уфа, Изд-во Башкирский ГАУ, 2012, 93–95.

29. Болотоков А. Л., Губжоков Х. Л. Влияние параметров топливоподающей аппаратуры на характеристику впрыскивания топлива. *Известия Кабардино-Балкарского государственного аграрного университета им. В.М. Кокова*. 2020, № 1 (27), 85–88.

30. Васильковський О., Лещенко С., Васильковська К. та ін. Підручник дослідника: навч. посіб. для студ. агротех. спец. Кіровоград, 2016. 204 с.
31. Габитов И. И., Неговора А. В. Средства и технологии технического сервиса дизельных топливных систем с электронным управлением и перспективы индивидуальной электронной настройки ее компонентов. Труды ГОСНИТИ, М. 2016, Т. 125, 54–61.
32. Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А. Паливна апаратура та системи управління дизелем : підр. для вузів. М.: Легіон-Автодата, 2005. 344 с.
33. Грищук, Ю. С. (2008). Основи наукових досліджень : навч. посібник. Харків: НТУ «ХП», 2008. 232.
34. Данилов С. В. Метод цифрового измерения цикловой подачи топливного насоса дизеля: дисс. к. т. н. С. В. Данилов. М.: МГАУ, 2010. 104 с.
35. Мельников, С. В., Ацелкин, В. Р., Роцин, П. М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Л. : Колос, 1980. 168 с.
36. Поляков А. П., Галушак О. О., Поляков П. А., Королюк Д. Л. Покращення показників дизеля зміною пропорцій дизельного та біодизельного палив в паливній суміші. *Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних сил*. 2013, Вип. 3, 167–169.
37. Фаддеев М. А. Элементарная обработка результатов эксперимента : учеб. пособие. СПб. ; М. ; Краснодар : Лань, 2008. 117 с.
38. Файнлейб Б. Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. Л. : Машиностроение, 1990. 352 с.
39. Шатров М. Г. та ін. Экспериментальное исследование гидродинамических эффектов в топливной аппаратуре common Rail при многократном впрыскивании. *Журнал АИИ*. 2016, № 2 (97), 15–17.
40. Якимов И.В., Кривцов С.Н. Анализ формирования утечек топлива в электрогидравлических форсунках автомобильного дизельного двигателя. *Вестник ИрГТУ*. 2016, №6, 163–168.
41. <https://www.boschaftermarket.com/ua/uk/equipment/test-equipment/test-benches-and-tools/eps-708/>