

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

«ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

(НУ «ОМА»)

Кваліфікаційна наукова
робота на правах рукопису

ЯКОВЕНКО АНАТОЛІЙ ЮРІЙОВИЧ

УДК: 621.431

ДИСЕРТАЦІЯ

**ВДОСКОНАЛЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОГО КОНТРОЛЮ РОБОЧИХ
ПРОЦЕСІВ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ**

Спеціальність 05.05.03 - двигуни та енергетичні установки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.

Дисертація містить результати власних досліджень. Використані ідеї,
результати і тексти інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ **А.Ю. Яковенко**

Науковий керівник **Половинка Едуард Михайлович,**

доктор технічних наук, професор

Одеса 2020

АНОТАЦІЯ

Яковенко А. Ю. Удосконалювання експлуатаційного контролю робочих процесів суднових дизелів. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за фахом 05.05.03 - двигуни й енергетичні установки. - Національний університет «Одеська морська академія», Одеса, 2020.

Дисертація присвячена вирішенню важливого науково-прикладного завдання - підвищенню ефективності експлуатації суднових дизелів за рахунок забезпечення безперервного контролю робочих процесів із застосуванням нової методики і її реалізації шляхом використання комбінованих вимірювальних перетворювачів на основі конструктивних елементів паливної апаратури.

Виділений найбільш інформативний параметр процесу впорскування палива - тиск у насосі високого тиску. Для реєстрації запропонований новий метод - застосування комбінованого вимірювального перетворювача на основі елемента кріплення ПНВТ. Проведено розрахунок метрологічних параметрів перетворювача, виконано його конструктивне пророблення, компонування вимірювальної системи. Розробка реалізована в умовах безмоторного стенда.

У результаті експериментальних досліджень показана в порівнянні з базовим методом реєстрації гарна збіжність запису тиску обома способами.

Розроблено програмний комплекс для частотного аналізу метрологічних даних вимірювальної системи зі спеціалізованим інтерфейсом для експериментальних даних.

Виконано порівняльний амплітудно-частотний аналіз реєстрації тиску палива.

При стійкому впорскуванні амплітудно-частотні характеристики базового й експериментального датчиків відрізняються незначно. Для аналізу

параметрів паливоподачі використовується метод гідродинамічного розрахунку проф. Ю. Я. Фоміна.

Визначено граничні умови для системи суднового середньообертного дизеля. Як приклад виконане імітаційне моделювання при зміні ефективного перетину розпилювача в діапазоні від 0,6 до 1,6 від номінального значення.

Ключові слова: судновий середньообертний дизель, паливоподача, комбінований вимірювальний перетворювач, характеристики, гармонічний аналіз, метод Фур'є.

THE SUMMARY

Jakovenko A. J. Improvement of operational control of marine diesel engines working procedures. - the Manuscript.

The thesis on competition of scientific degree of Cand.Tech.Sci. A speciality 05.05.03 - Drives and power installations. National university «Odessa maritime academy».

The thesis is devoted to solving an important theoretical and practical problem – improvement of efficiency of marine diesel engines operation through control performance enhancement.

Continuous control of working processes with application of a new technique and its realization by use of the combined measuring converters on the basis of structural fuel injection components is applied.

There is determined the most informative parameter of fuel injection process – the pressure in the high pressure fuel pump. A new method for pressure signals registration is suggested – the application of the combined measuring converter on the basis of high pressure fuel pump studding. The converter's metrology parameters calculation and its design study are performed. Measuring system layout is executed. The development process is realized in the motorless stand environment.

There is developed the program complex for the frequency analysis of metrology data of the measuring system with specialized interface for experimental data. The comparative amplitude-frequency assaying of registration of fuel pressure is made.

For the analysis of fuel supply parameters it is suggested to use mathematical simulation of fuel injection process. As the basis there is used the method of hydrodynamic calculation of prof. Y.Y. Fomin. Boundary conditions for marine middle speed diesel engine fuel supply system are defined.

As a result of the research there is displayed good convergence of pressure record in both modes - experimental researches in comparison with a basic approach registration.

The exception was admitted by fractional injection at which affects the combined converter - high pressure fuel pump and its drive gear system's detention lag.

Key words: diesel engine; fuel injection; fuel pressure sensor; characteristics.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ	8
ВСТУП.....	10
ГЛАВА 1. РОЗВИТОК МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ ДІАГНОСТУВАННЯ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ	17
1.1 Загальна характеристика інформаційних параметрів об'єктів діагностування	17
1.2 Методи і алгоритми обробки сигналів датчиків діагностичних параметрів, що застосовуються в системі контролю робочого процесу (СКРП) суднових дизелів	20
1.3 Конструктивна реалізація елементів систем діагностики і контролю робочого процесу суднових дизелів	28
1.3.1 Вплив елементів вимірювальних пристроїв на достовірність параметрів робочих процесів	34
1.4 Алгоритм пошуку коректного положення позначки верхньої мертвої точки (ВМТ).....	39
1.5 Реєстрація процесів подачі палива	40
ГЛАВА 2. ПІДГОТОВКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ ВПОРСКУВАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ КОМБІНОВАНОГО ДАТЧИКА ТИСКУ ПАЛИВА.....	52
2.1 Засоби вимірювання гідродинамічних параметрів подачі палива	52
2.2 Стендова установка	61
2.3. Вимірювальний комплекс безмоторного стенду	67
Висновки до гл.2	70
ГЛАВА 3. РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ КОМБІНОВАНОГО ДАТЧИКА ТИСКУ ПАЛИВА	72
3.1 Розробка і випробування вимірювальної системи на базі комбінованого перетворювача тиску палива.....	72
3.2 Програмний комплекс для аналізу метрологічних характеристик комбінованого датчика тиску палива	78
3.3 Метрологічні характеристики вимірювальної системи	83
Висновки до гл. 3	91
ГЛАВА 4. КОНТРОЛЬ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕСУ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА	93
4.1. Гідродинамічний розрахунок подачі палива	93
4.2. Імітаційне моделювання процесу впорскування палива	100
Висновки до гл. 4.....	107
ВИСНОВКИ	103
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	109

Додаток А. Тарувальні графіки датчика підйому голки	125
Додаток Б. Основні характеристики вимірювальної апаратури	127
Додаток В. Конструкція та технічні характеристики паливного насоса високого тиску і його приводу	131
Додаток Д. Графічний інтерфейс для різних етапів роботи програми	135
Додаток Е. Таблиці вихідних даних	140
Додаток Ж. Добірка праць А.Ю. Яковенко за темою дисертації «Вдосконалення експлуатаційного контролю робочих процесів суднових дизелів».....	143
Додаток К. Копії патенту, актів використання в навчальному процесі, актів та звіту щодо використання результатів дисертаційної роботи у суднових випробуваннях і впровадження в експлуатацію суднових дизелів.....	147
Додаток Л. Технологічна схема розробки теми дисертації.....	167

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АЙ	– апостеріорна ймовірність
АЦП	– аналого – цифровий перетворювач
ВП	– вимірювальний пристрій
ВОД	– високообертний дизель
ГСЕУ	– головна суднова енергетична установка
ДВЗ	– двигун внутрішнього згоряння
ДТГ	– датчик тиску газів
ЕОМ	– електронна обчислювальна машина
ЗВ	– засіб вимірювання
ЗО	– засіб обробки
ІЗ	– іскрове займання
ІПН	– індекс паливного насоса
КП	– кут повороту (колінчастого вала)
МОД	– малообертний дизель
ОД	– об'єкт діагностування
ПКВ	– поворот колінчастого вала
ПН	– показчик навантаження
ПНВТ	– паливний насос високого тиску
СКРП	– система контролю робочого процесу
СОД	– середньообертний дизель
СТД	– система технічної діагностики
СТРО	– статистична теорія розпізнавання образів
$T_{\text{вх}}$	– температура повітря на вході в циліндр
$T_{\text{вих}}$	– температура вихідних газів
ТГ	– тиск газів
ТС	– технічний стан
ЦМК	– цифровий міжопераційний контроль

ЦНИТА – Центральный Научно-исследовательский Институт
Топливной Аппаратуры (рос.) – центральний науково-
дослідний інститут паливної апаратури

$dp/d\phi$	– максимальна швидкість наростання тиску циклу
g_e	– питома ефективна витрата палива
g_i	– питома індикаторна витрата палива
n	– швидкість обертання колінчастого вала
p_c	- тиск стиснення
p_{comp}	- тиск 12°ПКВ до ВМТ
p_{exp}	- тиск на лінії розширення
P_f	- тиск палива в ПНВТ
p_i	- середній індикаторний тиск
$p_{cyl, motored}$	- тиск в циліндрі без впорскування палива
$P_{цил}$	- тиск в циліндрі
p_z	- максимальний тиск циклу
α_{p_z}	- кут ПКВ прикладення максимального тиску циклу p_z

ВСТУП

Актуальність теми. Забезпечення високих експлуатаційних параметрів суднових дизельних енергетичних установок залежить від якості робочих процесів, які безпосередньо забезпечуються підтримкою специфікаційних показників процесу впорскування палива.

Рішення проблеми експлуатаційного контролю процесу впорскування палива пов'язане з певними труднощами методологічного і конструктивного характеру. До перших відносяться, зокрема, високі тиски палива в системі високого тиску і великі частоти нестаціонарних процесів під час впорскування палива. Складнощі конструктивного плану полягають у відсутності штатних точок доступу в паливну систему високого тиску і до робочих елементів форсунки. Існуючі методи моніторингу роботи паливної апаратури є досить складними і не знаходять широкого застосування в експлуатації суднових дизелів.

В результаті за досить значного обсягу проведених в даному напрямку досліджень розвиток методів і засобів контролю подачі палива, поряд з робочим процесом, залишається актуальним як в науковому, так і в практичному плані.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження виконувалось відповідно до Державної програми розвитку промисловості на 2003-2011 роки (частина IV), затвердженої Кабінетом Міністрів України від 28.07.2003 р., № 1174.

Тема дисертаційної роботи пов'язана з програмою економічних реформ на 2010-2014 р. «Заможне суспільство, конкурентоспроможна економіка, ефективна держава» (напрямок розвитку транспортної інфраструктури), «Транспортної стратегії України на період до 2020 р.» (Розпорядження КМУ від 20.10.2010 р., №2174 - р.) і планами науково-дослідних робіт НУ «ОМА», зокрема «Удосконалення технічної експлуатації суднових енергетичних установок морських транспортних суден», № ДР 0102U007164, а також з

темою НУ «ОМА» «Розвиток систем і методів удосконалення технічної експлуатації суднових енергетичних установок на базі сучасних інформаційних технологій» № ГР 0110U005910, в яких автор дисертації виконав окремі розділи.

Метою дослідження є вдосконалення контролю робочих процесів суднових дизелів в експлуатації шляхом розробки нових методів і засобів моніторингу подачі палива.

Наукова гіпотеза дослідження полягає в тому, що використовуючи для реєстрації процесу впорскування палива комбіновані вимірювальні перетворювачі на базі конструктивних елементів паливної апаратури і приводу паливного насоса високого тиску, можна забезпечити оперативний контроль роботи паливної апаратури, істотно спрощуючи організацію моніторингу та підвищуючи ефективність експлуатації дизелів різного призначення.

Головна задача дослідження полягає в розробці методу і способу моніторингу процесу подачі палива, що забезпечують підтримку специфікаційних характеристик процесу впорскування палива в експлуатаційних умовах.

Головна задача вирішена шляхом спільного виконання наступних допоміжних задач:

- аналіз сучасних методів контролю робочих процесів дизелів, їх реалізації і вибору перспективного напрямку досліджень у вирішенні головної задачі;
- розробка методології експлуатаційного контролю подачі палива на базі комбінованих вимірювальних елементів;
- методологічна підготовка експериментального дослідження пропонованого рішення і забезпечення експерименту відповідною комплектацією стендового обладнання та метрологічною базою;

- конструктивна розробка натурального зразка запропонованого комбінованого вимірювального перетворювача в складі вимірювального комплексу;
- порівняльне експериментальне дослідження метрологічних характеристик вимірювального комплексу на базі комбінованого вимірювального перетворювача;
- розробка та комп'ютерна реалізація методики амплітудно-частотного аналізу метрологічних параметрів системи контролю на базі комбінованого вимірювального перетворювача;
- дослідження метрологічних характеристик системи і розробка рекомендацій щодо застосування запропонованого методу моніторингу подачі палива в дизелях;
- розробка методу аналізу технічного стану паливної апаратури шляхом використання математичного моделювання процесу впорскування.

Об'єкт дослідження – процеси впорскування палива в судових дизелях і їх моніторинг в експлуатаційних умовах.

Предмет дослідження – метрологічні характеристики вимірювальної системи на базі комплексного перетворювача і можливості математичного моделювання для аналізу стану паливної апаратури.

Методи дослідження:

- пошук і тематичний аналіз в сучасному інформаційному просторі (під час аналітичного аналізу наукових і практичних аспектів розв'язуваної задачі);
- експертна оцінка і дедукція (у процесі вибору напрямку дослідження і розробки технологічної карти дослідження);
- розрахункові методики напружено - деформованого стану (у процесі конструктивного опрацювання вимірювального перетворювача)
- фізичне моделювання (під час дослідження процесів подачі палива і метрологічних характеристик вимірювальної системи);

- пряме і зворотне перетворення Фур'є (у процесі аналізу метрологічних параметрів вимірювальної системи);
- вибір математичної фізики як області моделювання і рішення чисельним методом телеграфного рівняння для опису гідродинамічних процесів в системі подачі палива;
- імітаційне моделювання на персональному комп'ютері експлуатаційних режимів системи впорскування палива для оцінки технічного стану паливної апаратури.

Наукова новизна дослідження полягає в тому, що конструктивні елементи паливної апаратури можуть служити вимірювальними перетворювачами для реєстрації гідродинамічних процесів в паливній апаратурі з амплітудно - частотними параметрами, що забезпечують якісну реєстрацію в умовах стабільного впорскування. Математична модель на базі рівнянь математичної фізики може бути використана для експлуатаційного контролю і аналізу стану паливної апаратури дизеля.

В результаті дослідження вперше:

- запропоновано використовувати, як вимірювальні пристрої для системи упорскування палива дизелів, комбіновані перетворювачі на базі елементів приводу паливних насосів високого тиску;
- виконано розробку конструктивної схеми перетворювача, визначені базові метрологічні характеристики перетворювача і реєструючих елементів комплексу;
- розроблена методика експериментального дослідження процесів паливоподачі із застосуванням дослідницького вимірювального комплексу;
- отримані порівняльні експериментальні дані реєстрації гідродинамічних процесів за допомогою базових і експериментальних вимірювальних перетворювачів;
- визначено особливості реєстрації процесів упорскування палива за використання комбінованого перетворювача;

- розроблена і реалізована у формі програмного продукту зі спеціалізованим інтерфейсом методика частотного аналізу даних реєстрації процесів подачі палива на базі рядів Фур'є;
- на базі експериментальних даних отримані порівняльні частотні характеристики вимірювальних трактів із застосуванням базового і комбінованого перетворювачів;
- шляхом імітаційного моделювання отримані експлуатаційні характеристики подачі палива у разі зміни стану елементів системи упорскування палива.

Отримали подальший розвиток:

- галузь використання розрахункових методів дослідження процесів паливоподачі на базі гідродинамічної теорії руху в'язкої стисливої рідини в трубопроводах за початкових і граничних умов, обумовлених конструктивними і режимними факторами для дизельної паливної апаратури;
- методи гармонійного аналізу в додатку до дослідження гідродинамічних процесів в системах дизелів.

Сукупність отриманих результатів дозволяє сформулювати **наукове положення**: конструктивні елементи деталей двигуна внутрішнього згоряння можуть використовуватися як комбіновані елементи з функціями вимірювальних перетворювачів в системах контролю робочих процесів і динаміки вузлів дизеля. Амплітудно-частотні параметри вимірювальних трактів систем на базі комбінованих перетворювачів забезпечують якість реєстрації близьку до прямих вимірювань параметрів подачі палива для всіх експлуатаційних режимів крім високочастотних на малих розділених подачах палива в системах упорскування.

Практичне значення отриманих результатів полягає в наступному:

- запропонований спосіб використання конструктивних елементів паливної апаратури дизелів як комбінованих вимірювальних перетворювачів для систем моніторингу двигунів внутрішнього згоряння;

- визначені метрологічні характеристики вимірювальних систем на основі запропонованих перетворювачів;
- запропонований спосіб аналізу стану паливної апаратури шляхом використання математичного моделювання процесу упорскування палива.

Окремі практичні результати дисертаційної роботи були використані в науковій та практичній діяльності:

- в НУ «ОМА» під час:

викладання дисциплін кафедри суднових енергетичних установок Суднові двигуни внутрішнього згоряння і їх технічна експлуатація (акт використання від 26.06.19 р. -див. Додаток К);

- у ТОВ «Інтреско» під час експлуатаційних випробувань базового варіанту системи контролю на головних дизелях т/х «Тайфун» (акт використання від 03.07.19р. -див. Додаток К).

Розрахований економічний ефект від використання системи контролю на базі розробленої у дисерційній роботі на суднах ТОВ «Інтреско» (акт використання від 03.07.19 р. -див. Додаток К).

Особистий внесок здобувача полягає в:

- виконанні інформаційного пошуку та аналізу сучасного стану робіт в області моніторингу робочих процесів дизелів,
- визначенні напрямку досліджень за темою дисертації,
- розробці конструкції комбінованого вимірювального перетворювача,
- підготовці та проведенні експериментального дослідження,
- аналізі результатів експерименту і розробці рекомендацій з використання вимірювальних систем на базі комбінованих перетворювачів,
- розробці методики амплітудно-частотного аналізу реєстрації процесу подачі палива,
- виборі методу і підготовці пакету моделювання процесу подачі палива,
- моделюванні процесу упорскування палива з метою оцінки стану паливної апаратури,
- розробці рекомендацій щодо впровадження результатів дослідження в

практику експлуатації суднових дизелів.

Сформульовано наукову новизну і наукове положення.

Основні дослідження за дисертацією виконані автором особисто, а в окремих випадках в співавторстві його частка склала не менше 70%.

Апробація результатів дисертації. Основні положення, окремі розділи і наукові результати доповідалися, обговорювалися і були схвалені на Міжнародних наукових і науково-технічних конференціях «Енергетика судна: експлуатація та ремонт» (Одеса 5.04.2011 – 7.04.2011); «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт» (Одеса 20.03.2013 – 22.03.2013); «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт» (Одеса 26.03.2014 – 28.03.2014); «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування» (28–29 вересень 2017 р., м. Херсон); «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт» (Одеса 23.03.2018 – 24.03.2018); «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт» (Одеса 20.03.2019 – 21.03.2019).

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковані в 6-и статтях наукових видань [1-5, 7], що входять до переліку наукових фахових видань України, рекомендованих Міністерством освіти і науки України для публікації результатів дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук; стаття в зарубіжному науковому виданні [6]; в збірниках матеріалів наукових конференцій – тез доповідей [8-14]. також патент на корисну модель [15].

Структура і обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, 6 додатків; списку використаних літературних джерел з 132 найменувань. Повний обсяг роботи - 167 с., з яких основний текст - 106 с., у тому числі 59 рисунків, 1 таблиця, додатків - 42 с., список літературних джерел - 16 с.

ГЛАВА 1

РОЗВИТОК МЕТОДІВ ТА ЗАСОБІВ ДІАГНОСТУВАННЯ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

1.1 Загальна характеристика інформаційних параметрів об'єктів діагностування

Особлива увага контролю та діагностуванню приділяється у системах з високим рівнем надійності. Інтенсивні дослідження у цьому напрямку мають як прикладні розробки, так і теоретичні пошуки [102].

Загальні принципи побудови та функціонування систем діагностики на прикладі гідросистем високої надійності [5] засновані на базових положеннях теорії інформації, яка у цьому випадку є загальною теорією зв'язку статистичних систем. Такими статистичними системами є система стану об'єкту діагностування (ОД), яка створює множину E станів, та пов'язана з нею система ознак K . При цьому під діагностичною ознакою (параметром) розуміється ознака, що використовується для визначення технічного стану ОД та його окремих елементів.

Множина станів E ОД поділяється на дві підмножини:

Підмножина справного стану E' та підмножина несправних станів E'' .

Перебіг з одного стану до іншого стану відбувається в процесі експлуатації ОД.

Одним з головних понять в теорії інформації є «ентропія системи», яка характеризує ступінь її невизначеності. Автори [5] визначають ентропію $H(E)$ системи E , яка має n можливих станів з ймовірностями їх виникнення $P(E_1)$, $P(E_2), \dots, P(E_n)$, як,

$$H(E) = - \sum_{i=1}^n P(E_i) \log_2 P(E_i).$$

У технічній діагностиці отриману інформацію про технічний стан системи визначають як різницю ентропії системи до та після отримання

інформації. Якщо початкова ентропія системи дорівнюється $H(E)$, а після отримання інформації вона дорівнює $H^*(E)$, тоді подана інформація J дорівнює

$$J = H(E) - H^*(E).$$

У якості базових властивостей сукупності діагностичних ознак K розглядають діагностичну цінність (вагу) та чутливість.

Чутливість діагностичної ознаки визначається ступенем змін її значення внаслідок змін структурних параметрів системи.

Чим більше чутливість ознаки v_j , тим на більш ранніх стадіях розвитку несправності ОД вона може бути виявлена. Вихідні параметри ОД, чутливість яких до змінення структурних параметрів мала, недоцільно обирати у якості діагностичних ознак.

Діагностична цінність ознаки визначається інформацією, яка добувається ознакою у систему станів ОД.

У процесі експлуатації, як правило, здійснюється оперативний та періодичний контроль технічного стану ОД, причому достовірність системи контролю, яка застосовується, може істотно вплинути на експлуатаційну надійність ОД.

Враховуючи наявну похибку вимірів на момент контролю t_k при оцінюванні працездатності системи, можливі чотири види несумісних подій $h_1(t_k) \dots h_4(t_k)$:

$h_1(t_k)$ – працездатна система з ймовірністю $P_{\text{прп}}(t, t_k)$ правильно визнається працездатною;

$h_2(t_k)$ – працездатна система з ймовірністю $P_{\text{пон}}(t, t_k)$ помилково визнається непрацездатною;

$h_3(t_k)$ – непрацездатна система з ймовірністю $P_{\text{прп}}(t, t_k)$ правильно визнається непрацездатною;

$h_4(t_k)$ – непрацездатна система з ймовірністю $P_{\text{пон}}(t, t_k)$ помилково визнається працездатною.

Оскільки ці події створюють замкнену групу та є несумісними, сума їх ймовірностей дорівнює одиниці, тобто

$$P_{\text{прп}}(t, t_k) + P_{\text{пон}}(t, t_k) + P_{\text{прн}}(t, t_k) + P_{\text{поп}}(t, t_k) = 1$$

Прогнозуючий контроль дозволяє за результатами оцінювання інтенсивності змін діагностичних ознак прийняти рішення щодо моменту t_{k+1} проведення чергового технічного обслуговування ОД з контролем його працездатності.

Як показник надійності для відновлюваного ОД використовується експлуатаційна ймовірність безвідмовної роботи $P_e(t_k, t)$, під якою розуміється можливість безвідмовної роботи в інтервалі (t_k, t) , з урахуванням того, що у моменти $\overline{(t_1, t_k)}$ проводилося технічне обслуговування, що містило в собі експлуатаційний контроль та відновлення системи у разі її відмови.

У відповідності з розробками В.В. Уланського та низки інших авторів [13, 56, 95, 97] внаслідок стрибкоподібної зміни визначального діагностичного параметру, в разі виникнення відмови ОД, ймовірності появи подій $h_1 \dots h_4$ визначаються, як наприклад, для $h_4(t_k)$:

$$P_{\text{по}}(\overline{t_1, t_{\mu-1}}; t_{\mu} | \theta) = \prod_{v=1}^k [1 - \alpha(t_v)] \prod_{j=k+1}^{\mu-1} \beta(t_j) [1 - \beta(t_{\mu})],$$

$$\mu = \overline{k+1, N}, \quad v = \overline{1, k}, \quad k = \overline{0, N},$$

де: $\alpha(t_j)$ і $\beta(t_j)$ – відповідно, вірогідності помилкового визначення та пропуску відмови ОД на момент контролю t_j ;

N – число технічних обслуговувань системи в процесі вироблення нею встановленого ресурсу ($N = T_p / \tau - 1$, де τ – періодичність контролю, T_p – встановлений ресурс).

Система контролю ОД може знаходитись в одному із $\overline{l=1,3}$ станів:

$l=1$ – система контролю знаходиться у працездатному стані за умови правильної індикації свого стану; $l=2$ – система контролю знаходиться у непрацездатному стані на кшталт «система контролю фіксує результат –

об'єкт контролю перебуває у працездатному стані незалежно від його дійсного стану» при індикації працездатності самої системи контролю; $l=3$ – система контролю перебуває у непрацездатному стані на кшталт «система контролю фіксує результат – об'єкт контролю перебуває у непрацездатному стані незалежно від його дійсного стану» при індикації працездатності самої системи контролю.

Враховуючи можливу несправність системи діагностування виходить, що під час експлуатації має місце зниження експлуатаційної надійності ОД у тому числі й за рахунок помилок системи контролю, які призводять до «помилкових» та «невиявлених» відмов.

1.2 Методики та алгоритми опрацювання сигналів датчиків діагностичних параметрів, які застосовуються у системах контролю робочого процесу (СКРП) судових дизелів

Загальним у більшості методик обробки сигналів діагностичних параметрів є використання еталонних характеристик, розроблених для конкретних двигунів та визначених умов їхньої роботи. [15,18, 19, 23, 74, 76, 77, 78, 116].

Авторами роботи [92] визначені відхилення параметрів від еталонних характеристик при введенні типових несправностей і по кодам цих відхилень складена діагностична таблиця. Особливістю цієї методики є те, що в таблиці змішані несправності, спостережувані в окремих циліндрах і загальні для усього дизеля.

У роботі [11] наведені еталонні характеристики і таблиця функцій несправностей для дизеля 6RND90-M. Еталонні характеристики отримані на основі теплотехнічних випробувань. Виміри контрольованих параметрів робочого процесу робилися підсистемою НК-3. На відміну від вищезгаданої методики [92] тут виключені параметри ПН і $T_{вх}$, що визначається автором роботи як недолік даної методики.

Дмітрієвський Є.В. та інші [37] наводять отримані для дизеля 6ДКРН 67/140-4 лінійні еталонні залежності:

$$p_z = f(\text{ПН}, n), p_s = f(\text{ПН}, n), T_{\text{вих}} = f(\text{ПН}, n)$$

Вибір обґрунтовується у якості режимних факторів середнього індексу ПНВТ (ПН) та частоти обертання. Крім того, подаються нелінійні еталонні залежності для індикаторної та ефективної витрати палива:

$$g_j = f(\text{ПН}, n), g_e = f(\text{ПН}, n).$$

Алгоритм розраховано для використання діагностичного пристрою К-748.

Дослідження О.О. Обозова [66, 67, 72] базуються на методології багатовимірною (кореляційного і регресивного) статистичного аналізу, методах теорії інформації (інформаційної міри по Шеннону) та методах статистичної теорії розпізнавання образів (СТРО), (методи, в основі яких лежить теорема Байєса, що оцінює апостеріорну вірогідність появи статистичного об'єкту). Необхідний статистичний матеріал отримано методом статистичного моделювання робочого процесу МОД на ЕОМ (на початковому етапі досліджень), і шляхом натурних експериментів, проведених на випробувальному стенді.

Автором констатовано, що одним з найбільш складних аспектів технічного діагностування суднових МОД є створення алгоритмічного забезпечення СТД. Оскільки процеси, що відбуваються в судновому МОД, мають стохастичний характер, то оптимальним шляхом вирішення вказаної проблеми може стати ймовірно - статистичний підхід. Тому розробка методологічних принципів побудови алгоритмів діагностування МОД на основі методів багатовимірною статистичного аналізу є найбільш актуальною.

Огляд виконаних досліджень показує, що майже усі алгоритми, що закладаються в СТД МОД, будуються на основі таблиць функцій несправностей із застосуванням еталонних діагностичних моделей, що відбивають залежність діагностичних параметрів від режимних параметрів,

що впливають на них, і зовнішніх чинників (атмосферні умови і тому подібне).

Якісно відмінним підходом до вирішення проблеми алгоритмізації СТД МОД є підхід, ґрунтований на концепціях СТРО. Він дозволяє оптимально розпізнавати несправності, які важко відрізнити, даючи імовірнісну оцінку встановлюваному діагнозу.

Статистичний об'єкт розпізнавання характеризується сукупністю ознак $x_1, x_2 \dots x_n$, які утворюють в просторі ознак (просторі спостережень) n – мірний вектор, де x (вектор спостереження). Між собою об'єкти, що мають загальні риси, об'єднуються у класи, які у просторі ознак створюють компактні скупчення векторів, що займають характерні для них області. Вважають, що кожному класу в просторі ознак відповідає певний статистичний розподіл вектору спостереження x по двох розпізнаваних класах ω_1 и ω_2 (наприклад, справному і несправному ТС об'єкту діагностики) [39].

Поняття апостеріорної ймовірності (АЙ) появи статистичного об'єкту $P(\omega_i / x)$ автор робіт [66, 67, 69, 72] вважає ключовим. АЙ визначається на основі теореми Байєса:

$$P(\omega_i / x) = \frac{P(\omega_i) f(x / \omega_i)}{f(x)},$$

де $P(\omega_i)$ – АЙ належності векторі класу ω_i ; $f(x / \omega_i)$ – умовна щільність розподілу вірогідностей вектору x , що відповідає класу ω_i ; $f(x)$ – зважена щільність розподілу вірогідностей вектору x по всіх класах.

Основна увага в роботах [108, 125, 126, 127] приділена застосуванню нейронної технології до рішення задачі контролю тиску в циліндрі двигуна. Авторами запропонована схема контролю паливopодачі у дизель, яка використовує два входи: циклове подання палива і кут впорскування. Вихідними сигналами є: крутний момент, вміст сажі і характеристики відпрацьованих газів. Параметри двигуна, такі, як тиск в циліндрі p_{cyl} , температура T_{cyl} , тиск і температура наддування p_{cyl} , T_{cyl} , а також

температура оливи відносяться до внутрішніх показників. Частота обертання є функцією крутного моменту і навантаження і, отже, не відноситься до незалежних змінних. Несправність паливостачання може бути визначена шляхом порівняння з еталонними величинами.

Розвитком методів контролю може бути перехід до управління процесами в системах ДВЗ. Дослідження в цьому напрямі проводять Ш. Леонхардт, Н. Мюллер та Р. Ізерман в Технологічному інституті автоматичного управління Дармштадського технічного університету (TU Darmstadt, Germany) [106].

Як первинна інформація використовується тиск газів в циліндрі двигуна. При цьому аналіз стану робочого процесу може бути здійснений різними способами.

Так, в Дженерал Моторс Matekunas [110] запропонував розглядати *відношення тисків*, тоді як S. Leonhardt ввів метод *різниці тисків* [124].

Обидва підходи добре задовольняють вимогам роботи в режимі реального часу. В обох варіантах потрібно апроксимацію "моторної" (за термінологією публікації) кривої тиску, що представляє діаграму тисків при прокрутці двигуна без подачі палива.

Процес стискування апроксимується рівнянням політропи, налаштування якої здійснюється по декількох точках на лінії підвищення тиску.

Спосіб різниці тисків полягає у визначенні Δp_{cyl} для робочого (із згорянням палива) та «моторного» циклу:

$$\Delta p_{cyl}(\theta) = p_{cyl, fired}(\theta) - p_{cyl, motored}(\theta)$$

Отримана Δp_{cyl} містить інформацію щодо процесу згорання і, отже, щодо вхідних змінних — маси палива m_F і кута випередження впорскування θ_{IN} . Графічна залежність даних величин у функції кута повороту представлена на рисунку 1.2.1.

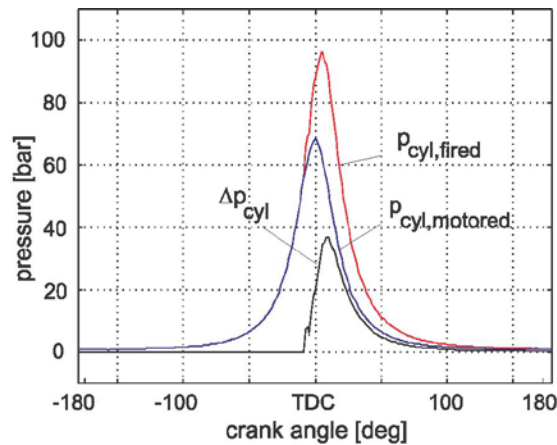


Рис. 1.2.1. Криві тиску в циліндрі дизельного двигуна: маса палива $m_F = 10$ мг, $n = 2400$ хв⁻¹, кут випередження впорскування $\theta_{IN} = 16^\circ$

Перетворення енергії під час циклу згорання може бути описане долею згорілого палива (MFB), представленим вираженням

$$MFB \approx \frac{p_{cyl, fired}(\theta)}{p_{cyl, motored}(\theta)} - 1,$$

як показано на рис. 1.2.2.

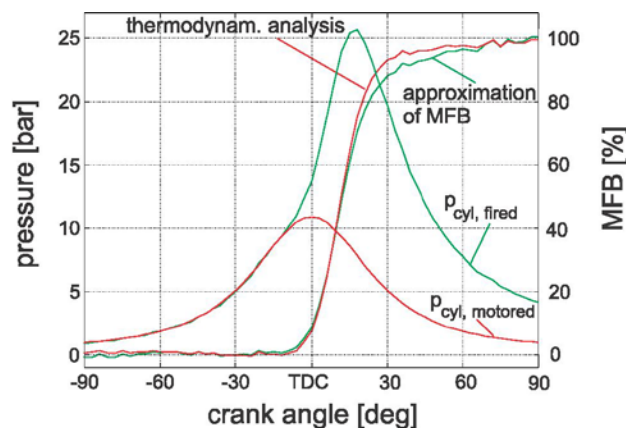


Рис. 1.2.2. Сигнали тиску згорання “fired” , “motored” (політропного) тиску без паливоподачі і апроксимація MFB

В якості робочого інструменту для моделювання робочих процесів використані нейронні мережі. Вони, як відомо, є цінним засобом для наближення нелінійних відображень [124] і можуть тому використовуватися для ідентифікації і управління нелінійними динамічними системами. У

роботі застосовані нейронні мережі на основі радіальної базисної функції (RBF).

RBF-мережа, як показано на рис. 1.2.3, визначається у вигляді лінійної комбінації радіальних базисних функцій

$$y(x) = \sum_{i=1}^M \omega_i \cdot \Phi_i(\underline{x}, \underline{c}_i, \sigma_i),$$

де ω_i позначають результуючі ваги, пов'язані з кожною із M базисних функцій F_i . $\underline{x} = [x_1, x_2 \dots x_n]^T$ — вхідний вектор, $\underline{c}_j = [c_{j1}, c_{j2} \dots c_{jn}]^T$ — вектори центру координат M базисних функцій, а σ_i позначають ширини базисних функцій. Найбільш популярна радіальна базисна функція, відома як гаусова -

$$G(\underline{x}, \underline{c}_i, \sigma_i) = \exp\left(-\frac{1}{2}\left(\frac{(x_1 - c_{i1})^2}{\sigma_i^2} + \frac{(x_2 - c_{i2})^2}{\sigma_i^2} + \dots + \frac{(x_n - c_{in})^2}{\sigma_i^2}\right)\right),$$

$$\Phi_i(\underline{x}, \underline{c}_i, \sigma_i) = \frac{G_i}{\sum_{j=1}^M G_j}.$$

яка використана тут в її нормалізованій формі:

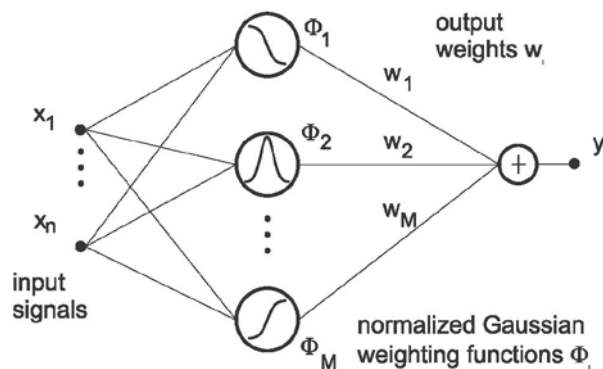


Рис. 1.2.3. RBF-мережа з n вхідними вузлами, M нормалізованими гаусовими ваговими функціями та одним вихідним вузлом

Завдяки цій нормалізації, нейронна мережа створює розділення

єдності, що поліпшує властивості інтерполяції і робить мережу менш чутливою до вибору ширини s_i [113].

Вагові параметри w_i можуть бути обчислені згідно

$$\underline{w} = (\underline{X}^T \cdot \underline{X})^{-1} \cdot \underline{X}^T \cdot \underline{y},$$

Де матриця $\underline{X}$ ($N \times M$) містить зважені вхідні сигнали. $\underline{y} = [y(1), y(2) \dots y(n)]^T$ — вміщує вихідний сигнал обробки для N навчальних наборів даних. З огляду на те, що не застосовується жодна нелінійна техніка оптимізації, то може бути досягнутий малий час навчання.

Для навчання в режимі поточного часу був розвинений алгоритм навчання, який може бути застосований під час регулярної операції. Для локального налаштування нейронних вагів, як алгоритм навчання використовувалося правило нормалізованого найменшого середньо-квадратичного, як наведено в роботі [118]:

$$w_i^{new} = w_i^{old} + \mu \cdot e(\underline{x}) \cdot \frac{\Phi_i(\underline{x})}{\sum_{j=1}^M \Phi_j^2(\underline{x})}.$$

Тут $e(\underline{x})$ — позначає помилку між правильним значенням та попереднім значенням, отриманим мережею, μ представляє рівень навчання, який повинен знаходитись в діапазоні $0 < \mu < 2$.

З точки зору контролю дизельний двигун має два входи: маса впорскуваного палива m_F та кут випередження впорскування q_{IN} . Обертаючий момент T_{dyn} , є вихідним сигналом. Такі змінні, як тиск у циліндрі p_{cyl} , температура у циліндрі T_{cyl} , змінні параметри турбонагнітача p_i та T_i і температура оливи відзначаються як внутрішні стани. Швидкість обертання двигуна n залежить від крутного моменту та навантаження і, таким чином, не є незалежною змінною.

Умовно, параметри двигуна було розподілено на 4 блоки: параметри паливного насоса, динаміка згорання, термодинамічний блок і кінематика. На

рис. 1.2.4 представлена блок-схема типового дизельного двигуна, включаючи спеціальні залежності, які використовуються для обмеження тиску наддування і регулювання швидкості.

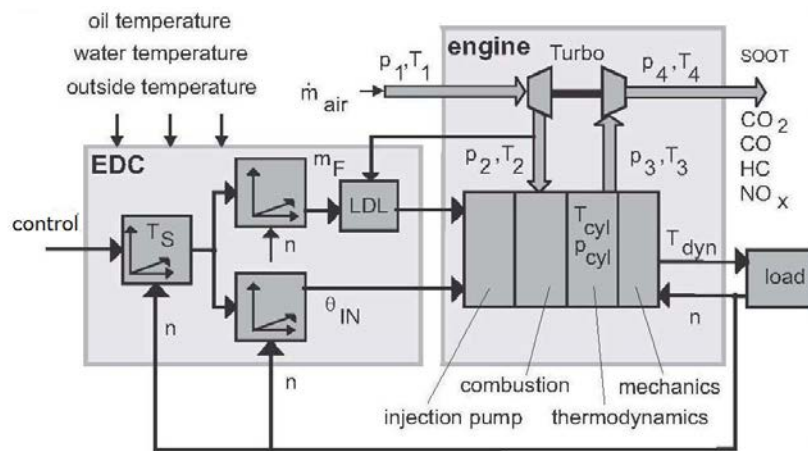


Рис. 1.2.4. Структура високообертного транспортного дизеля з турбокомпресором; (EDC — блок електронного керування двигуном, LDL — обмежувач по тиску наддування в залежності від навантаження)

Авторами шляхом реконструкції вхідних сигналів і на підставі сигналів тиску моніторилася робота паливного насосу. Погрішності впорскування визначалися шляхом порівняння з контрольними значеннями. (рис. 1.2.5).

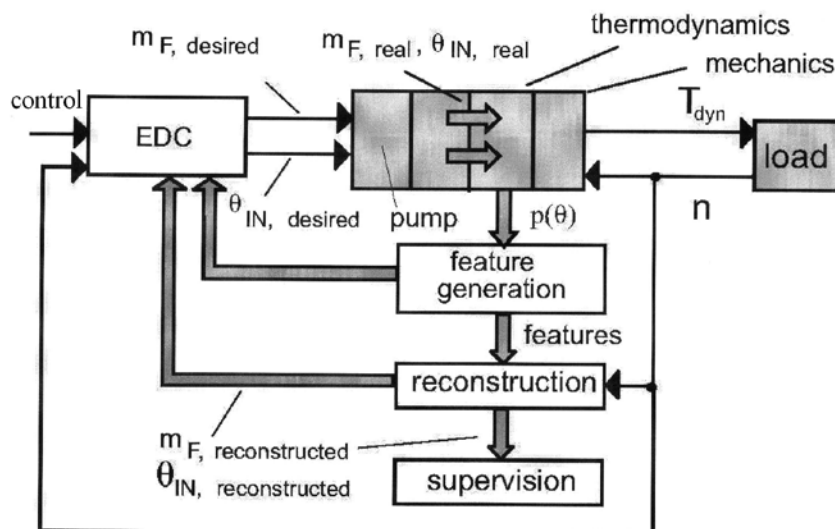


Рис. 1.2.5. Концепція моніторингу впорскування

Реконструкція значень m_F и q_{IN} за зміною тисків інтерпретувалася як нелінійна поверхня (карта). Щоб апроксимувати цю поверхню, було

застосовано нейронну RBF-мережу із 112 нейронами, яку навчали згідно рівнянню (1.2.1) на значеннях, отриманих з випробувального стенду динаміки двигуна [126].

Приклад використання RBF-мережі представлений графіком рис.1.2.6, де дана залежність затримки займання в градусах ПКВ від вхідних параметрів – навантаження і швидкості обертання (які визначаються масою впорскнутого палива m_F та кутом випередження впорскування q_{IN}). На відміну від контролерів на основі нейронних мереж іншого типу, параметри контролера на основі RBF-мережі вдається легко інтерпретувати та контролювати. Для двовимірних завдань параметри можуть бути відображені у вигляді карти введення - виведення, як це зроблено на рис. 1.2.6 для

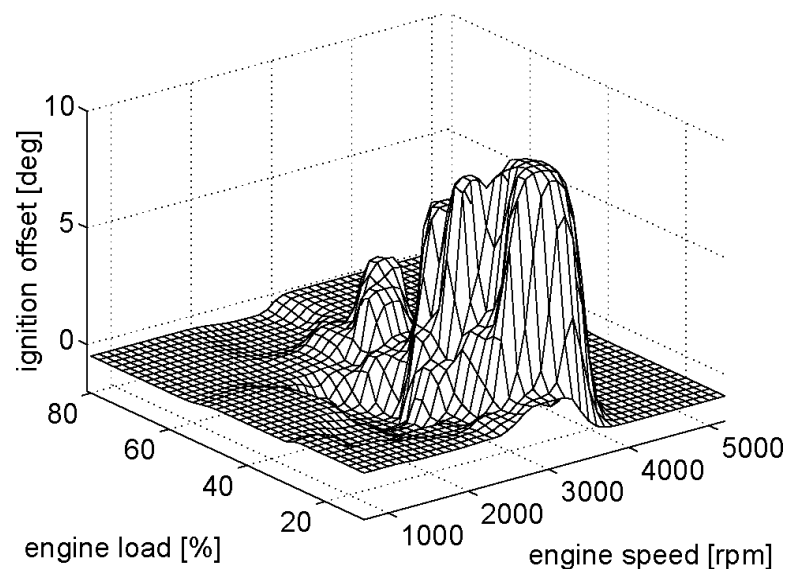


Рис. 1.2.6. Час затримки займання, вироблений RBF-мережею (позитивні значення відповідають затримці займання).

значень часу затримки займання RBF-мережі. На відміну від класичних карт входу - виходу, навчена RBF-мережа, незважаючи на значну нелінійність, дає гладку поверхню.

1.3 Конструктивна реалізація елементів систем діагностування та контролю робочого процесу дизелів

Діагностична цінність ознаки визначається інформацією, яка вноситься ознакою в систему, і з цієї точки зору тиск газів у робочому циліндрі ($P_{\text{цил}}$) є одним із основних діагностичних параметрів систем контролю робочого процесу дизелів - СКРП [110, 115, 117, 121, 127, 130].

Тиск $P_{\text{цил}}$ поділяється на середній індикаторний тиск (p_i), який використовується для визначення індикаторної потужності, що розвивається циліндром ($N_{i \text{ цил}}$), тиск стискування (p_c), (або тиск p_{comp} - на куті ПКВ за 12° до ВМТ), тиск розширення (p_{exp}), наприклад, на куті 36° ПКВ після ВМТ. Враховуючи імпульсний характер процесу у циліндрі, максимальний рівень механічної напруженості деталей ЦПГ та кривошипно-шатунного механізму (у першу чергу - підшипників) визначається не тільки рівнем p_i , але й максимальним тиском робочого процесу (p_z) і моментом (кутом) його прикладення (α_{p_z}), а також темпом зміни тиску, який оцінюється у вигляді максимальної швидкості зростання тиску ($dp/d\phi$).

У процесі розробки та використання систем контролю вирішуються завдання апаратної реалізації та методології їх використання.

Першої стосується, у першу чергу, створення вимірювальних перетворювачів, які забезпечують належні метрологічні характеристики. Найбільш складним є завдання створення датчиків тиску газів у циліндрі, які працюють у динамічному режимі в умовах високих температур вимірюваного середовища.

Для реєстрації тиску у сучасних електронних системах знайшли застосування в основному датчики двох типів – тензорезисторні та п'єзоелектричні.

В тензорезисторних датчиках стійкі до високих температур елементи встановлюються на мембрану, що сприймає тиск газів. При порівняно стабільній чутливості датчика, під впливом температури є зміщення нуля його характеристики, викликане не лише властивістю самого тензорезистора, але і температурними деформаціями мембрани й корпусу датчика, тобто виникає статична погрішність. Щоб її усунути, датчик використовується в

комплекті з підсилювачем-перетворювачем, що автоматично усуває зміщення нуля характеристики [2].

Як приклад традиційного конструктивного рішення можна навести розробки, виконані Самойленко А.Ю. [85, 86] під час створення СКРП.

Основою датчика ТГ був тензорезисторний датчик ЛХ-412, що випускався серійно. Датчик виконаний за схемою чотирьохплечового вимірного моста і має основну похибку 0,8% (рис. 1.3.1). Характеристики датчика наведені в роботі [43].

Основна проблема застосовування перетворювача ЛХ-412 в якості датчика ТГ полягає в його захисті від дії гарячих газів. Вона вирішена автором дисертаційної роботи за допомогою перехідного пристрою (проміжний корпус), через який тиск передається до датчика і куди, при необхідності, подається охолоджувальне повітря (рис. 1.3.1, а). Для поліпшення охолодження зовнішня частина корпусу має обребрення, що забезпечує роботу без повітряного охолодження під час короткочасного (декілька хвилин) підводу газів з циліндра до датчика.

Датчик 5 (рис.1.3.1, б) вкручується в перехідний пристрій до зіткнення його торцевої частини з торцем штока і фіксується за допомогою гайки 4.

Тиск газів, що впливає на мембрану, передається через її шток і сприймається датчиком ЛХ-412. В результаті досліджень автором знайдено, що введення перехідного пристрою для теплозахисту перетворювача ЛХ-412 не погіршило метрологічних характеристик датчика ДГ в цілому.

При установці в перехідне облаштування перетворювача ЛХ-412 створюється початковий натяг (зусилля) у 20...30 бар, що забезпечує його гарантований механічний контакт із штоком мембрани в умовах температурних деформацій деталей. Зміна температурного режиму датчика, особливо в перехідних процесах, змінює робочий натяг, викликаючи зміщення нуля його характеристики, яке усувається при обробці сигналу.

За даними Маркелова О.О. [43] перспективним датчиком тиску для відображення є тензоперетворювач на основі гетероепітаксialьних шарів монокристалічного кремнію на лейкосапфірі (Al_2O_3), більш відомих як

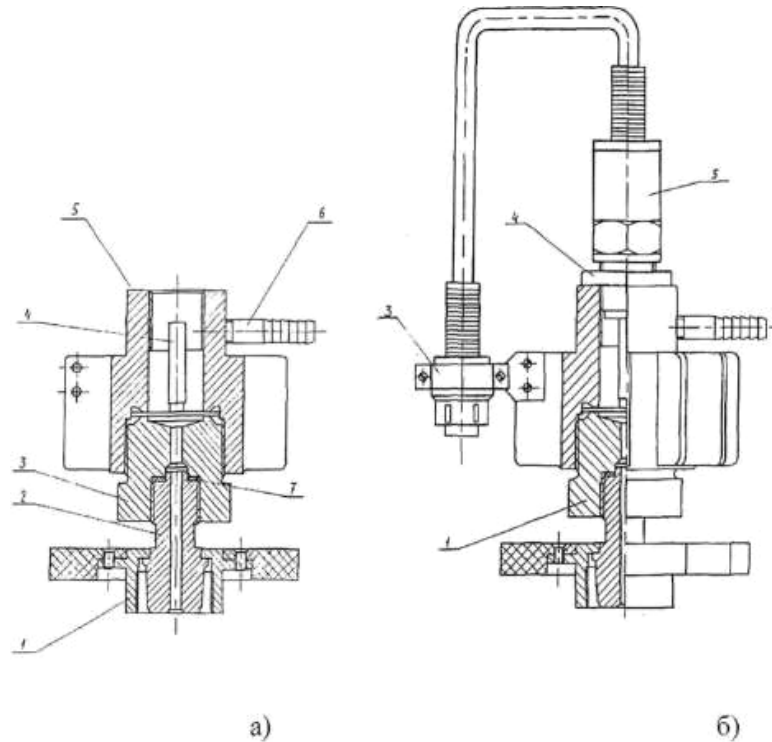


Рис.1.3.1. Перехідний пристрій (а) і датчик ТГ у зборі (б):

а) 1- накидна гайка; 2,3-свердління в штуцері і затиску; 4- мембрана із штоком; 5- корпус; 6- штуцер для подання охолоджувального повітря;

б) 3- електричний роз'єм; 4 –гайка; 5- датчик

структури КНС – «кремній на сапфірі». Фізико-хімічні властивості цієї структури, а також низка конструкторських і технологічних рішень сприяли появі на ринку високотемпературного не охолоджуваного датчика тиску ДДГ – 200/700 з допустимою межею температури вимірюваного середовища 700 °С і похибкою 0,5 % .

П'єзоелектричні датчики зберігають свою працездатність до 500 °С [2], що не потребує застосування примусового охолодження. Проблема дрейфу нуля у них відсутня, оскільки реагують вони лише на динамічний тиск. П'єзоелектричними датчиками укомплектована більшість сучасних електронних систем, незважаючи на їх високу вартість.

Для відтворення вхідних сигналів з якомога більшою точністю, датчики тиску газів повинні мати високу частоту власних коливань.

Частота власних коливань датчика має цілком певно перевищувати частоту гармоніки найвищого порядку з числа значних складових діаграми досліджуваного процесу. З урахуванням цих обставин й уточнюють смуги частот, які забезпечують надійну реєстрацію індикаторних діаграм. Згідно з досвідом, найповніше діаграма може бути записана за обліку гармонік не нижче 150 порядку [87].

Отже, верхня межа смуги частот (Гц), яку повинен пропускати датчик: для двотактного двигуна

$$f = \left[\frac{n}{60} \right] \cdot 150,$$

для чотиритактного двигуна

$$f = \left[\frac{n}{2 \cdot 60} \right] \cdot 150,$$

де n - число обертів колінчастого вала за хвилину.

Власна частота п'єзодатчиків зазвичай не менша 40 кГц, а тензодатчиків не менша 50 кГц [54], що гарантує надійну реєстрацію індикаторних діаграм.

З появою малогабаритних електронних компонентів вимірювальних пристроїв з'явилася можливість створення датчиків, вбудованих у конструктивні елементи двигунів.

Для ВОД набула розповсюдження практика підключення датчика тиску до камери згорання через свічки розжарювання, що не потребує модернізації головки циліндрів. Але п'єзоелектричні вставки у свічки розжарювання є недостатньо стабільними і довговічними через вплив таких факторів, як робота клапанів і форсунок, вібрація двигуна, момент затягування різьбового кріплення свічок, зміна температурного режиму двигуна, знос і ушкодження деталей.

Цих недоліків позбавлена оптоволоконна технологія (Fiber-Optic Pressure Sensors) [130], розроблена фірмою Optrand, завдяки якій вимірювальна діафрагма не контактує з оптоволоконном (рис.1.3.2). Крім того, оскільки чутливий елемент, заварений в підігрівач, не має рухливих

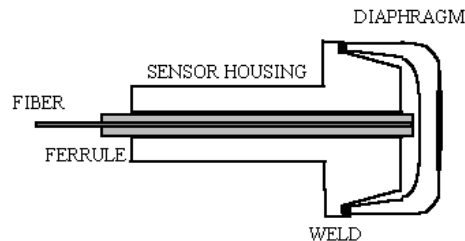


Рис. 1.3.2. Чутливий елемент оптоволоконного датчика рухливих частин

та попереднього навантаження, то на нього не діють негативні фактори, пов'язані з роботою двигуна. В результаті отримують високу точність на усіх кутах повороту колінчастого валу, за усіх умов роботи двигуна і малих тисків, що забезпечує найбільш досконалу стратегію управління двигуном.

Прикладом реалізації такої технології є свічка розжарювання з датчиком тиску (СРДТ) [The PressureSenseGlow-Plug (PSGP)], яка об'єднує малогабаритний високотемпературний датчик тиску і свічку розжарювання для дизелів.

У роботі [130] наведено результати випробувань прототипу пристрою на одноциліндровому двигуні. Для порівняння в якості базового використаний датчик *Kistler* 6061 п'єзоелектричного типу з водяним охолодженням. Згідно з наведеними даними, випробуваний датчик має хорошу лінійність, відсутній гістерезис, вплив теплового удару мінімальний. Відмінність в параметрах для дослідного і контрольного датчика не перевищувала 1,5 % навіть на часткових режимах.

Останнім часом датчики на основі технології СРДТ отримали поширення на двигунах різного призначення. Найбільше напрацювань мали датчики на газових двигунах великої розмірності, що склали 18 тисяч годин за 3 роки [130].

В якості одного з конструктивних рішень можливе розміщення малогабаритного датчика тиску газів в ущільнюючій прокладці між блоком циліндрів і голівкою блоку високообертного дизеля [109].

В якості відмітчиків ВМТ (сигналу синхронізації) найбільшого застосування в СКРП знайшли датчики, що реагують на зміну магнітного поля (магнітні) і освітленості (оптичні) [43, 65, 116].

Робота магнітних датчиків ґрунтована на принципі електромагнітної індукції, вихрових струмів, ефекті Холла, магніторезистивності і магнітострикції.

Загальною перевагою усіх магнітних датчиків є нечутливість до забруднення поверхонь (олива, пил та інш.), що дуже важливо при використанні їх в умовах роботи дизелю.

Для отримання сигналу синхронізації при відображенні двигуна в умовах експлуатації разом з магнітними датчиками знайшли застосування магнітні датчики. Об'єктом, на наближення якого вони реагують, може бути будь-яка поверхня, що відрізняється за оптичними властивостями від основної: смужка фольги, жерсті і т.д. Оптичні датчики мають більш велику відстань детектування, ніж магнітні датчики [76].

1.3.1 Вплив елементів вимірювальних пристроїв на достовірність параметрів робочих процесів

Процеси, які реєструються діагностичними вимірювальними системами, є динамічними [20, 57], і отримані дані потребують аналізу впливу елементів системи на вихідні параметри [10, 16, 117].

До таких систем відносяться, в першу чергу, прилади контролю тиску газів у циліндрі двигуна [127], і методикам його обробки приділяється особлива увага. Значимим чинником є необхідність розробки методик компенсації викривлення сигналу тиску газів в індикаторному каналі для більшості дизелів (СОД и ВОД).

Автором роботи [88] процес викривлення сигналу ТГ при проходженні індикаторного каналу розглядається як процес взаємодії хвиль.

Система, яка імітує індикаторний канал (рис.1.3.3), складається з трубки довжиною l і площею поперечного перетину S (рис. 1.3.3). Відкритий кінець трубки виведено у простір, де вимірюється тиск, а інший сполучено з камерою об'єму V , де розташований датчик, що реєструє тиск.

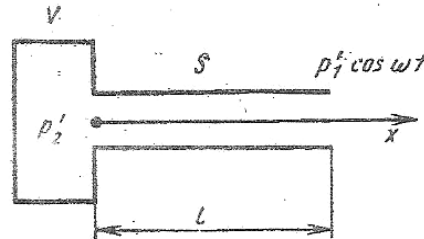


Рис.1.3.3. Канал з камерою для датчика тиску

Змінна частина вимірюваного тиску змінюється згідно закону гармонійних коливань:

$$p'_1 \cos \omega t$$

де p'_1 — амплітуда; ω — кругова частота коливань, t — час.

Для гармонійних коливань у трубці справедливе вираження:

$$\frac{\omega}{a_0} (x \pm a_0 \cdot t) = \frac{\omega \cdot x}{a_0} \pm \omega \cdot t,$$

де a_0 — швидкість руху у нерухомому середовищі.

Рішення пропонується шукати, аналізуючи хвилі тиску.

Хвилі збуджуються на правому кінці трубки і поширюються в від'ємному напрямі, відбиваються від лівого кінця і рухаються в позитивному напрямі. Інтенсивність прямих і відбитих хвиль однакова, і при їх складанні утворюється стояча хвиля.

Після ряду перетворень для $x = 0$, отримано вираження для пульсації тиску в камері датчика ТГ:

$$p'_2 = \frac{p''_1 \cos \omega t}{\cos Sh - (\omega V / a_0 S) \sin Sh}$$

Тут автором введено позначення для безрозмірної величини, яка називається числом Струхала: $Sh = \omega V/a_0$, (або, $Sh = \omega l/a_0$), яке характеризує відносну частоту коливань. Також введено ще один безрозмірний параметр: $T = \omega V/a_0 S$.

Якщо число Струхала дорівнює нулю, то амплітуда пульсацій в камері дорівнює амплітуді вимірюваних пульсацій. Отже, щоб забезпечити точний вимір пульсуючого тиску, у вимірювальній системі має бути забезпечене досить мале число Струхала. Якщо частота пульсацій і швидкість звуку задані, то цього можна добитися тільки зменшенням довжини приймальної трубки. Для того, щоб подавити вплив другого члена в знаменнику, необхідно витримати досить малу безрозмірну величину T . Отже, потрібно зменшувати об'єм камери і збільшувати площу поперечного перетину трубки. Але площа поперечного перетину трубки, з іншого боку, не можна зробити великою, оскільки зазвичай, відзначено автором, бажано забезпечити вимір пульсацій в невеликій околиці заданої точки потоку.

Приведені вимоги враховують під час конструювання індикаторного каналу та розрахунку малоінерційного вимірювального приладу, призначеного для можливо точного виміру змінної складової тиску.

У працях [76, 85] наведена методика обробки сигналу тиску газів, яка передбачає відновлення викривленого в індикаторному каналі тиску, займає важливе місце.

Згідно схемі (рис.1.3.4), якщо тиск газів $P_{\text{цпл}}$ із циліндра передається до датчика ТГ через індикаторний канал, до якого входять, власне, газовий канал діаметром $D_{\text{ГК}}$ і завдовжки $L_{\text{ГК}}$, та газова порожнина завдовжки $L_{\text{ГП}}$ і діаметром $D_{\text{ГП}}$, то приблизне значення похибки від опору, який виникає під час проходження газів у каналі, може бути визначене із рівняння:

$$\Delta P_k = \left[n / (1,25 \cdot 10^6) \right] \cdot \left(\frac{L_{\text{ГК}}}{D_{\text{ГК}}} \right) \cdot P_z,$$

де n — число обертів двигуна; $L_{\text{ГК}}$ — довжина сполучаючого каналу; $D_{\text{ГК}}$ — діаметр сполучаючого каналу; P_z — тиск наприкінці згорання.

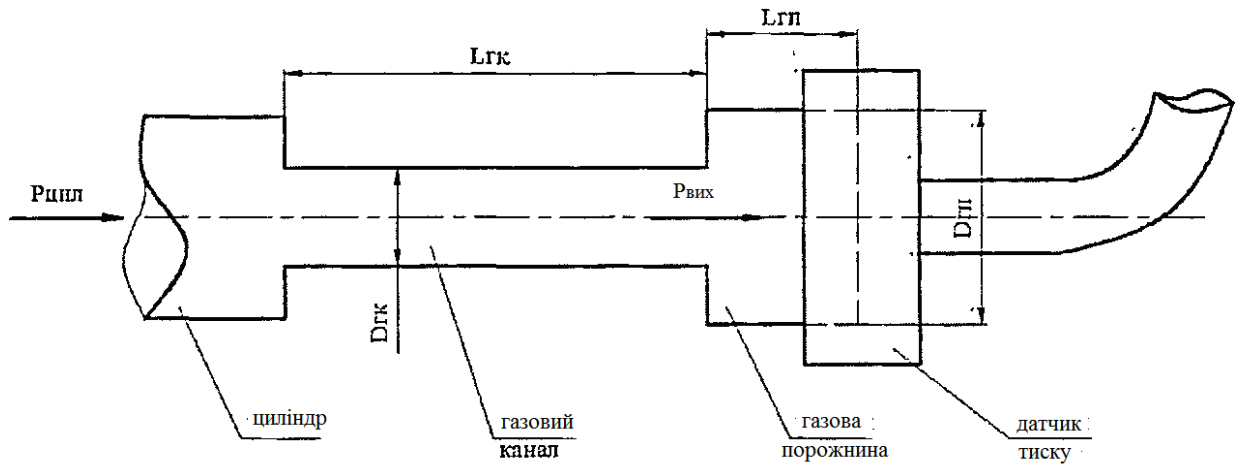


Рис.1.3.4. Схема індикаторного каналу двигуна.

Оскільки індикаторний канал є коливальною динамічною ланкою, то окрім опору, що чиниться протіканню газів, в ньому виникають затухаючі коливання, після закінчення яких $P_{\text{вих}} = P_{\text{цпл}}$ [86].

Тиск перед датчиком $P_{\text{вих}}$ пов'язаний із тиском у циліндрі $P_{\text{цпл}}$ таким вираженням для коливальної ланки:

$$T_B^2 \frac{d^2 \cdot P_{\text{вих}}}{dt^2} + \frac{T_c}{Q} \frac{dP_{\text{вих}}}{dt} + P_{\text{вих}} = P_{\text{цпл}},$$

де Q - добротність індикаторного каналу;

$T_B = 1/2\pi \cdot f_B$ - період власних коливань каналу,

де f_B - власна частота коливань індикаторного каналу.

Для дослідження впливу індикаторного каналу на параметри робочого процесу застосовуються прийоми гармонійного аналізу та синтезу індикаторних діаграм.

Методика відновлення сигналу тиску, викривленого в індикаторному каналі, містить:

- знання чисельних значень параметрів T_b і Q (період власних коливань і добротність) індикаторного каналу і закони їх зміни в робочому процесі;

- пряме перетворення Фур'є викривленого в каналі сигналу і подання його у вигляді:

$$P_{\text{вих}} = P_{\text{вих}_0} + \sum_{i=1}^{i=i_{\text{max}}} p_{i_{\text{max}}} \cdot \sin(\omega_i + \varphi_i),$$

$$P_{\text{вих}} = P_{\text{вих}_0} + \sum_{i=1}^{i=i_{\text{max}}} p_{i_{\text{max}}} \cdot \cos(\omega_i + \varphi_i);$$

або у вигляді:

$$P_{\text{цил}} = P_{\text{вих}_0} + \sum_{i=1}^{i=i_{\text{max}}} [A_i \sin(\omega_i t + \varphi_i) + B_i \cos(\omega_i t + \varphi_i)],$$

- зворотнє перетворення Фур'є у вигляді

$$P_{\text{цил}} = P_{\text{вих}_0} + \sum_{i=1}^{i=i_{\text{max}}} [A_i \sin(\omega_i t + \varphi_i) + B_i \cos(\omega_i t + \varphi_i)],$$

або

$$P_{\text{цил}} = P_{\text{вих}_0} + \sum_{i=1}^{i=i_{\text{max}}} (\alpha_i \cos \omega_i t + \beta_i \sin \omega_i t),$$

або

за якого коефіцієнти ряду Фур'є A_i , B_i , α_i , β_i визначаються з урахуванням залежності T_b і Q від режиму.

Перевірка на комп'ютерній моделі методики коригування викривленого в каналі сигналу показала, що форма відновленого сигналу і отримані щодо нього показники повністю співпали з аналогічними параметрами процесу в циліндрі. У цих же умовах показники процесу, отримані від СКРП з традиційним методом обробки, істотно відрізняються від показників процесу в циліндрі, а у вихідному сигналі індикаторного каналу є присутніми викликані ними коливання [85].

1.4 Алгоритм пошуку коректного положення відмітки верхньої мертвої точки (ВМТ)

В СКРП одним з первинних вирішуваних завдань є визначення середнього індикаторного тиску p_i циліндру на основі аналізу реєстрованої індикаторної діаграми $p_{\text{цил}} = f(\varphi)$, де $p_{\text{цил}}$ тиск у циліндрі двигуна, φ – кут повороту кривошипа досліджуваного циліндру).

Отримувана розрахунковим шляхом величина p_i вельми чутлива до точності прив'язки кривої тиску $p_{\text{цил}} = f(\varphi)$ до положення відмітки ВМТ циліндру. У СКРП відміткою ВМТ зазвичай є сигнал, що поступає від датчика відмітки ВМТ, який встановлено біля маховика двигуна. Навіть незначна помилка в установці датчика призводить до істотних погрішностей при визначенні p_i .

Автором праці [65] запропоновано алгоритм аналізу кривої $p_{\text{цил}} = f(\varphi)$ для виявлення істинного положення ВМТ, який полягає у запису процесу $p_{\text{цил}} = f(\varphi)$ з відключеною подачею палива у циліндр і апроксимації відтинку кривої, яка належить до області ВМТ поліномом другого ступеню $y = Ax^2 + Bx + C$. Було визначено що поліном другого ступеню має гарні апроксимуючі властивості для діапазону, який не перевищує ± 15 °ПКВ. Запропоновано оптимальний діапазон апроксимації, який дорівнює ± 10 °ПКВ поруч із ВМТ.

Автор дисертаційної праці [76] окрім запропонованих вище рекомендацій пропонує використовувати метод, заснований на порівняльному аналізі еталонної індикаторної діаграми, отриманій на математичній моделі з індикаторною діаграмою, виміряною в експлуатації. Користуючись цим методом можна виявити «чисту» погрішність установки ВМТ. Після визначення величини погрішності в програмному забезпеченні електронного індикатора за допомогою опції коригування положення ВМТ, остаточно встановлюється її правильне положення.

У працях [16, 40, 46, 117] визначення ВМТ, НМТ і подальша синхронізація даних здійснюється розрахунковим шляхом. Корекція

розрахункового значення ВМТ робиться, виходячи з того, що за відсутності згорання в циліндрі швидкість зміни тиску у ВМТ дорівнює нулю, тобто

$$\frac{dP_{comp}}{d\phi_{ВМТ}} = -P_a V_a^{n_1} \cdot n_1 \frac{1}{V_\phi^{n_1+1}} \cdot \frac{dV_\phi}{d\phi} = 0,$$

де V_a , P_a , – тиск і об'єм на початку стискування; n_1 – показник політропи стискування. Максимальна абсолютна фазова похибка визначення ВМТ, НМТ і в цілому синхронізації не перевищує, за даними авторів, 0,5 °ПКВ.

1.5. Реєстрація процесів паливоподачі

Датчики, які реєструють процеси впорскування палива, мають однакові з датчиками тиску газів фізичні принципи. Відмінними є конструктивне оформлення і деякі методичні прийоми обробки інформації [98].

Особливостями процесу паливоподачі є її велика циклічність (до 15÷40 Гц у високообертних дизелях), мала тривалість і високі швидкості зміни параметрів. Під час дослідження ПА вимірюють тиски до 1,5 МПа в лінії низького і до 200 МПа в лінії високого тиску, а також переміщення (0,2÷5,0 мм) деталей (голки форсунки або нагнітального клапана). Потрібна реєстрація не лише перемінної, але й постійної складової процесу, наприклад, зміни тиску в нагнітальному трубопроводі в період впорскування і залишкового тиску між циклами [8].

Основними типами використовуваних датчиків є п'єзокварцеві, тензометричні, індуктивні та фотоелектричні.

П'єзокварцевий датчик палива конструкції ЦНІТА представлено на рис. 1.5.1, а [98].

В тензометричних датчиках тиску чутливим елементом найчастіше є мембрана з наклеєним на ній дротяним перетворювачем. Тензометричний датчик високого тиску, розроблений в ЦНІТА (рис. 1.5.1, б) призначений для виміру тиску до 150 МПа у нагнітальному трубопроводі. Плоска

мембрана діаметром 10 мм, завтовшки $1 \div 3,5$ мм виконана як одне ціле з корпусом датчика.

При товщині мембрани 0,7 і діаметрі 10 мм датчик може бути використаний для вимірювання тиску у живлячій порожнині насосу.

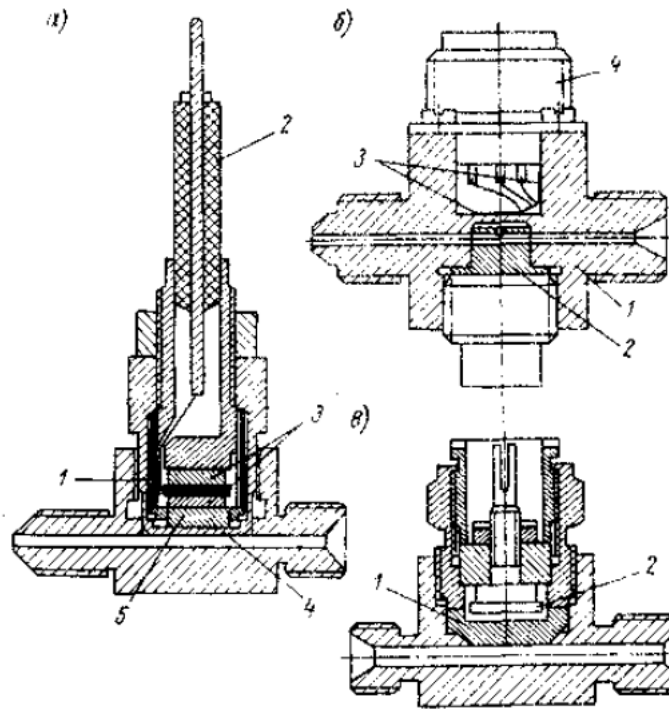


Рис. 1.5.1 Датчики тиску: а) – п'єзокварцевий: 1 – сільфон; 2 – ізолятор; 3 – кварцеві пластини; 4 – мембрана; 5 – опорний диск; б) – тензометричний: 1 – корпус; 2 – витискувач; 3 – тензо-перетворювач; 4 – штепсельний роз'єм; в) – ємнісний; 1 – мембрана; 2 – нерухома пластина .

Характеристика датчика лінійна. Можливе застосування ємнісних датчиків (1.5.1, в).

Для реєстрації переміщення деталей використовуються тензометричний, індуктивний та фотоелектричний датчики. Прийнятніші датчики безконтактного типу. Для датчиків з пружним елементом смуга частот, що пропускається, визначається частотою власних коливань

пружного елементу, для датчиків індуктивного типу — несною частотою, для фотоелектричного датчика — частотною характеристикою фотоелементу.

На рис. 1.5.2 показана схема індуктивного датчика підйому голки форсунки (ЦНИТА). Датчик розраховано на роботу з тензометричними підсилювачами на несній частоті $15 \div 35$ кГц. Він має два навої: балансувальний 1 і робочий 2, які виконані окремо, до того ж робочий навій максимально наближений до штанги 3, що дозволило зменшити довжину і вагу стрижня. У багатьох працях в якості діагностичних параметрів використовуються як вібрація елементів ПА, так і тиск у порожнинах форсунки та переміщення голки форсунки. [20, 21, 38, 45, 48, 51, 52, 53,

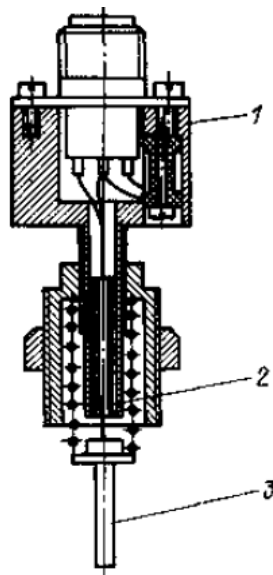


Рис.1.5.2. Індуктивний датчик переміщення ИПИ-2

57, 58, 59, 90, 91, 101].

У дисертаційній праці [20] діагностування ПА в умовах експлуатації пропонується проводити згідно аналізу ходу голки, записаного знімним датчиком тиску, див. рис.1.5.3.

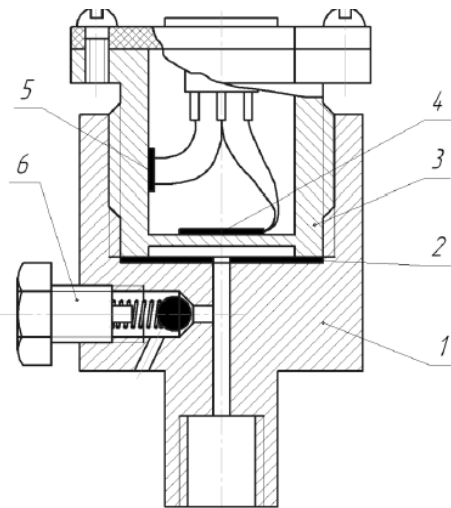


Рис. 1.5.3. Датчик для запису тиску в порожнині над голкою форсунки і ходу голки.

1 – корпус; 2 – прокладка ущільнююча; 3 – стакан з мембраною; 4 и 5 – тензoeлементи; 6 – клапан запобіжний.

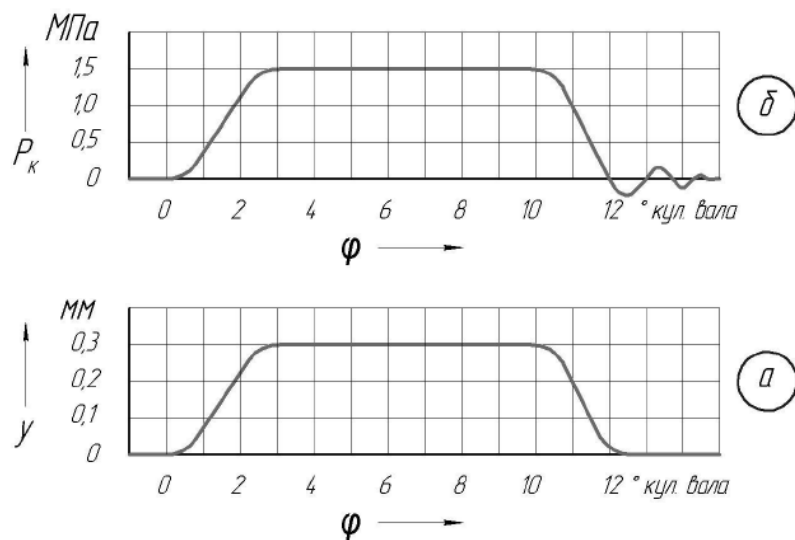


Рисунок 4.3 – Изменение перемещения иглы (а) и давления в объеме над иглой при ее движении (б)

і над голкою під час її переміщення (б).

У дисертаційній роботі С. В. Данилова [29] в якості діагностичного параметра системи впорскування використана величина циклової подачі палива. Для її виміру запропонований п'єзoeлектричний акселерометр, який забезпечує автоматичне визначення цього параметра на працюючому двигуні. Виміри проведено в ультразвуковому діапазоні на частоті резонансу датчика.

Завдання подібного роду розглядаються рядом учених-фахівців у галузі гідродинаміки паливоподачі, таких як Михлин В.М., Федосов И.М., Соловьєв В.И. (ГОСНИТИ); Ерохин М.Н., Девянин С.Н. (МГАУ), Габитов И.И., Неговора А.В. (ФГОУ ВПО Башкирский университет); Иващенко Н.А., Грехов Л.В. (МГТУ); Файнлейб Б.Н., Смирнов В.Н. (ЦНИТА), Патрахальцев Н.Н., Горбунов В.В. (РУДН), Данилов, В. И, Науменко, А. П. і інші [3, 12, 14, 22, 24, 27, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 47, 55, 61, 62, 63, 52, 64, 84, 93, 94, 105, 132].

Вимірювальний пристрій (ВП) (рис. 1.5.5), представлений в роботі [29], і його математична модель використані для встановлення зв'язку параметрів впорскування палива з параметрами сигналу ВП в ультразвуковому діапазоні частоти резонансу датчика.

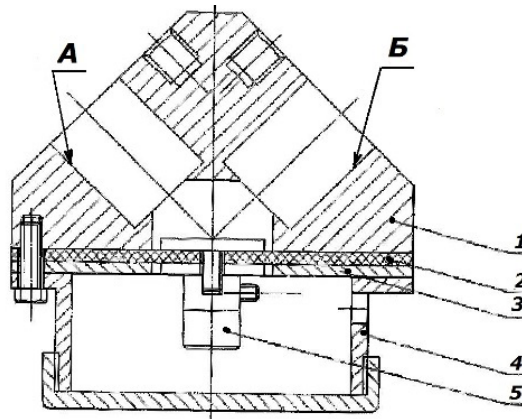


Рис. 1.5.5. Пристрій ВП (1 – корпус, 2 – мембрана вузла кріплення датчика, 3 – опорна пластина, 4 – стакан, 5 – датчик); А, Б - гнізда для установки форсунок.

Струмінь впорскуваного палива на виході з форсунки впливає на датчик, що являє собою п'єзоелектричний акселерометр, який працює в ультразвуковому просторі (> 40000 Гц). Датчик кріпиться на гумовотканинній мембрані, яка не робить істотного впливу на роботу датчика внаслідок значної різниці їх резонансних частот. Корисний сигнал, пропорційний швидкості впорскування палива виділяється в ультразвуковій області на частоті резонансу датчика f_{01} та має амплітуду (A) пропорційну

швидкості основи датчика (V , м/с): $A = -\frac{MV}{r}$,

де M – маса датчика (кг), r – коефіцієнт демпфування чутливої маси датчика (Н·с/м).

Швидкість основи датчика пов'язана з масою палива, що впорскується, і визначається законом збереження імпульсу сили під час удару:

$$MV(j) = \Delta m_k(j) \cdot W(j) \cdot \cos\theta,$$

де $\Delta m_k(j)$ – маса частки палива (кг), яка впорскується форсункою за час дискретизації $\Delta(t)$ (с);

$W(j)$ – швидкість частки палива (м/с);

θ – кут удару струменя об площинку датчика (град.).

Циклова подача палива (Q , кг) визначається згідно суми оцифрованих амплітуд сигналу, пропорційних швидкості основи датчика, за час впорскування:

$$Q = \sum \Delta m_k(j) = \sqrt{M\rho S} \sum (\sqrt{V(j)\Delta(t)}),$$

де: ρ – густина палива (кг/м³);

S – ефективна площа соплового отвору форсунки (м²);

V – швидкість основи датчика (м/с);

$\Delta(t)$ – інтервал дискретизації аналого-цифрового перетворювача.

Неминучі викривлення форми сигналу, обумовлені відхиленням частот, що становлять спектр імпульсу сили струменя, від резонансної частоти датчика послаблювалися шляхом вибору смуги пропускання, у межах якої фазова характеристика близька до лінійної.

Смуга пропускання фільтру (Δf , Гц) для виділення корисного сигналу під час виміру циклової подачі визначалася смугою пропускання контуру, яка залежить від добротності датчика (D , відн. од.) і дорівнює:

$$\Delta f = f_{01} / D,$$

де f_{01} – частота резонансу датчика (Гц).

У ВП застосовується датчик ДН-4 з частотою резонансу 45 кГц і добротністю 8 одиниць. Ширина смуги пропускання фільтру повинна знаходитися в діапазоні приблизно 6 кГц.

При налаштуванні частоти фільтру на частоту резонансу датчика і при практично лінійних характеристиках передавальних ланок ($f = f_{01}$), нелінійних викривлень сигналу не виникає.

На рисунку 1.5.6 представлено корисний сигнал, виділений на ультразвуковій частоті 45 кГц, яка дорівнює частоті резонансу датчика.

Разом з розробкою конструктивних особливостей датчиків у дослідженні ПА застосовуються специфічні методичні прийоми [15, 16, 117, 123].

До них, зокрема, відноситься алгоритм ідентифікації характерних точок на кривій паливоподачі суднового МОД [68, 70].

Метод передбачає використання імпульсу тиску палива $P(\alpha)$, який створює ПНВТ, що вміщує інформацію щодо функціональних властивостей паливної апаратури та технічного стану її елементів.

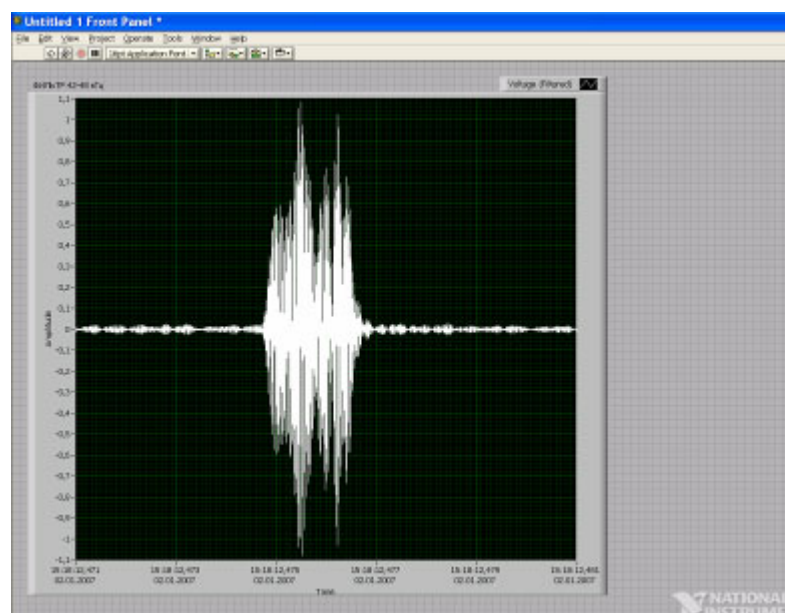


Рис. 1.5.6. Сигнал ТП на частоті резонансу датчика.

На рис.1.5.7 показано осцилограми тиску палива, які зареєстровані за допомогою СКРП на режимах гвинтової характеристики під час стендових випробувань суднового дизеля 6S50MC-C.

Отримана інформація може використовуватись для виявлення несправностей паливної апаратури (ПА), які спостерігаються під час експлуатації дизеля.

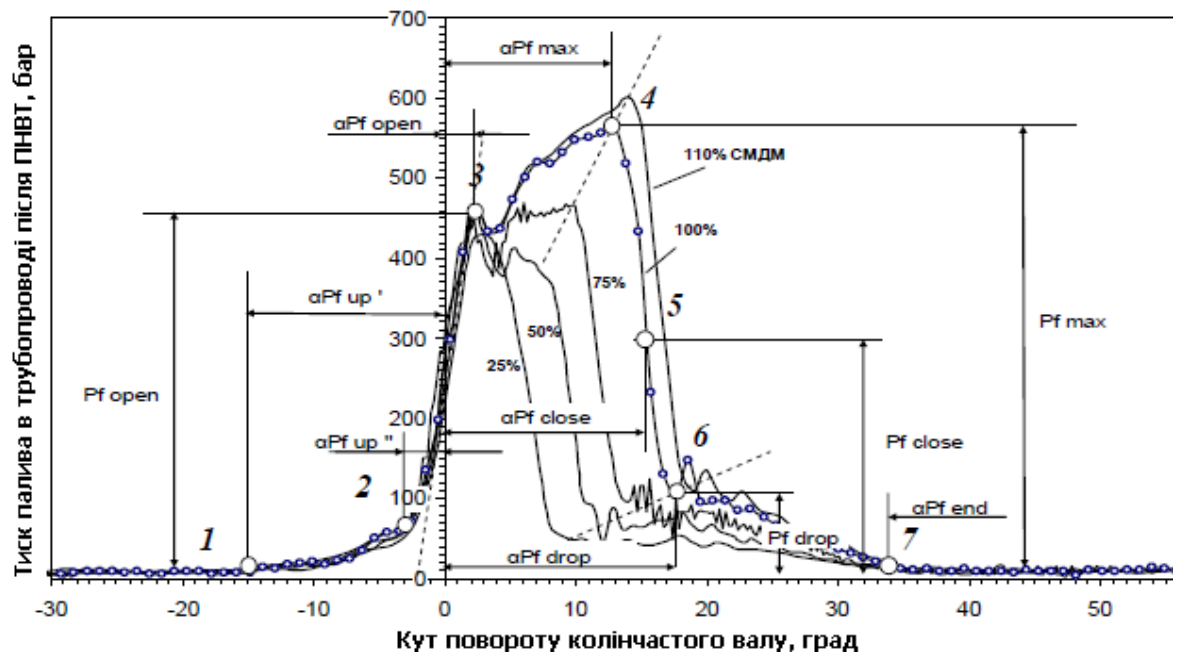


Рис.1.5.7. Осцилограми тиску палива за ПНВТ суднового МОД 6S50MC-C, які відповідають режимам гвинтової характеристики дизеля (СМТП – специфікаційна максимально тривала потужність)

На підставі аналізу форми кривої тиску палива, автором [68,70] запропонована методика його ідентифікації у координатах P - α . Імпульс має сім характерних точок $\{\alpha P_f; P_{f_i}\}$, $i=1, \dots, 7$ та шість характерних ділянок між цими точками (рис.1.5.7). Параметрами характерних точок, що ідентифікують процес паливоподачі суднових МОД конструкції MAN B&W, є: амплітудні характеристики процесу P_f , фазові характеристики процесу αP_f , динамічні характеристики процесу $dP_f/d\alpha$.

Для автоматичної ідентифікації розташування характерних точок в СКРП вводиться розроблений автором [68] алгоритм.

В роботі [40] розглянуто програмно - апаратний комплекс для реєстрації і аналізу тиску газів у циліндрі, фаз газорозподілення і паливоподачі. За допомогою програмного забезпечення виконуються розрахунки таких параметрів: середнього індикаторного тиску; індикаторної потужності циліндру; частоти обертів колінчастого валу; максимального тиску згорання; максимального тиску стискування; тиску на лінії розширення (36° після ВМТ); максимальної швидкості підвищення тиску; ступеню підвищення тиску; тиску на початку згорання; дійсних і геометричних фаз паливоподачі; періоду і кута затримки самозаймання палива; фаз газорозподілу.

Визначення ВМТ, НМТ і наступна синхронізація даних здійснюються шляхом розрахунку. Корекція розрахункового значення ВМТ робиться виходячи з того, що за відсутності згорання у циліндрі швидкість зміни тиску у ВМТ дорівнює нулю [36], тобто:

$$\frac{dP_{comp}}{d\varphi_{ВМТ}} = -P_a V_a^{n_1} n_1 \frac{1}{V_\varphi^{n_1+1}} \cdot \frac{dV_\varphi}{d\varphi} = 0,$$

де V_a P_a , – тиск і об'єм на початку стискування; n_1 – показник політропи стискування. Максимальна абсолютна фазова похибка визначення ВМТ, НМТ і в цілому синхронізації не перевищує, за даними авторів [46], 0,5 °ПКВ.

Аналіз вібродіаграм дає можливість оцінити фази паливоподачі за допомогою контактного вібродатчика. При установці вібродатчика на заглушку, навпроти відсічного вікна ПНВТ, фазова відстань від попереднього фронту віброімпульсу до ВМТ характеризує геометричний кут початку подачі палива ПНВТ.

Одночасно з розрахунком індикаторної діаграми визначається швидкість і прискорення зміни тиску в циліндрі: максимальна швидкість

підвищення тиску на першій фазі згоряння характеризує механічне навантаження двигуна і ударні навантаження на елементи кривошипно-шатунного механізму. За координатою максимуму другої похідної оцінюється момент початку згоряння палива.

Застосування датчиків вібрації для моніторингу стану дизеля серйозно ускладнене низьким рівнем енергії вібрації, що викликається виникаючим дефектом дизеля відносно домінуючої вібрації, яка викликана робочим процесом. Цим пояснюється швидке розповсюдження за останні десять років відносно нового метода акустичної емісії (АЕ) для моніторингу стану дизеля. Сигнали АЕ від виникаючих несправностей можуть мати достатньо високу енергію для відокремлення їх від загального шумового фону. Метод АЕ успішно застосовується для діагностування нещільності випускного клапана, несправностей впорскування палива, якості згоряння [119, 120, 122, 128, 131].

Підхід багатьох дослідників до діагностування впорскування палива у дизелях ґрунтувався на аналізі як акустичної емісії (АЕ), так і вібрації деталей [111,112].

На думку авторів [70], АЕ легше піддається аналізу з метою ідентифікації дефектів впорскування палива завдяки тому, що вимірюється у високочастотному діапазоні (понад 100 кГц).

У дослідницькій роботі [104] з використанням 4-циліндрового 4-тактного ВОД з турбонаддуванням показано, що аналіз акустичної емісії може бути ефективно використаний для діагностування форсунок.

У роботі [104] як діагностичний використовується метод фільтрування шуму двигуна, який вимірюється конденсаторним мікрофоном, розміщеним на відстані 25 см від форсунки для виявлення звукових коливань, збуджених ударною дією голки форсунки під час її підйому і посадці на сідло. Відфільтрований сигнал обробляється персональним комп'ютером з використанням *Mat Lab*. Досліджувалися звукові хвилі, викликані відкриттям і закриттям голки форсунки за різних тисків впорскування (210 –

250 бар) в частотно-часовому полі з використанням статистичного методу розподілення Вігнера-Віллі. Авторами визначено, що зміни у частотному діапазоні від 7 до 15 кГц обумовлені зміною тиску впоркування палива.

Авторами [104] сумарний вихідний сигнал мікрофону $S(t)$ описаний вираженням:

$$S(t) = s_1(t) + s_2(t) + s_3(t) + n(t) \quad (1.5.1),$$

де $s_1(t)$ представляє вузьку смугу тональних сигналів, які мають частоти, кратні числу обертів, $s_2(t)$ – сума несумірних вузько смугових компонентів, тобто негармонійних тональних сигналів; $s_3(t)$ – імпульсивні сигнали, які відбивають удари та імпульсивні сигнали і, нарешті, $n(t)$ є широкою смугою рідкісних шумів і амплітуда цього компоненту залежить від багатьох факторів, наприклад, типу мікрофона, акустичних особливостей дизеля і приміщення [114, 119, 120, 122, 128].

На рис.1.5.8 представлено змодельовані акустичні сигнали, згідно вираження (1.5.1).

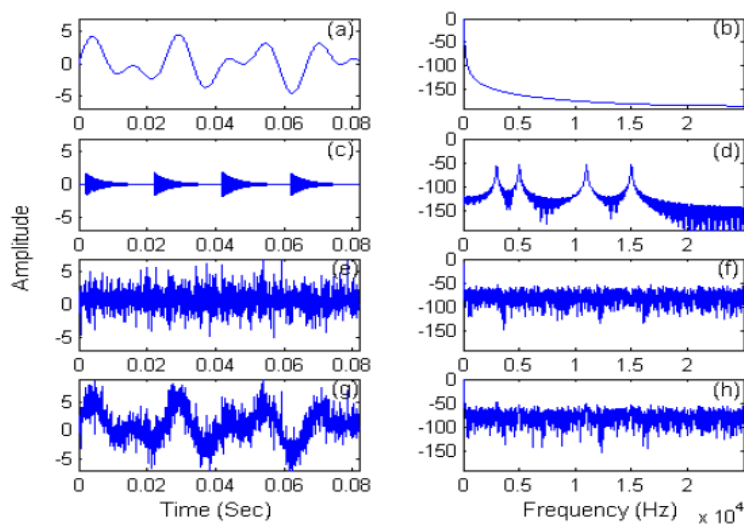


Рис.1.5.8. Повітряний звуковий сигнал акустичної моделі: а) Основна частота робочого процесу в циліндрі й гармоніки частоти обертання вала; б) Частотне поле (а); с) Чотири множинних звукових імпульси на частотах 3,5, 11 і 15 кГц; д) Частотне поле (с); е) частотна смуга гаусових шумів; ф) Частотне поле (е); г) Повний цикл сигналів моделі, який включає усі попередні; х) Частотне поле (г).

Авторами роботи [131] проведено дослідження АЕ для дизеля із удаваним дефектом форсунки за різноманітних навантажень і у різних частотних діапазонах. На рис.1.5.9 відображено три основні (2-х, 4-х и 6-ти) кратні частоті обертання колінчастого валу частотних діапазони спектру інтенсивності АЕ під час різних навантажень дизеля, отримані для справної форсунки і форсунки із удаваним дефектом розпилювача. На усіх навантаженнях 2-кратний частотний діапазон показує збільшену амплітуду сигналу порівняно з іншими (і збільшені можливості виявлення дефектів, які дають слабкий сигнал).

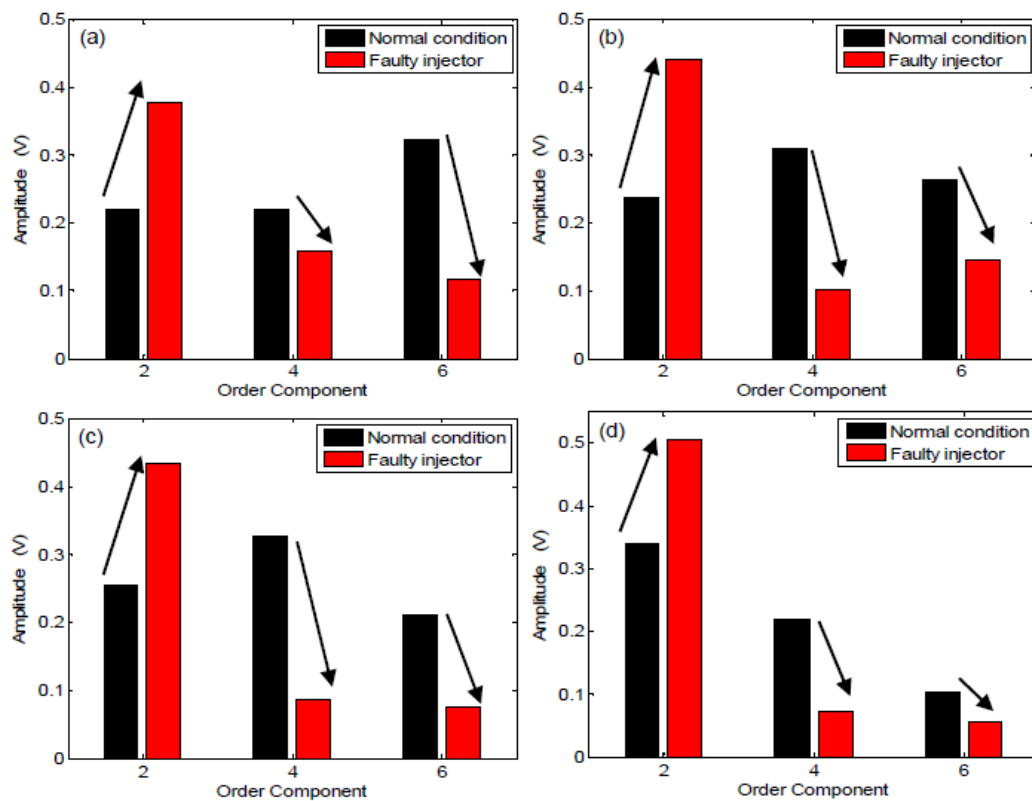


Рис. 1.5.9. Порівняння трьох основних кратних частотних діапазонів середньоквадратичних значень сигналу АЕ; (а) без навантаження; (b) 1/3 навантаження; (c) 2/3 навантаження і (d) повне навантаження.

ГЛАВА 2

ПІДГОТОВКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ ВПОРСКУВАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ КОМБІНОВАНОГО ДАТЧИКА ТИСКУ ПАЛИВА

Програмою дослідження метрологічних властивостей системи контролю процесів впорскування на базі розробленого комбінованого датчика тиску палива в ПНВТ були передбачені випробування на безмоторному стенді. Підготовка експерименту вимагала комплектації вимірювальних засобів і налагодження стендового обладнання, яке відповідає завданням дослідів. З цією метою здійснено аналіз сучасних вимірювальних компонентів і підібрані складові вимірювального комплексу.

2.1. Засоби вимірювання гідродинамічних параметрів паливоподачі

Раніше (глава 1) розглянуті основні особливості різних вимірювальних перетворювачів, що використовуються під час дослідження подачі палива в дизелях. Зазначено також, що в дисертаційній роботі основним типом для реєстрації тиску були тензометричні датчики.

Зупинимось на більш детальній характеристиці цього типу перетворювачів [1, 83, 96].

Тензометричними датчиками опору називають первинні перетворювачі вимірювальної деформації пружного елемента в електричний сигнал. Останній утворюється в результаті зміни наклепного на пружний елемент чутливого до деформації активного електричного опору, який називають тензорезистором (тензоопором). Часто тензодатчиком називають безпосередньо тензорезистор, як первинний перетворювач тензометра – приладу для вимірювання деформації.

Чутливість дротяного перетворювача залежить від чутливості дротяної решітки до деформації.

датчика змінюється опір дроту, величина якого характеризується температурним коефіцієнтом опору матеріалу дроту. Однак температурний коефіцієнт опору дротяного перетворювача буде залежати не тільки від температурного коефіцієнта опору матеріалу дроту, але і від коефіцієнта температурного розширення матеріалу дроту і пружного елемента, а також від зміни форми пружного елемента.

Результуюча зміна опору складе

$$\Delta R_t = R[\alpha + K(\beta_n - \beta_d)] \Delta t,$$

де β_n і β_d - коефіцієнти температурного розширення матеріалу пружного елемента і дроту;

α - температурний коефіцієнт опору;

Δt - підвищення температури;

K - відносна чутливість перетворювача;

R - активний опір дроту.

При високій частоті вимірюваного процесу у решітки з великою базою величини відносної деформації в різних місцях в один і той же момент часу різні.

Якщо скористатися залежністю частоти від величини бази і швидкості деформації

$$f = \frac{v}{\pi l} \sqrt{6\Delta\epsilon} \text{ } 1/\text{сек}$$

де $\Delta\epsilon$ - відносне відхилення величини деформації (на відстані $l/2$ від середини решітки) від величини відносної деформації для центру решітки, то можливо визначити допустиму граничну частоту вимірюваного процесу.

Так, наприклад, за зміни деформації за синусоїдою, якщо прийняти $\Delta\epsilon = \pm 2\%$, $l = 10 \text{ мм}$, пружний елемент - сталевий ($v = 5000 \text{ м/сек}$), то допустима частота буде

$$f = \frac{5000 \cdot 100}{\pi l} \sqrt{6 \cdot 2 \cdot 10^{-2}} \approx 55100 \text{ } 1/\text{с}$$

Таким чином, гранична частота деформації, яку вірно буде відтворювати дротова решітка, достатньо висока. В роботі [96], однак, вказується, що довжина бази не повинна перевищувати 0,05—0,1 довжини хвилі вимірюваної деформації.

Межа деформації, що вимірюється решіткою, визначається властивостями дроту, клею і основи решітки. У загальному випадку деформації порядку $\varepsilon \approx 1,5\%$ вже є граничними.

При використанні дротяних перетворювачів для датчиків тиску і переміщень є можливість під час проектування пружного елемента обмежити межу деформації до 1%, тобто до такої величини, за якої у перетворювачів на паперовій основі зберігається лінійність характеристики $\frac{\Delta R}{R} = f\left(\frac{\Delta l}{l}\right)$ і практично відсутній гістерезис. Для перетворювачів на плівковій основі межа деформації дорівнює 0,5%, при великих деформаціях спостерігається гістерезис характеристики $\frac{\Delta R}{R} = f\left(\frac{\Delta l}{l}\right)$. Слід зауважити, що в усіх випадках позитивні результати дає «тренування» перетворювачів, тобто багаторазове (3÷4 рази) навантаження і розвантаження. При цьому помітно зменшується гістерезис.

При експериментальному дослідженні паливної апаратури, як правило, визначають нестационарні тиски в паливному трубопроводі високого тиску (тиск палива за насосом, перед форсункою, перед сідлом голки форсунки, в каналі розпилювача за голкою і тому подібне), А також реєструють закон руху голки форсунки. Таким чином, для дослідження паливної апаратури необхідні в основному два типи датчиків: для вимірювання високих тисків і для реєстрації малих переміщень.

Для реєстрації тиску палива в системі впорскування на кафедрі СЕУ ОНМА розроблений датчик, конструкція якого представлена на рис. 2.1.

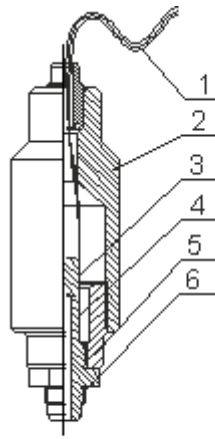


Рис. 2.1 Датчик тиску палива : 1-з'єднувальні дроти; 2-корпус; 3-компенсуюча тензорешітка; 4-вимірювальна тензорешітка; 5-перехідник; 6-пружний елемент.

Дротові тензорешітки є перетворювачами параметричними, тому для них необхідне джерело живлення. Оскільки процеси, що досліджуються за допомогою цих перетворювачів можуть містити і перемінні, і постійну складові частотного спектра, то живлення перетворювачів бажано здійснювати змінним струмом.

Принципова блок-схема такого приладу, призначеного для роботи з датчиком, чутливим елементом якого є дротові перетворювачі, наведена на рис. 2.2.

Дротові перетворювачі включаються в коло вимірювального моста з одним, двома або чотирма робочими плечима і балансувальним пристроєм. Вимірювальний міст живиться від генератора несної частоти, найчастіше через підсилювач потужності.

Під впливом деформації перетворювачі змінюють свій опір, внаслідок чого на вимірювальній діагоналі моста з'являється напруга несної частоти, промодульована за амплітудою напруги, що пропорційна вимірюваній величині. Ця напруга підсилюється підсилювачем змінного струму і подається через фазочутливий детектор і фільтр несної частоти на вимірювальний пристрій. Для установки масштабу запису вимірюваної величини в приладі передбачається масштабний пристрій, який дозволяє в

процесі проведення вимірювань, іноді досить тривалих, періодично перевіряти стабільність чутливості вимірювального пристрою або знову її встановлювати, якщо з якихось причин чутливість змінюється.



Рис.1.2. Блок-схема приладу, що працює із дротовими перетворювачами на несній частоті

Похибки, що виникають при вимірах, можуть бути розділені на основні (методичні та апаратурні) і додаткові. Основна похибка обумовлена багатьма факторами, але має місце при збереженні умов градування. Якщо умови градування порушуються, то з'являються додаткові похибки, зумовлені, наприклад, змінами температури, напруги і частоти струму живлення. Додаткові похибки виникають також у результаті наведень від електромагнітних полів.

Похибки при вимірюванні нестационарних величин можуть бути розділені в залежності від їх зміни в часі на статичні і динамічні. Статичними похибками є такі похибки, якими володіє вимірювальний пристрій при практично постійних значеннях як вимірюваної величини, так і зовнішніх впливів. Динамічними похибками називаються такі похибки, які виникають

внаслідок змін вимірюваної величини або зовнішніх впливів, і є функцією часу.

При вимірі швидкозмінних процесів в двигунах внутрішнього згорання найбільш важливим завданням є зменшення динамічної похибки. Слід зазначити, що динамічна точність в основному визначається динамічними якостями вимірювального пристрою (датчик, вимірювальне коло, вимірювач).

Якщо, наприклад, при вимірюванні статичних величин посилення вхідного сигналу визначається статичним коефіцієнтом посилення, який в процесі вимірювання залишається постійним, то при вимірюванні швидкозмінних величин коефіцієнт посилення змінюється протягом часу вимірювання. Зміни коефіцієнта посилення залежать від частотного діапазону системи і спектра вимірюваної нестационарної величини.

Розглядаючи похибки вимірювального пристрою з дротяними перетворювачами, слід мати на увазі, що пружний елемент з наклеєними на нього дротяними решітками може бути попередньо проградуваний, що істотно підвищує точність вимірювання.

Сумарна відносна похибка вимірювання може бути виражена таким чином:

$$\delta_{\Sigma} = 2\delta_{\Gamma} + \delta_0 + \delta_1 + \delta_A + \delta_{\lambda},$$

де δ_{Γ} – похибка гальванометра осцилографа;

δ_0 – похибка при обробці осцилограм тарування;

δ_1 – похибка при обробці осцилограм досліджуваного процесу;

δ_A – похибка, обумовлена нелінійністю амплітудної характеристики вимірювального кола;

δ_{λ} – похибка, обумовлена нелінійністю амплітудно-частотної характеристики вимірювального кола.

Похибка δ_{Γ} гальванометра осцилографа при роботі в межах робочої смуги частот гальванометра може бути знижена до 0,5%. Як і похибка при

обробці осцилограм тарування або досліджуваного процесу визначається точністю визначення середини лінії, що описує промінь осцилографа, яку можна оцінити $\pm 0,05$ мм (при використанні засобів оптичного збільшення). Якщо, наприклад, обробити осцилограму, яку отримали при 5-кратному збільшенні плівки нормальної ширини (35 мм) і прийняти амплітуду сигналу 100 мм, то похибка обробки осцилограми складе

$$\delta_0 = \frac{0,1 \cdot 100}{100} = 0,1\%$$

Похибка, обумовлена нелінійністю амплітудної і амплітудно-частотної характеристик вимірювального кола, включаючи датчик, відповідно становить

$$\delta_A = 1,5\% \text{ і } \delta_\lambda = 2\%,$$

Таким чином, якщо врахувати наведені вище значення, що є складовими основної похибки, то загальна похибка становитиме

$$\delta_\Sigma = 4,7 \div 5\%.$$

Практично ж загальна похибка при вимірюванні, наприклад, нестационарних тисків в циліндрі двигуна, в паливному трубопроводі високого тиску не перевищує 3%, що було отримано шляхом порівняння діаграм, одночасно знятих за допомогою датчиків з дротяними перетворювачами і стробоскопічним електропневматичним індикатором. При цьому діаграми, попередньо приведені до одного масштабу, суміщалися за позначкою ВМТ отриманої від одного і того ж індукційного лічильника. Датчики з дротяними перетворювачами і датчики стробоскопічного індикатора встановлювалися за допомогою з'єднувального каналу однакової довжини і однакового діаметра, тобто знаходились в однакових умовах.

При комплектації вимірювального комплексу безмоторного стенду проведені метрологічні випробування датчика підйому голки форсунки. На рис. 2.3 і рис. 2.4 дані графіки тарування індуктивного датчика підйому голки (ПГ), використаного в експериментах. Графіки тарування при інших поєднаннях параметрів (несної частоти, діаметра і ходу штока, з

екрануванням навоїв сталевим кожухом і без екранування) наведені в Додатку А, рис. А.1- А.4.

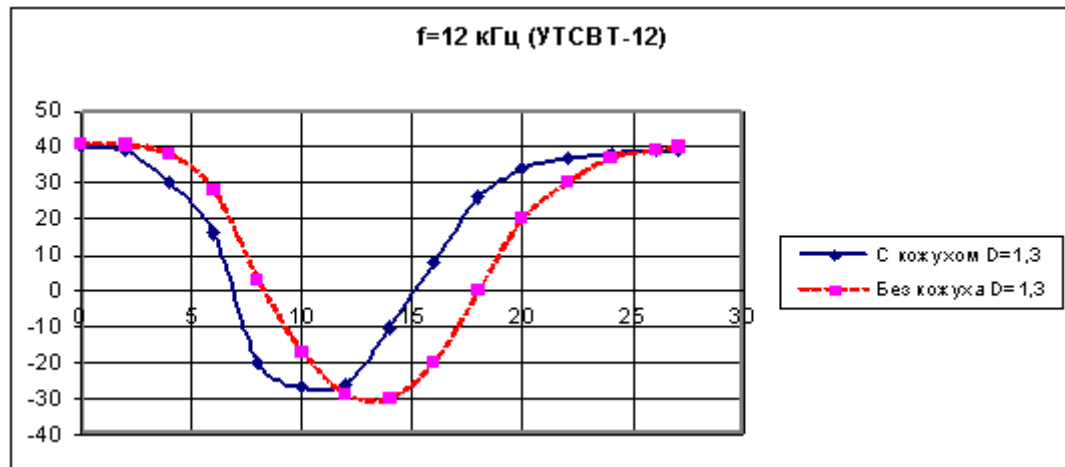


Рис. 2.3. Залежність сигналу датчика ПГ від ходу штока при різному екрануванні для $D=1.3$ мм.

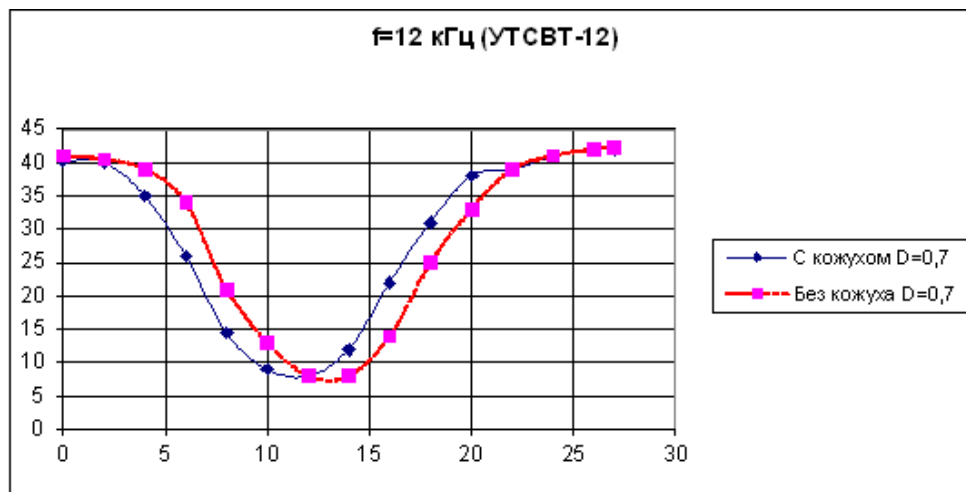


Рис. 2.4. Залежність сигналу датчика ПГ від ходу штока при різному екрануванні для $D=0.7$ мм.

У дослідях вимірювалося відхилення сигналу гальванометра в мм від середньої позначки екрану осцилографа (на графіках по осі ординат). Виміри проведені при різному положенні осердя по відношенню до двох навоїв, які складали чутливий елемент датчика (переміщення осердя від початку зони реагування в мм – по осі абсцис). Досліди виконані для наступних умов: з різним діаметром осердя (1,3 і 0,7 мм), змінною частотою живлення навоїв (7 і 12 кГц), при положенні датчика в повітрі і сталевому екрані (кожусі), що

відповідає робочому розміщенню в перехіднику. Різні несні частоти отримані при використанні двох тензостанцій: ТА-5 (7 кГц) і УТСВТ-12 (12 гГц).

У всіх випадках найбільш істотним виявився вплив діаметра осердя. Зі збільшенням цього параметра чутливість датчика помітно зростає. Для $f = 12$ кГц в $70/32 = 2,2$ рази, а для $f = 7$ кГц в $76/38 = 2$ рази.

Дві інші змінні – несна частота і наявність кожуха впливають на чутливість датчика значно менше.

Дуже істотною властивістю датчика, як відомо, є його лінійність у випадку вимірювання руху робочого елемента досліджуваного пристрою. Переміщення голки форсунки відноситься до такого роду параметрів. Особливе значення ця властивість датчика набуває на часткових режимах при розділеному впорскуванні і неповних підйомах голки.

Для оцінки датчика за цим параметром врахуємо робочий діапазон ПГ-близько 0,5 мм. Розмір робочих ділянок, що мають лінійність, складає $2 \div 7$ мм. Таким чином датчик забезпечує лінійність запису ПГ зі значним запасом. Однак лінійні ділянки складають відносно невелику частку загального переміщення осердя. Крім того, полярність сигналу змінюється. Це призводить до необхідності індивідуального налаштування на форсунках і налагодження при режимних випробуваннях (наприклад, в разі зміни тиску ПГ).

2.2 Стендова установка

Досліди проведені на паливній апаратурі суднового середньообертового дизеля.

Схема стендової паливної системи з вузлами системи упорскування наведена на рис. 2.5.

Паливний насос високого тиску 1 і форсунка 2 з'єднані трубопроводом високого тиску 3. Привід ПНВТ здійснюється за допомогою електродвигуна

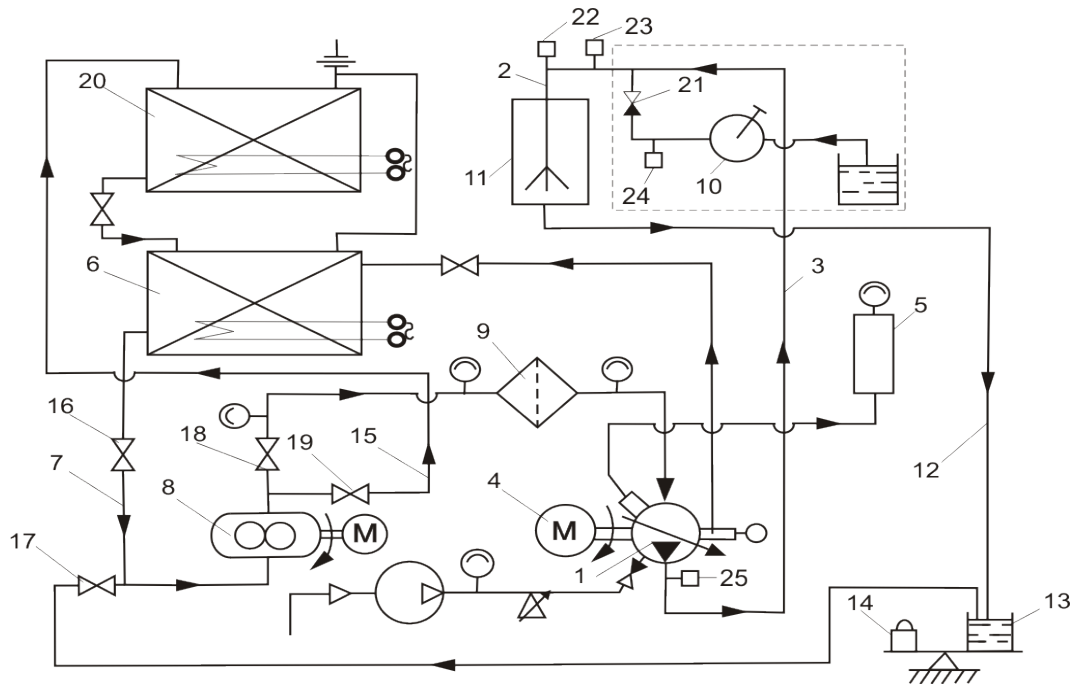


Рис. 2.5 Схема експериментальної установки

1 - паливний насос високого тиску; 2 - форсунка; 3 - трубопровід високого тиску;
 4 - електродвигун; 5 - демпфер; 6 - видаткова цистерна легкого палива; 7 - трубопровід;
 8 - шестерний паливопідкачуючий насос; 9 - фільтр; 10 - ручний насос високого тиску;
 11 - глушник; 12 - трубопровід; 13 - ємність; 14 - ваги; 15 - трубопровід; 16-19 - вентилі;
 20 - цистерна, 21 - БРЗТ; 22 - датчик підйому голки; 23-25 - датчики тиску.

4. Для гасіння коливальних процесів в системі, викликаних роботою ПНВТ, передбачений демпфер 5. Це дозволило вимірювати базове значення тиску в порожнині відсічення-всмоктування ПНВТ манометром. Паливо до ПНВТ подається з видаткової цистерни легкого палива 6 по трубопроводу 7 шестерним паливопідкачуючим насосом 8 через фільтр 9.

Для регулювання тиску підйому голки форсунки і тарування датчиків тиску використаний ручний насос високого тиску 10, що підключається на час регулювання за допомогою переходника. Впорскування палива форсункою проводиться в глушник 11, звідки воно по трубопроводу 12 зливається в ємність 13, розташовану на вагах 14. Ваги використовуються для вимірювання витрати палива в процесі випробувань. З ємності 13 паливо періодично (у міру накопичення) по трубопроводу 15, при відповідному

перемиканні вентилів 16, 17, відводиться в цистерну 6. У роботі цистерна 6 заповнена повністю, а в цистерні 20 рівень змінюється в залежності від витрати палива. Обидві цистерни обладнані електричними підігрівниками. Підігрів палива передбачений переважно для роботи на важкому паливі.

Стенд обладнаний приводом кулачкового вала від електродвигуна постійного струму, який забезпечує плавне регулювання частоти обертання. Паливна система стенду дозволяє змінювати тиск підкачки від мінімального значення $p_{\text{подк}} = 6$ кПа до величин, які обмежені умовами експерименту. Мінімальне значення визначається рівнем палива в баку і забезпечується при відключенні циркуляційного насоса.

Розміщення системи упорскування палива з датчиками на безмоторному стенді показано на фотографії рис. 2.6.

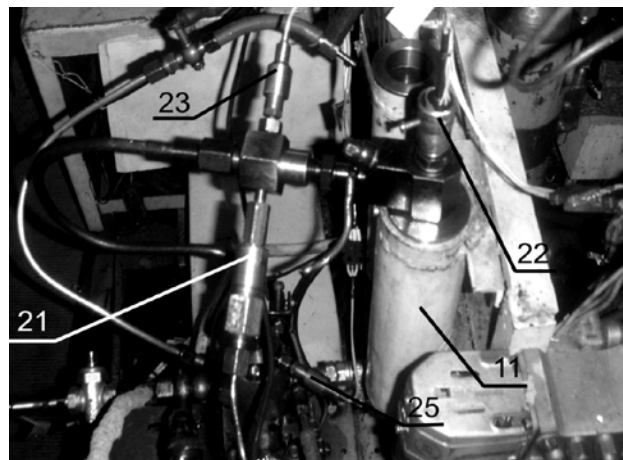


Рис. 2.6. Система впорскування палива з датчиками на безмоторному стенді.

Найменування позицій наведено на рис. 2.5.

Конструктивне виконання робочої частини ПНВТ представлено на рис.

2.7. Насос золотникового типу з регулюванням за рахунок кінця подачі; діаметр і хід плунжера по 16 мм, максимальна швидкість плунжера за номінальної частоти обертання розподільного вала $n = 250$ об/хв,

$c_{\text{max}} = 1,22$ м/с; нагнітальний клапан із зовнішнім конусом і відсмоктуючим пояском, діаметр циліндричної частини 10 мм.

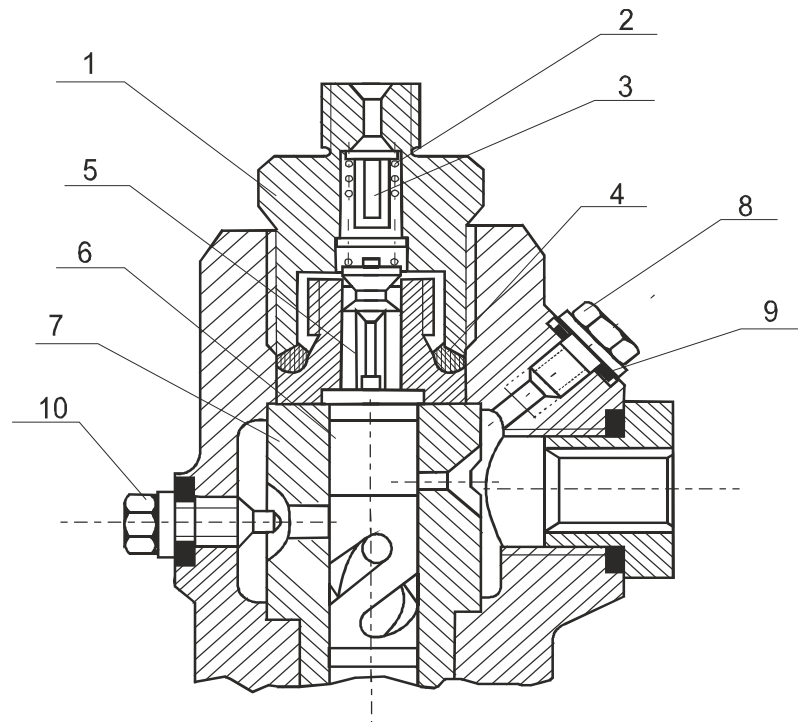


Рис. 2.7 - Паливний насос високого тиску.

1- натискний штуцер; 2 - пружина; 3 - обмежувач; 4 - ущільнююче кільце; 5 - нагнітальний клапан; 6 - плунжер; 7 - втулка плунжера; 8 - пробка; 9 - прокладка; 10 - фіксуючий болт.

Особливістю дослідженого ПНВТ є наявність двох вікон у втулці, нижнє з яких є впускним, а верхнє відсїчним. На плунжері зроблена спіральна регулююча канавка, що з'єднується з надплунжерним простором осьовим і радіальним висвердленими отворами. Фіксуєчий болт 10 виконує частково функцію дроселювання потоку відсїченого палива.

Для осцилографування подачі палива на ПНВТ змонтовані датчики, що з'єднанні з порожниною штуцера і порожниною відсїчення-всмоктування.

Форсунка, рис. 2.9, виконана в традиційному конструктивному варіанті: форсунка неохолоджувана, закритого типу з механічним (пружинним) замиканням голки; тиск підйому голки 20.6 МПа; сопловий апарат 9x0,35 мм x 140° - 1x0,2. Для реєстрації підйому голки і тиску палива встановлені датчики 8, 13 відповідно. Фотографія форсунки наведена на рис. 2.8, показаний варіант з додатковим нагнітальним клапаном.

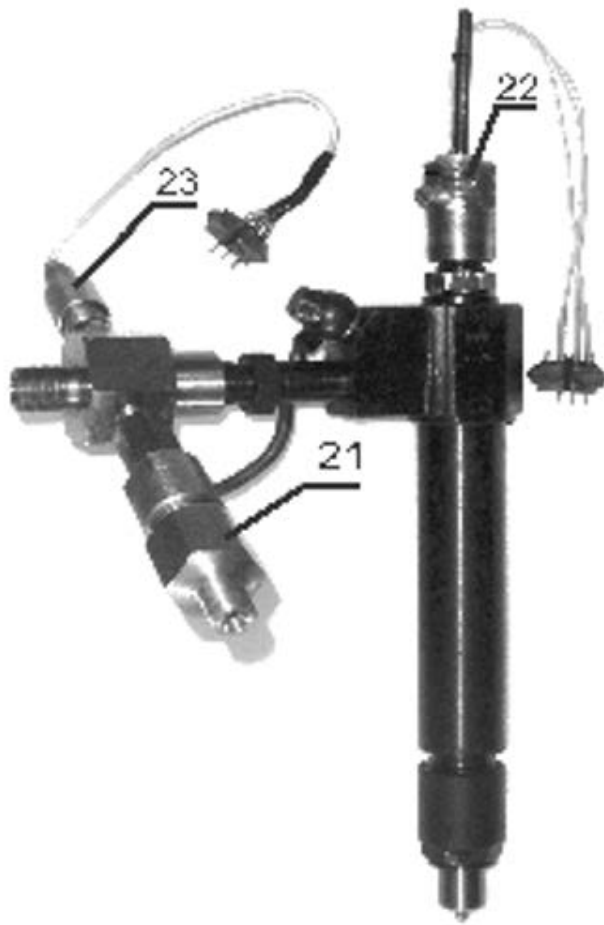


Рис. 2.8 Форсунка з датчиками і з додатковим нагнітальним клапаном (зворотний клапан БРЗТ). Найменування позицій наведено на рис. 2.5.

На безмоторному стенді забезпечено осцилографування процесу подачі палива і вимір циклової подачі $q_{\text{ц}}$. При осцилографуванні фіксуються такі параметри:

- тиск палива в форсунці $p_{\text{ф}}$;
- тиск палива в насосі $p_{\text{н}}$;
- тиск відсічення палива $\Delta p_{\text{вдс.}}$;
- залишковий тиск палива $p_{\text{т.}}$;
- кут початку впорскування $\varphi_{\text{п}}$;
- кут кінця впорскування $\varphi_{\text{к}}$;
- кут впорскування $\varphi_{\text{вп}}$;
- циклова подача палива $q_{\text{ц}}$.

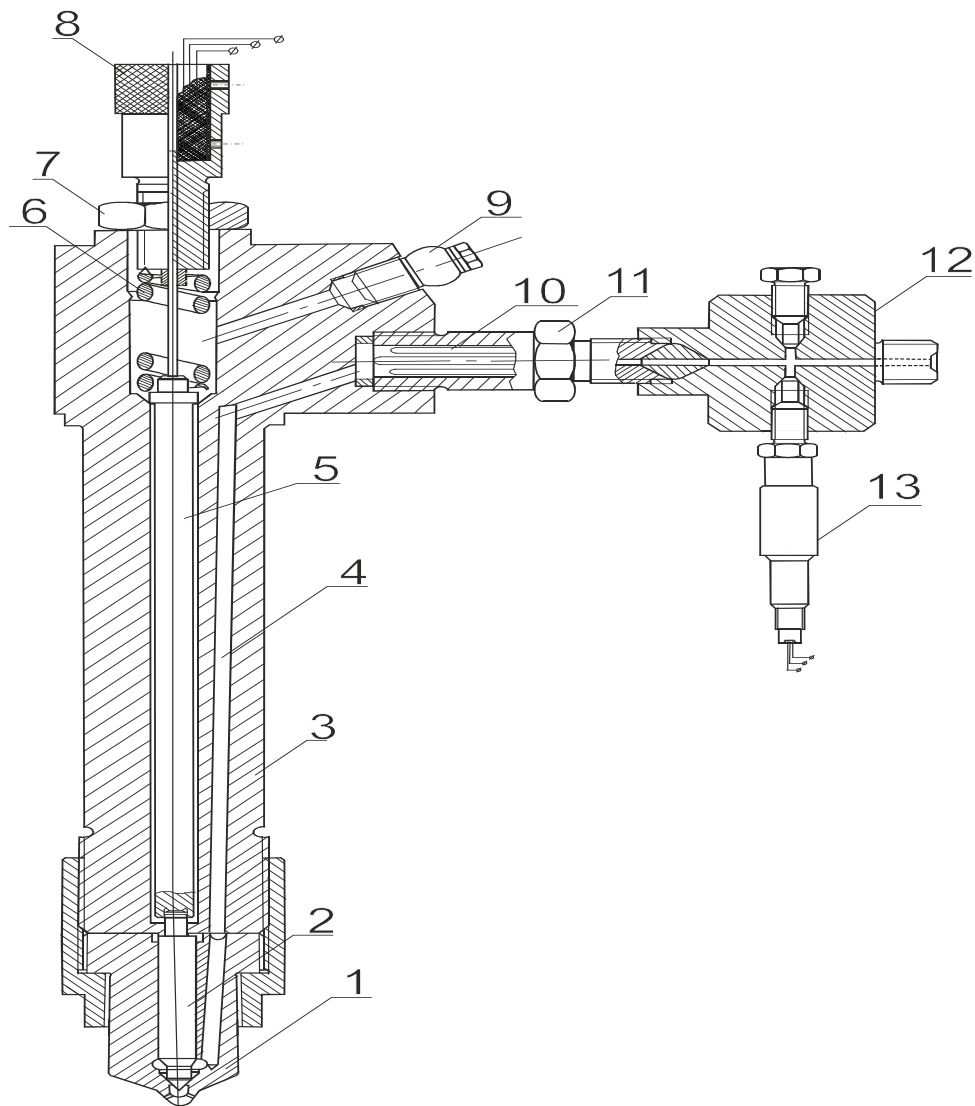


Рис. 2.9 Форсунка с датчиками.

1 - сопло; 2 - голка; 3 - корпус; 4 - канал; 5 - штовхач; 6 - пружина; 7 - гайка; 8 - датчик підйому голки; 9- відведення; 10 щілинний фільтр; 11- корпус фільтра; 12- перехідник; 13 - датчик тиску палива

Фазові параметри $\varphi_{\text{п}}$, $\varphi_{\text{к}}$, орієнтовані на умовну оцінку ВМТ розподільного вала.

2.3. Вимірювальний комплекс безмоторного стенду

Вимірювальний комплекс призначений для запису процесів паливоподачі системами різної комплектації. Зокрема, тиску робочих тіл,

фазових і лінійних параметрів елементів паливної апаратури при дослідженні на безмоторному стенді.

Укрупнена структура комплексу представлена на рис. 2.10, загальний вигляд в розширеній комплектації - на рис. 2.11.

Залежно від вимог експерименту, конфігурація комплексу може бути різною. В основному це відноситься до типу і кількості тензостанцій, що використовуються.

- від 1 до 3 тензостанцій: ТА-5 або УТС 1-ВТ-12 або 8АНЧ-7М
- 1 або 2 магазини опорів Р155
- світлопроменевий осцилограф Н105
- тахометр цифровий ТЦ-3М

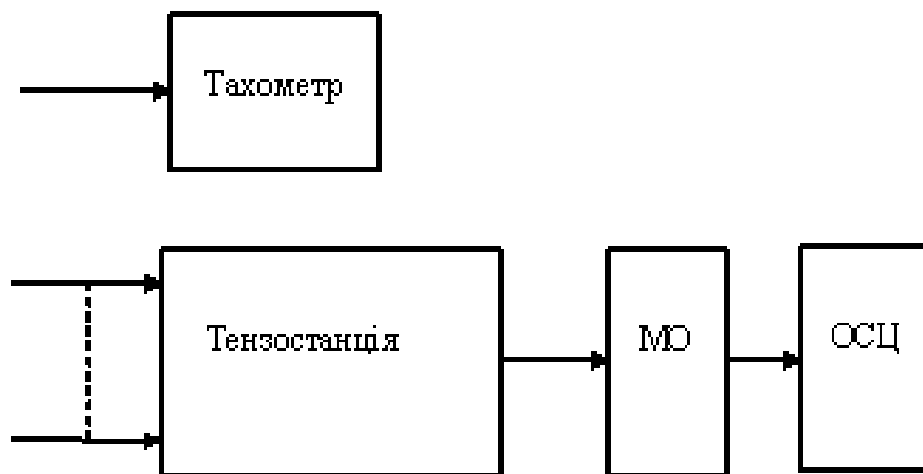


Рис.2.10. Загальна схема вимірювального комплексу:

Тензостанція- типу ТА-5, УТС-1-ВТ-12,8АНЧ; МО-магазин опорів типу Р157, ОСЦ - шлейфовий світлопроменевий осцилограф Н117.

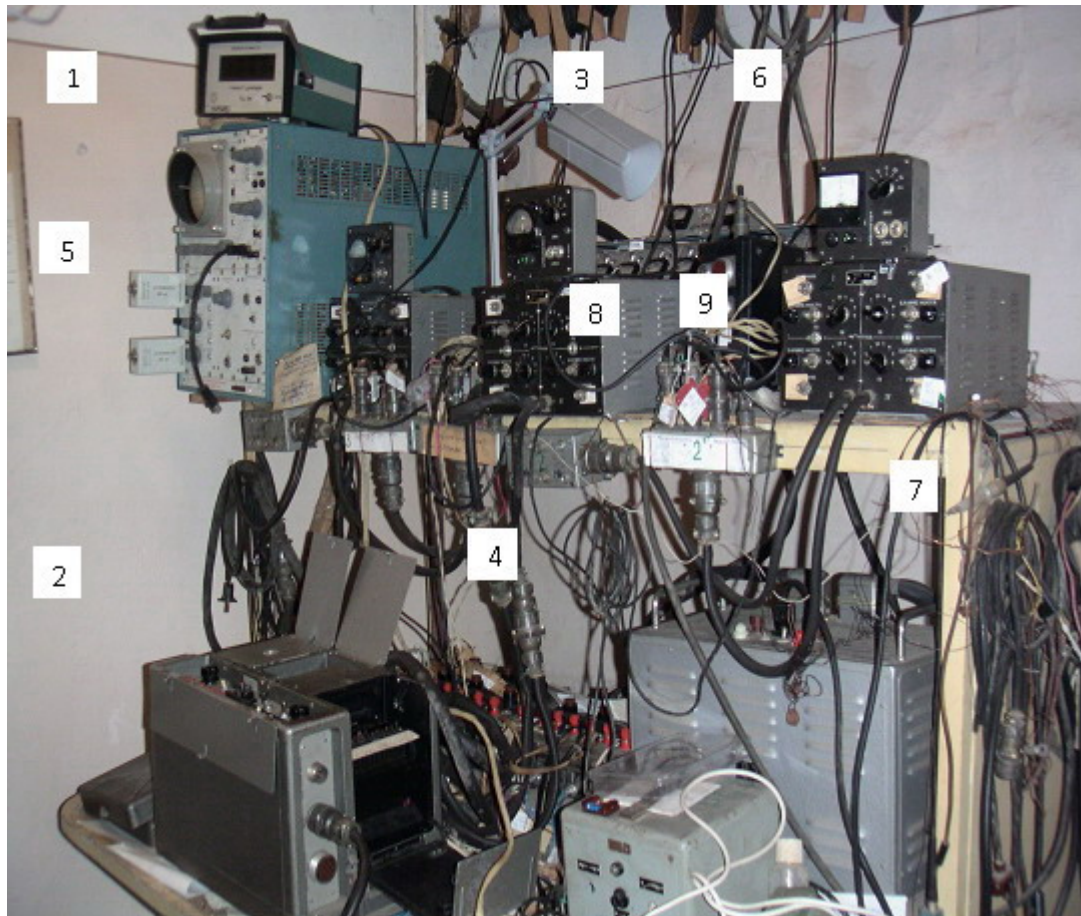


Рис. 2.11. Вимірювальна апаратура безмоторного стенду:

1 - тахометр цифровий ТЦ-3М, 2 - осцилограф світлопроменевий - Н105, 3 - тензостанції ТА-5, 4 - магазини опорів Р155, 5 - осцилограф електронний С8-1, 6 - тензостанція УТС-12, 7 - блок живлення до УТС-12, 8 - перехідник шлейфів ТА-5, 9 - перехідник датчиків ТА-5.

Вимірювальний комплекс з трьома тензостанціями ТА-5.

Як варіант використання вимірювального комплексу нижче представлена схема з трьома тензостанціями типу ТА-5 і п'ятьма підключеними датчиками, рис. 2.12.

Вид датчиків, підключених до відповідних елементів паливної апаратури, представлений на рис. 2.13-2.15.

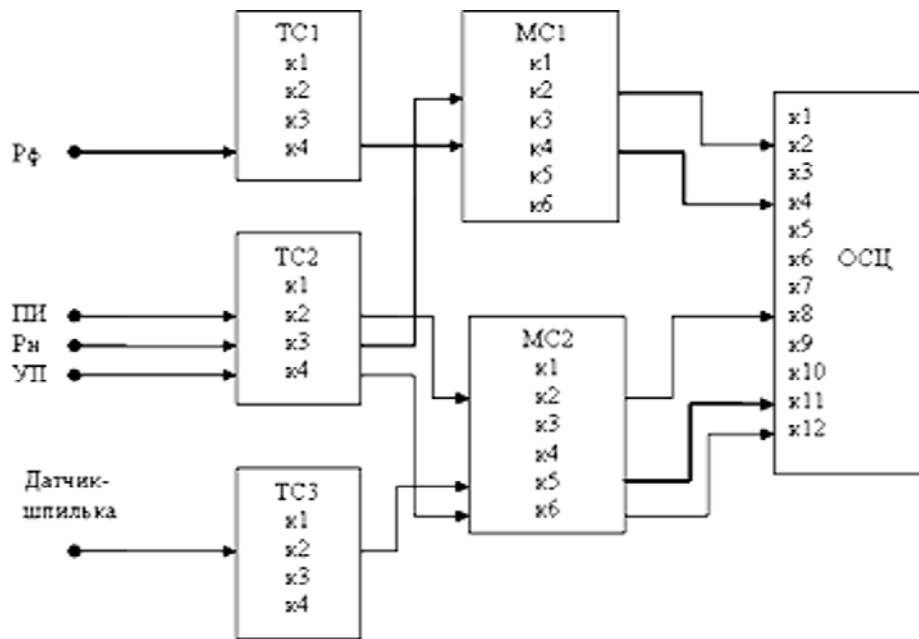


Рис. 2.12. Схема підключення датчиків до каналів тензостанцій і каналам світлопроменевого осцилографа:

$ТС1..ТС3$ – тензостанції ТА-5, $МС1, МС2$ – магазини опорів Р155, ОСЦ – світлопроменевий осцилограф Н115, $\kappa1.. \kappa12$ – позначення номерів каналів, P_f – тиск форсунки, P_n – тиск за насосом; Π – підйом голки, $УП$ – кут повороту.

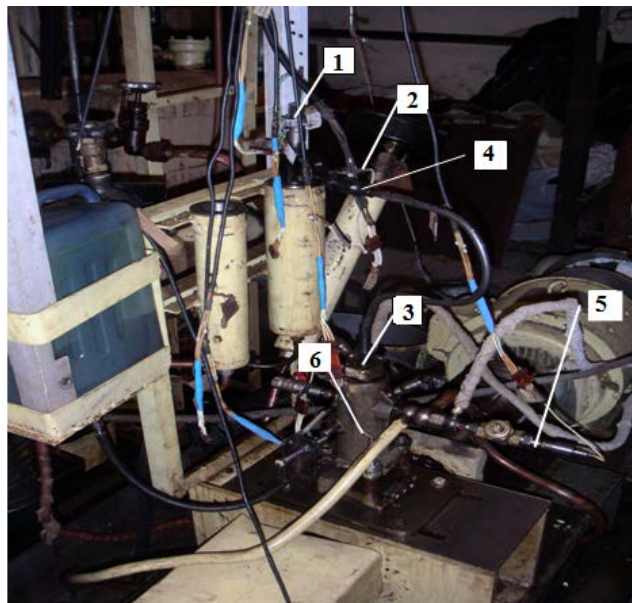


Рис. 2.13. Система впорскування палива:

1 - датчик підйому голки, 2 - датчик тиску палива в форсунці, 3 - ПНВТ, 4 - форсунка, 5 - датчик тиску палива перед ПНВТ, 6 - шпилька-датчик.

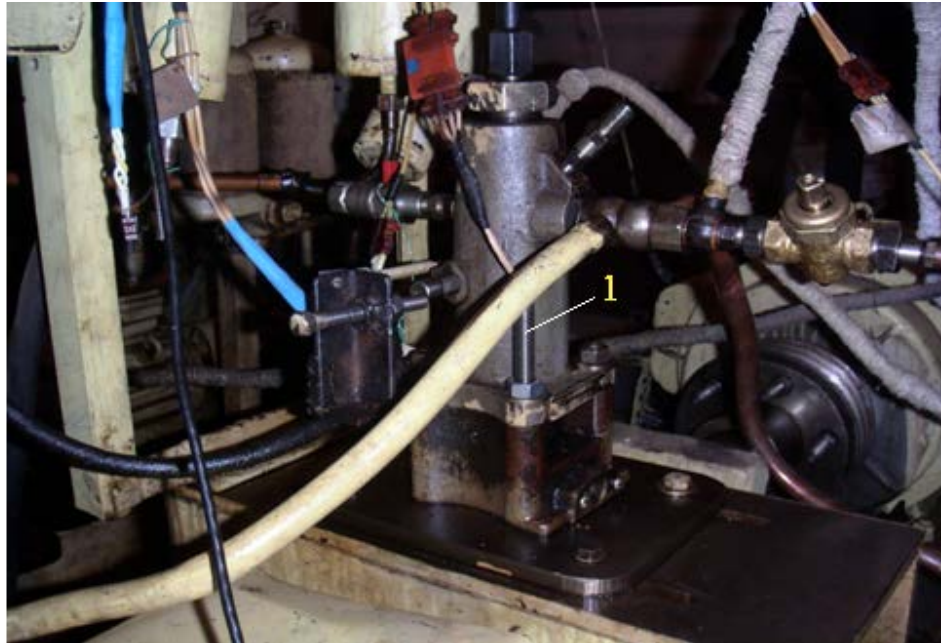


Рис. 2.14. Паливний насос високого тиску: 1 - шпилька-датчик.

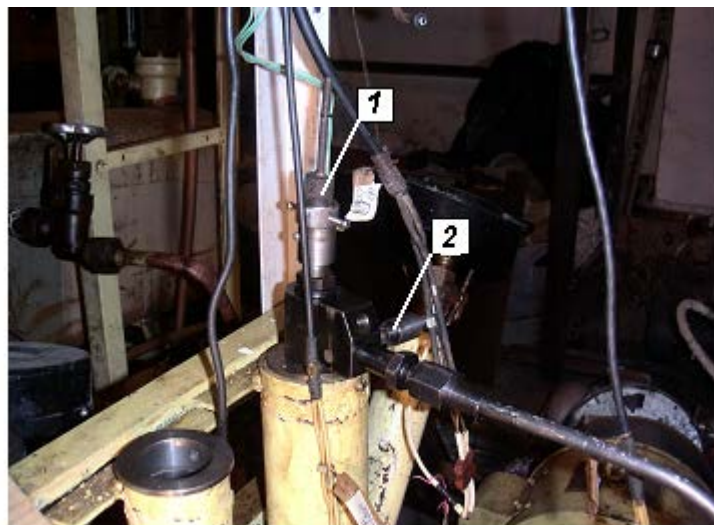


Рис. 2.15. Форсунка: 1 - датчик підйому голки, 2 - датчик тиску палива в форсунці.

Висновки до глави 2.

Здійснено вибір метрологічних засобів для експериментального комплексу, що забезпечує безмоторні випробування вимірювальної системи

на базі створеного комбінованого перетворювача, поєднаного з конструктивними елементами системи упорскування.

В якості базового вимірювального компонента прийнятий тензометричний дротяний перетворювач, що має достатню чутливість і хороші технологічні властивості. Детально розглянуті метрологічні характеристики тензорезисторів.

Проведена комплектація експериментальної установки на базі безмоторного стенда, проведена збірка і налагодження електромеханічного обладнання, вимірювальної і реєструючої апаратури.

Досліджено метрологічні характеристики датчика підйому голки форсунки.

Г Л А В А 3

РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ КОМБІНОВАНОГО ДАТЧИКА ТИСКУ ПАЛИВА

3.1 Розробка і випробування вимірювальної системи на базі комбінованого перетворювача тиску палива

Одним з напрямків розвитку вимірювальної техніки в ДВЗ є розробка для реєстрації робочих процесів вбудованих або суміщених з функціональними елементами перетворювачів (датчиків).

У главі 1 розглядається подібна розробка фірми Optrand, Inc – свічка розжарювання з датчиком тиску- СРДТ – (The Pressure Sense Glow Plug™ (PSGP)).

Ідея використання в якості первинних перетворювачів конструктивних елементів паливної апаратури покликана забезпечити оптимальну реалізацію методів контролю процесів подачі палива.

Представлені в даному розділі опрацювання виконані на базі паливної апаратури середньообертного суднового дизеля ЧН25 / 34.

Для реалізації такого підходу обрано тиск палива в ПНВТ, як один з найбільш інформативних параметрів процесу впорскування.

Конструктивне виконання і характеристика ПНВТ наведені в Додатку В.

Для вирішення питання щодо вибору елемента, придатного для використання в якості вимірювального перетворювача, розглянемо силову схему ПНВТ.

Тиск палива в надплунжерному просторі створює зусилля, що діє по лінії (рис. В.1 Додатка В): плунжер 23 – штовхач 10 – повзун 3 – вісь 2 – ролик 1. Останній взаємодіє з кулачної шайбою розподільного вала. Інша частина силової схеми включає в себе нерухомі деталі: штуцер 26 – корпус 11 – шпилька 34, що притискає фланець до корпусу 4 приводу. Таким чином,

шпилька передає зусилля тиску палива на полицю картера розподільного вала (в умовах двигуна). В експерименті це плита стенду.

Умовою вибору були достатня база для монтажу тензодатчиків і робоча деформація, що відповідає параметрам вимірювальної системи. Для подальшого опрацювання обрана шпилька 34 кріплення приводу.

Була виконана попередня проробка комплектації вимірювальної системи з комбінованим датчиком, на базі шпильки («шпильки-датчика» – «Ш-Д»).

Проведено оцінку метрологічних параметрів вимірювального комплексу, що включає елемент, який деформується, тензометричний перетворювач (дротяний тензодатчик), тензометричний підсилювач і реєструючий блок (гальванометри в складі світлопроменевого осцилографа). Всі елементи системи повинні відповідати умовам реєстрації тиску палива в ПНВТ.

Конструктивна пробка шпильки для монтажу тензорезисторів представлена на рис. 3.1. Розрахунок вимірювальних параметрів системи дано в Додатку В.

Загальний вигляд комбінованого датчика, підготовленого до випробувань дано на фотографії рис. 3.2.

На фотографії рис. 3.3 показаний ПНВТ з «Ш-Д» на безмоторному стенді.

Після комплектації вимірювальної системи і налаштування стенду проведено осцилографування тиску палива двома датчиками: звичайним тензометричним, встановленим на штуцері ПНВТ і «Ш-Д». Копії осцилограм представлені на рис. 3.4.

Режими, на яких проводились випробування, відповідають повному діапазону робочих частот паливної апаратури двигуна. Як зазначено на осцилограмах, він склав $33\div 248$ об/хв. Різний характер процесу впорскування досягався зміною затягування пружини форсунки.

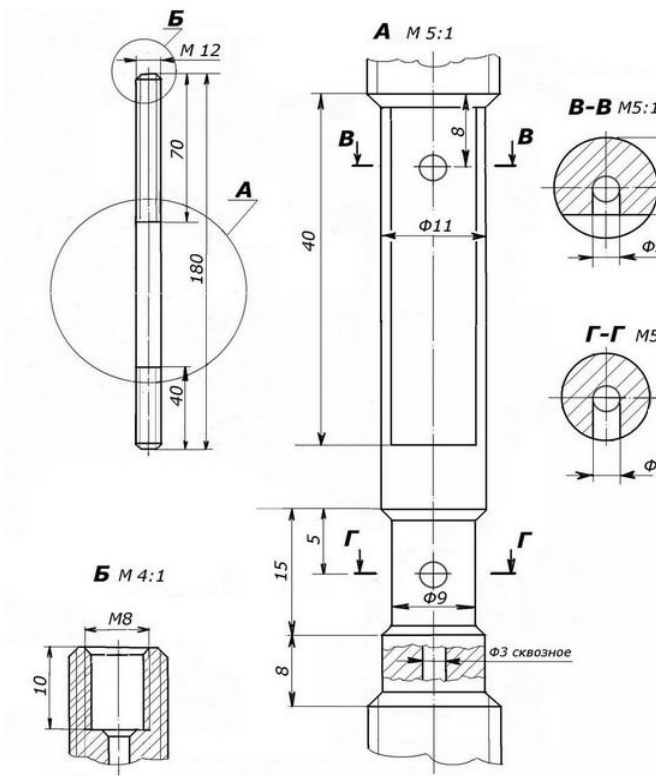


Рис. 3.1. Шпилька, препарована для монтажу тензорезисторів

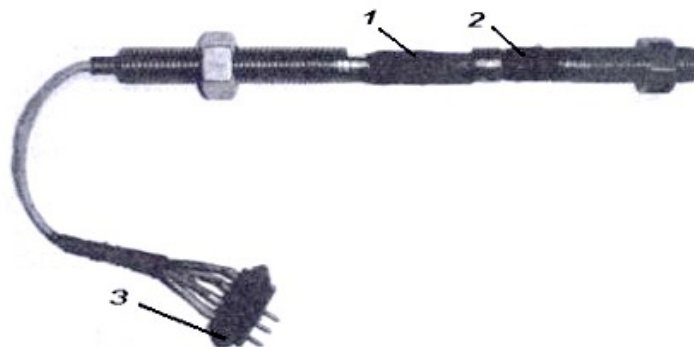


Рис. 3.2. Препарована «шпилька-датчик»: 1 - активні датчики, 2 - компенсаційні датчики, 3 - електричний роз'єм

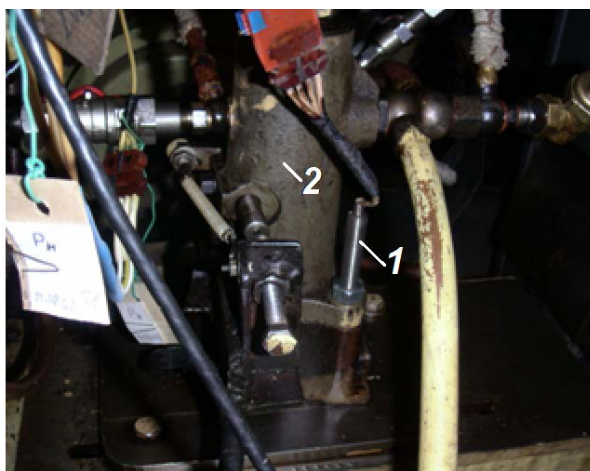


Рис. 3.3. Датчик тиску палива («Ш-Д») на ПНВТ безмоторного стенду:
1 - датчик-шпилька, 2 - ПНВТ

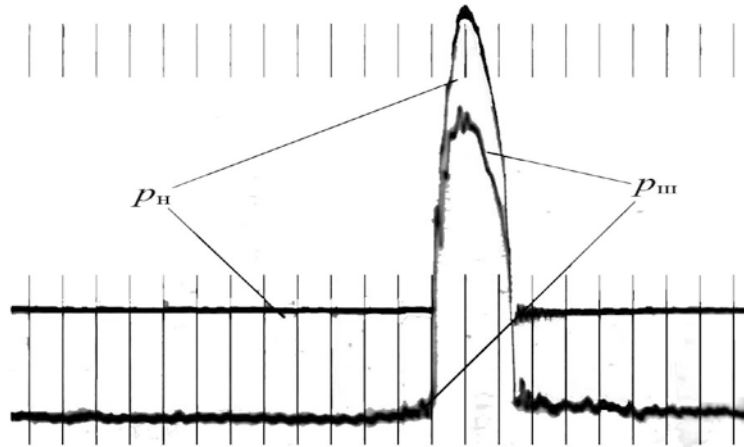


Рис. 3.4. Осцилограма паливоподачі при $n_p = 46$ об/хв, $m = 27$

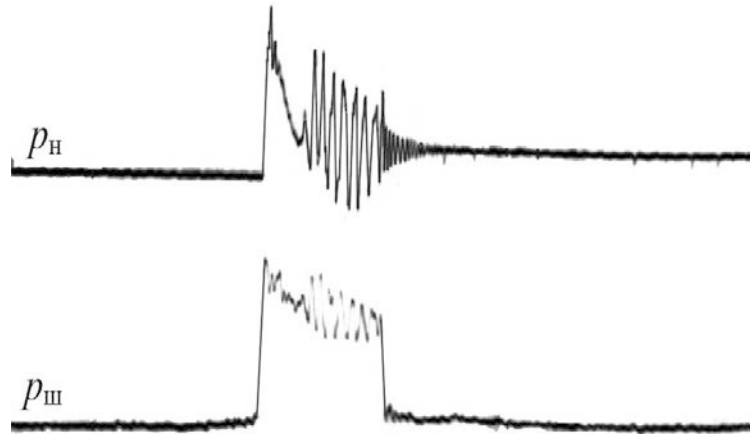
Візуальний аналіз кривих тиску палива в насосі p_n і деформації $p_{ш}$, записаної «Ш-Д», свідчить про прийнятну для практики інформативність останньої.

Зіставляючи криві p_n і $p_{ш}$, приймемо в якості базового запис за допомогою датчика тиску. Звернемося до процесів, що представлені на осцилограмах рис. 3.4 і 3.7 з крайніми частотами обертання розподільного вала. На цих режимах спостерігався стабільний процес подачі палива.

В обох випадках можна відзначити реакцію «Ш-Д» на появу додаткового навантаження на початку руху плунжера ПНВТ. Цьому відрізку на осцилограмі відповідає незначний підйом кривої. Швидке зростання тиску фіксується обома датчиками синхронно. На передньому фронті обох кривих ($n_p = 46$ об/хв рис. 3.4) помітні накладені коливання, більш істотні у $p_{ш}$. При частоті обертання $n_p = 248$ об/хв (рис. 3.7) криві гладкі.

Ділянка максимальних тисків характерна коливаннями на лінії «Ш-Д», відсутніми у p_n . Задній фронт особливостей не має. Крива «Ш-Д» трохи повніше в верхній частині. Після закінчення подачі палива, як і слід було очікувати, у кривій «Ш-Д» видно ділянку розвантаження, що припадає на

період зворотного ходу плунжера. При цьому за частоти $n_p = 248$ об/хв спостерігається зворотний пік (нижче базового рівня).



3.5. Осцилограма паливоподачі при $n_p = 33$ об/хв, $m = 32$

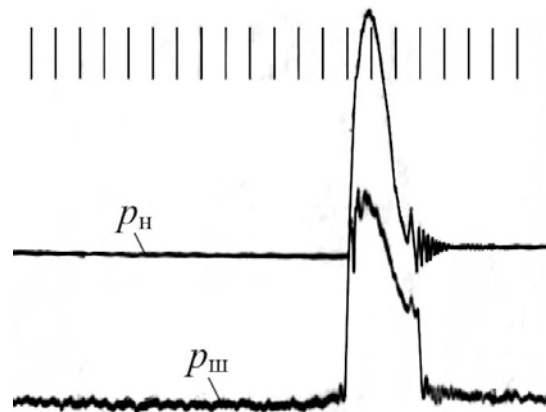


Рис.3.6. Осцилограма паливоподачі при $n_p = 49$ об/хв, $m = 32$

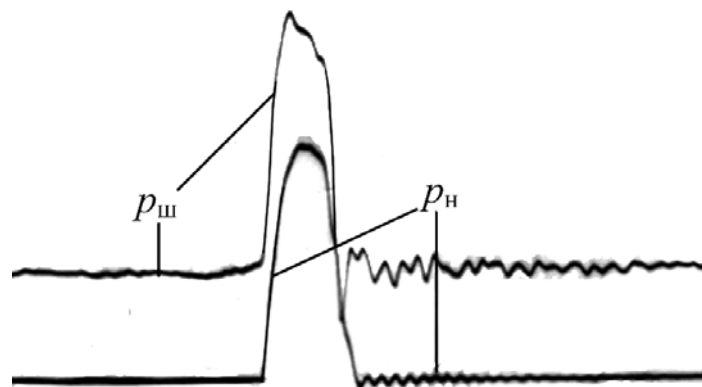


Рис. 3.7. Осцилограма паливоподачі при $n_p = 248$ об/хв, $m = 32$

Близький до описаного вигляд має осцилограма для $n_p = 49$ об/хв, яка наведена на рис. 3.6.

Що стосується розділеної роботи системи упорскування (рис. 3.5), то відмінність в кривих більш істотна. Природно вважати, що система, елементом якої є «Ш-Д», чинить демпфуючу дію, згладжуючи реакцію на зміну тиску палива. При цьому, однак, частота зберігається. Форма ліній p_n і $p_{ш}$ відрізняється істотно.

За аналізу умов роботи «Ш-Д» логічно припустити, що комбінований датчик сприймає деформацію корпусних деталей стенду. Для перевірки даного положення записана обома датчиками вібрація стенду після ударного навантаження плити, на якій змонтовані підшипники розподільного вала. Прикладене навантаження значно перевищує динамічну складову робочих зусиль.

Ця осцилограма (рис. 3.8) підтверджує попередню оцінку метрологічних особливостей «Ш-Д». Дійсно, якщо лінія p_n ніяк не відображає коливання стенду після удару, то кривою $p_{ш}$ записана інтенсивна загасаюча вібрація. Отже, «Ш-Д» реагує на деформацію деталей стенду. У

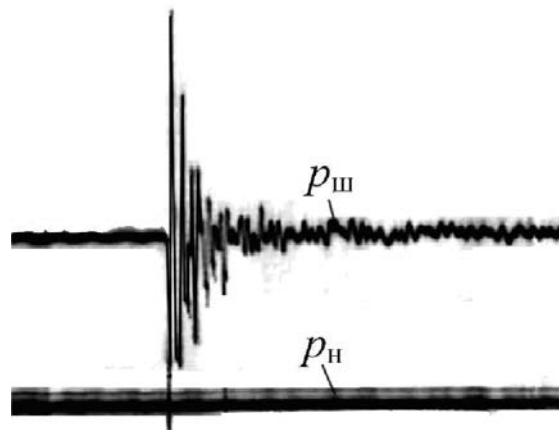


Рис. 3.8. Осцилограма вібрації стенду

той же час для оцінки впливу цього факту на кінцевий результат запису необхідний більш докладний аналіз співвідношення «сигнал-шум» при робочих параметрах. Такий аналіз буде проведено в наступних розділах.

Проведені випробування і аналіз отриманих даних дозволяє зробити такі основні висновки.

В якості базової деталі для створення комбінованого датчика високого тиску палива в ПНВТ може бути використана шпилька кріплення його приводу.

Параметри елементів розробленої вимірювальної системи з істотним запасом узгоджуються з величинами деформацій, включаючи їх граничні значення.

На режимах стабільного впорскування датчик тиску і датчик деформацій мають близькі метрологічні характеристики. На цих режимах можна використовувати «Ш-Д» для експлуатаційного контролю.

Під час випробувань системи подачі палива за допомогою «Ш-Д» можна, крім того, реєструвати навантаження у приводі ПНВТ.

При розділеному упорскуванні палива запис за допомогою «Ш-Д» істотно відрізняється від процесу, що фіксується в ПНВТ, через демпфуючу дію деталей, пов'язаних з передачею зусиль від тиску палива на шпильку.

В якості додаткового результату можна розглядати використання

«Ш-Д» для запису вібрації двигуна в місці установки комбінованого датчика за відключеної подачі палива або в періоди між упорскуванням палива.

Більш детальне дослідження метрологічних характеристик вимірювальної системи на базі «Ш-Д» зажадало створення програмного комплексу, що забезпечує амплітудно-частотний аналіз даних вимірювань. Результати цієї роботи викладені в наступних розділах.

3.2. Програмний комплекс для аналізу метрологічних характеристик комбінованого датчика тиску палива

Однією з істотних характеристик вимірювальних систем є частотні параметри запису процесу, що фіксується.

З метою визначення таких показників для даної системи підготовлена методика, розроблені алгоритм і програма гармонійного аналізу за методом Фур'є, які розглядаються в даному розділі. Значну увагу приділено створенню інтерфейсу з пакетом, що забезпечує оптимальний режим його використання.

У загальному випадку завданням гармонійного аналізу є зображення складного негармонічного коливання у вигляді суми гармонійних коливань, що утворюють спектр коливання. Якщо складне коливання – періодична функція з частотою $\nu = 1/T$ і з періодом T , то його спектр дискретний або лінійчатий складається з гармонійних коливань з частотами, кратними ν . Лінійчатий спектр з некрatними частотами мають майже періодичні коливання. Неперіодичні. коливання мають суцільний спектр, який містить складові з різними частотами, що безперервно заповнюють деяку область частот.

Далі розглядається аналіз тільки періодичних функцій.

Якщо аналізована функція є періодичною функцією $x(t)$ з періодом T , то її можна представити у вигляді

$$x(t) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos(k\omega_1 t) + b_k \sin(k\omega_1 t)) \quad (3.1)$$

або

$$x(t) = c_0 + \sum_{k=1}^{\infty} c_k \cos(k\omega_1 t - \varphi_k) \quad (3.2)$$

де

$$c_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}, \quad \operatorname{tg} \varphi_k = \frac{a_k}{b_k}, \quad \omega_1 = \frac{2\pi}{T},$$

t – час, T – період, k – номер гармоніки,

a_k, b_k – коефіцієнти Фур'є.

Зміст формули (3.2) полягає в тому, що періодична функція може бути представлена сумою синусоїдальних коливань з частотами, що є кратними

основній частоті ω_1 , з належним чином підібраними амплітудами c_k і початковими фазами φ_k . Формули (3.1) та (3.2) еквівалентні, відмінність лише в зручності подання та подальшого аналізу.

Знаходження коефіцієнтів a_k , b_k або c_k , φ_k є прямим перетворенням Фур'є, операція обчислення функції за відомими коефіцієнтами – зворотним перетворенням Фур'є.

Окремі складові суми (3.2) складають *гармоніки*. Коливання основної частоти $\omega_1 = \frac{2\pi}{T}$ є першою гармонікою, коливання з частотою $2\omega_1$ – другою гармонікою, і так далі. Постійні складові a_0, c_0 становлять собою середнє значення функції.

Залежність значень амплітуд c_k від частоти або від номера гармоніки називається амплітудним спектром функції, а залежність значень початкових фаз φ_k від частоти або від номера гармоніки називається фазовим спектром функції.

У багатьох випадках, що зустрічаються на практиці, початкова функція $f(x)$ задається у вигляді таблиці або у вигляді графічної кривої. У цих випадках застосовується наближене подання періодичної функції $f(x)$ тригонометричними многочленами виду

$$s_n = a_0 + \sum_{k=1}^n (a_k \cos(kx) + b_k \sin(kx)), \quad (3.3)$$

а коефіцієнти Фур'є обчислюються за допомогою наближених методів інтегрування, наприклад з використанням формул прямокутників.

$$a_0 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i, \quad a_n = \frac{2}{n} \sum_{i=1}^n y_i \cos(kx_i), \quad b_n = \frac{2}{n} \sum_{i=1}^n y_i \sin(kx_i),$$

$$c_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}, \quad (3.4)$$

де a_0 , a_k , b_k коефіцієнти Фур'є.

Отриманий таким чином тригонометричний ряд, коефіцієнти якого суть коефіцієнти Фур'є, має найменше середньоквадратичне відхилення від зображуваної функції $f(x)$ серед всіх тригонометричних многочленів порядку n . Оскільки вихідна функція в цьому випадку представлена у вигляді дискретного кінцевого набору даних, то здійснене перетворення Фур'є є дискретним перетворенням Фур'є – ДПФ.

Як зазначено вище, в даній роботі ставилась задача створення алгоритму і програми, що забезпечують обробку дослідних даних, представлених у вигляді осцилограм. Тиск палива в ПНВТ записувався двома датчиками: базовим традиційної конструкції і дослідним. Останній був суміщений зі шпилькою кріплення ПНВТ.

У процесі доведення кінцевий варіант програми отримав назву

Fourier 8. Алгоритм пакета передбачає виконання спектрального аналізу періодичних процесів, представлених у вигляді дискретного ряду з повною довжиною не більше 20000 точок. Результат роботи програми – графік амплітуд гармонійних складових, причому число аналізованих гармонік встановлюється користувачем в діапазоні 1- 500.

Вихідний файл даних – це дискретний ряд чисел, що є частиною періоду аналізованого процесу. Для подальшого аналізу вихідний ряд перетворюється таким чином, щоб представляти один повний період процесу. Для цього після завантаження файлу даних в діалоговому режимі вводяться наступні вихідні параметри:

- число обертів в хвилину;
- початкова фаза процесу в градусах для першої точки вихідного ряду;
- кінцева фаза процесу в градусах для кінцевої точки вихідного ряду;
- мінімальний і максимальний тиски в МПа.

Після введення зазначених параметрів проводиться розрахунок нових даних вже для повного періоду процесу з виведенням результату у вигляді графіка на екран.

Далі проводиться дискретне перетворення Фур'є (3.4) з виведенням результату у вигляді графіка амплітуд спектральних складових на екран і для візуального контролю зворотне перетворення Фур'є (3.3) також з виведенням графіка функції на екран.

Блок-схема пакета наведена на рис. 3.9.

Програма дозволяє оперативно змінювати число обчислюваних гармонік, вид графіка відображення спектру, зображення спектра у вигляді



Рис. 3.9. Блок-схема програми гармонічного аналізу

залежності від частоти або за номерами гармонік, відображати чи ні постійну складову, а також виводити на друк або зберігати у вигляді електронної копії (рисунок формату BMP) з можливістю редагування будь-якого графіка.

Зміст графічного інтерфейсу для різних етапів роботи програми дано в Додатку Д.

Результати порівняльного гармонійного аналізу запису тиску палива вимірювальною системою з двома типами датчиків розглядаються в наступному розділі.

3.3 Метрологічні характеристики вимірювальної системи

Графічне представлення даних гармонійного аналізу, виконаного з використанням описаних вище засобів, показано на рис. 3.10 - 3.17.

З них перші три рисунки містять інформацію щодо режиму з частотою обертання розподільного вала $n_p = 46$ об/хв і виходом рейки $m = 27$ мм. Запис тиску палива проведений синхронно двома датчиками: звичайним p_n (рис. 3.11) і комбінованим на базі шпильки кріплення ПНВТ $p_{ш}$ (рис. 1.10). Для порівняння двох варіантів виведення даних на рис. 3.10 і 3.12, що відносяться до одного набору параметрів, графіки гармонік представлені в формі оригінальної кривої (рис. 3.10) і гістограми (рис. 3.12). Основна інформація в даному розділі показана у вигляді оригінальної дискретного ряду. Цей підхід

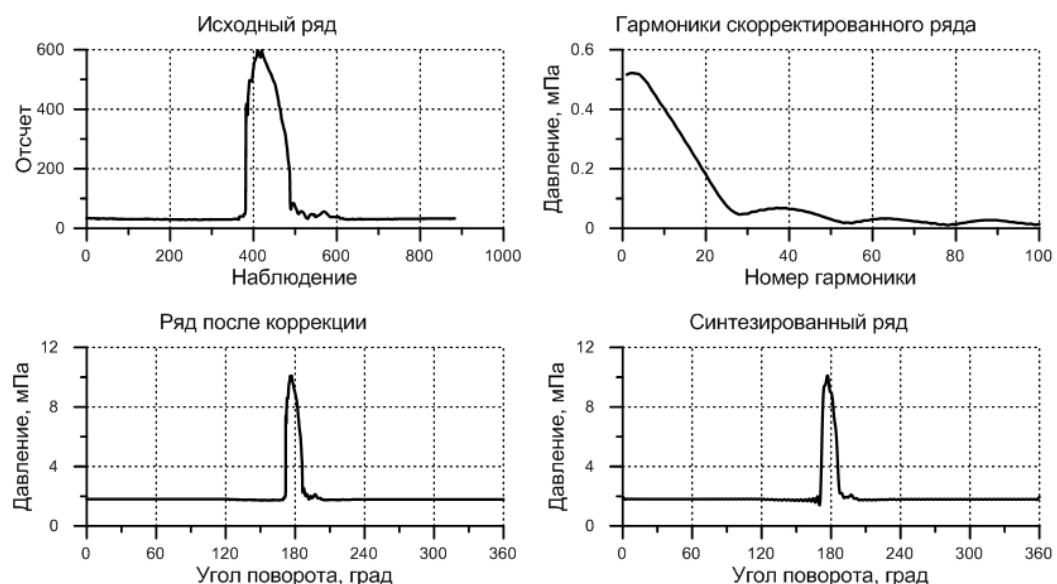


Рис. 3.10. Гармонійний аналіз запису $p_{ш}$ комбінованим датчиком «Ш-Д»:

$$n=46 \text{ об/хв}, m=27$$

визначений необхідністю додаткової побудови суміщених характеристик.

Пріоритетним завданням проведеного дослідження з використанням частотного аналізу, як зазначалося раніше, є зіставлення фазочастотних характеристик запису тиску палива двома типами датчиків за рівнозначних параметрів інших елементів вимірювальної схеми.

Для режиму, що розглядається, таке зіставлення проведемо за допомогою рис. 3.10, 3.11. Співвідношення кривих, що представляють вихідний ряд після корекції (протягом періоду), і синтезований графік відповідають проведеному раніше (розділ. 3.1) аналізу осцилограм. Можна лише зазначити, що синтезовані криві практично збігаються із вихідними.

Фазо-частотні параметри в запису p_n (рис. 3.11) і $p_{ш}$ (рис. 3.10) мають деякі відмінності. За амплітудами гармонік в області мінімальних частот $p_{ш}$ трохи вище. Зона початкового масиву, навпаки, вужче. Так, низькочастотна смуга у $p_{ш}$ обмежена мінімумом номерів гармонік, що відповідають порядку 28, а p_n 34.

Для більш високих порядків (графіки включають максимально 100 гармонік) форма і амплітудні величини для обох варіантів запису близькі.

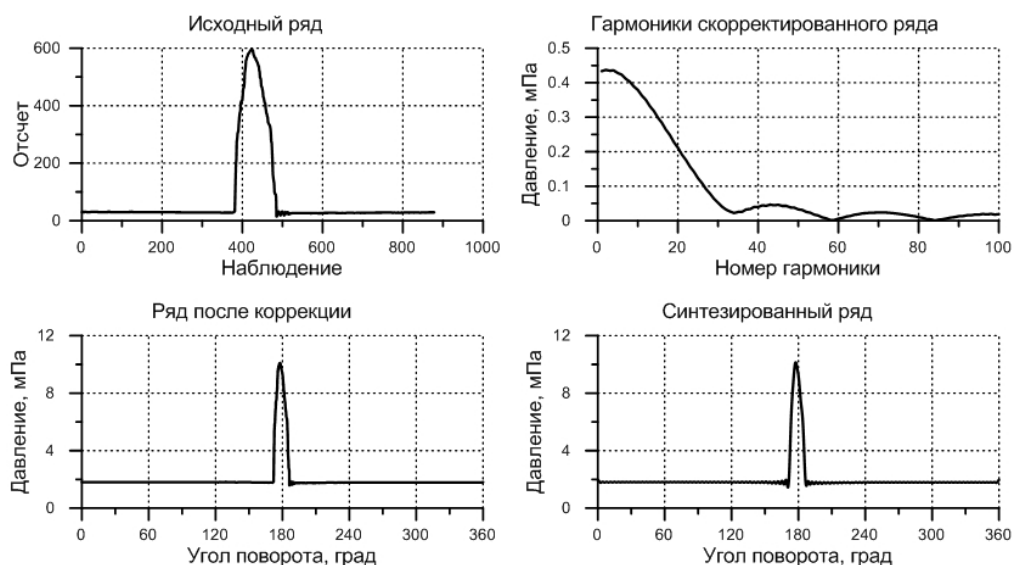


Рис. 3.11. Гармонійний аналіз запису p_n датчиком тиску палива:

$n=46$ об/хв, $m=27$

Граничні значення періодичних залежностей зміщені в більшу сторону (на 3-5 порядків) у p_n .

На рис. 3.13, 3.14 наведено аналіз осцилограм розділеного

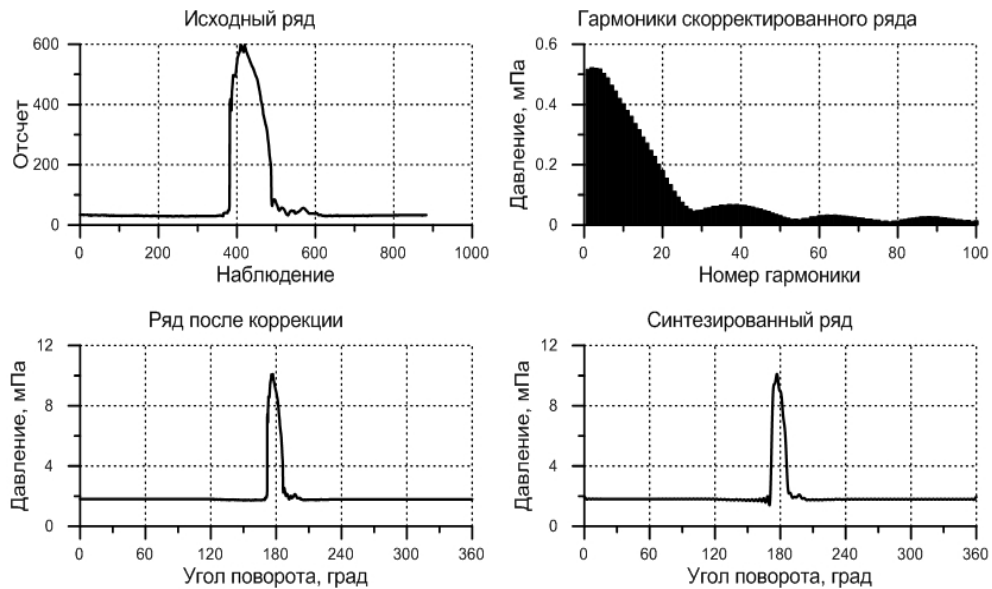


Рис. 3.12. Гармонійний аналіз запису $p_{ш}$ комбінованим датчиком «Ш-Д»: у вигляді гістограми ($n=46$ об/хв, $m=27$)

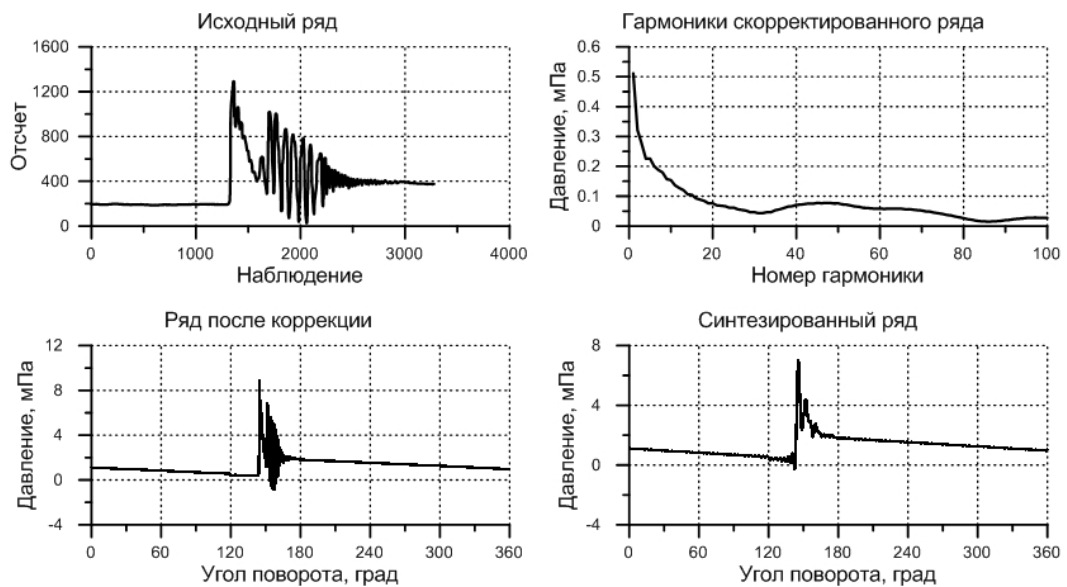


Рис. 3.13. Гармонический анализ записи p_n датчиком давления топлива:
 $n=33$ об/мин, $m=32$

впорскування. Такий характер процесу отриманий шляхом збільшення затягування пружини форсунки.

Різна форма вихідних кривих відображена і в даних гармонійного аналізу. За невеликої різниці в максимальних значеннях амплітуд розподіл їх згідно частот відрізняється більш істотно. На графіку p_n є безперервна область аж до 84 гармоніки, у $p_{ш}$ в діапазоні 20-84 виокремлюються три окремі ділянки в формі згасаючих коливань з періодом у 20 порядків.

Графіки на рис. 3.15, 3.16 відповідають номінальній частоті обертання.

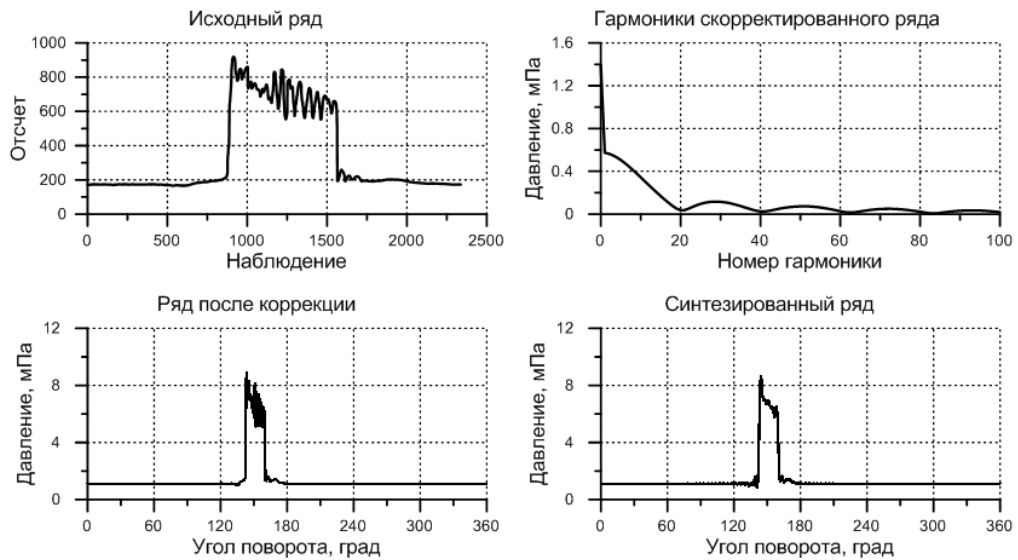


Рис. 3.14. Гармонійний аналіз запису $p_{ш}$ комбінованим датчиком «Ш-Д»:

$$n = 33 \text{ об/хв}, m = 32$$

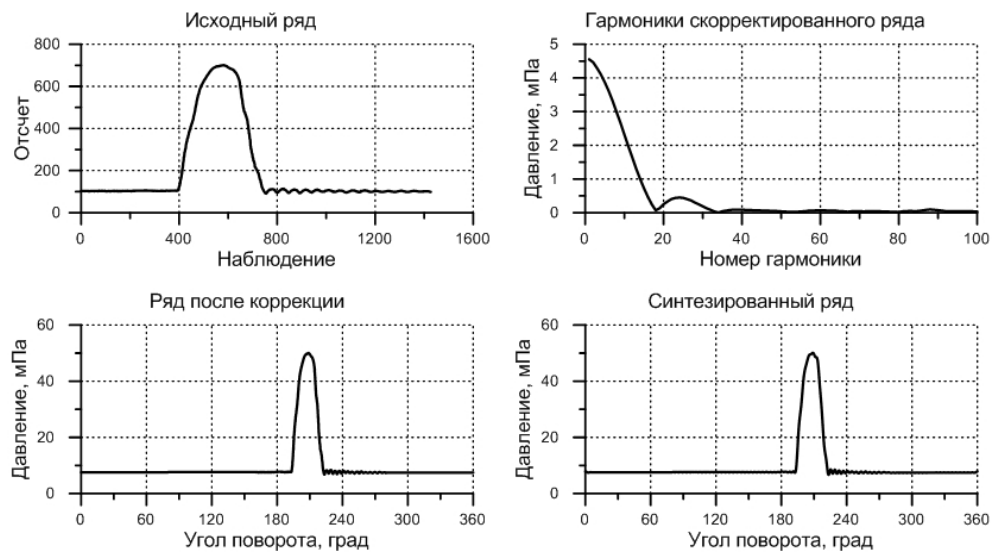


Рис. 3.15. Гармонійний аналіз запису p_n датчиком тиску палива: $n=248$ об/хв, $m=32$

Більш плавний характер вихідної кривої p_n відбивається і на амплітудно-частотній характеристиці цього запису. Область діючих гармонік

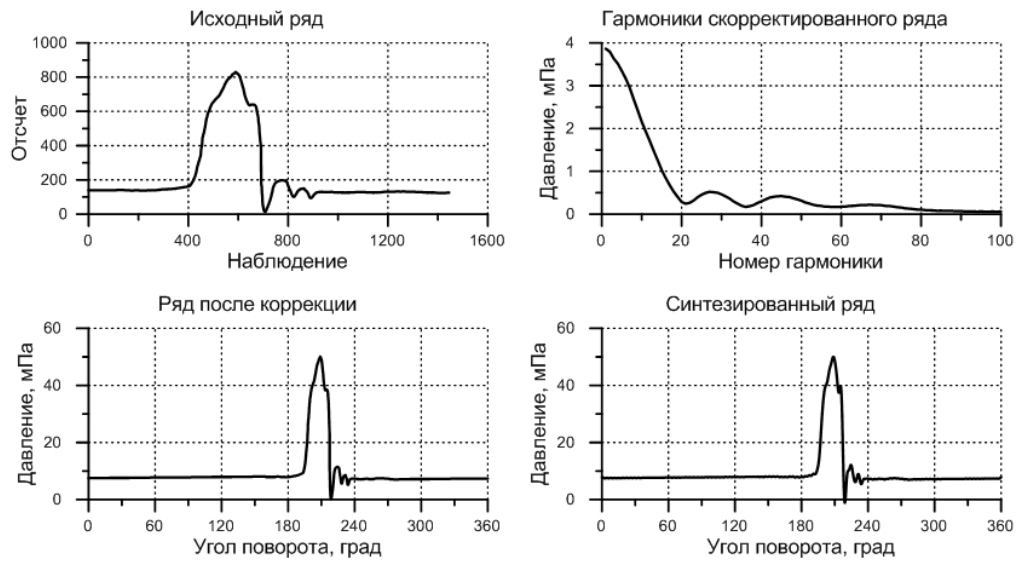


Рис. 3.16. Гармонійний аналіз запису $p_{ш}$ комбінованим датчиком «Ш-Д»: $n = 248$ об/хв, $m = 32$

обмежена 34 порядком, в той час як для $p_{ш}$ відповідний діапазон набагато ширше – до 80 порядку. Природно при цьому, що максимум амплітуди вище у p_n . На рис. 3.17 подається приклад гістограми для одного з режимів.

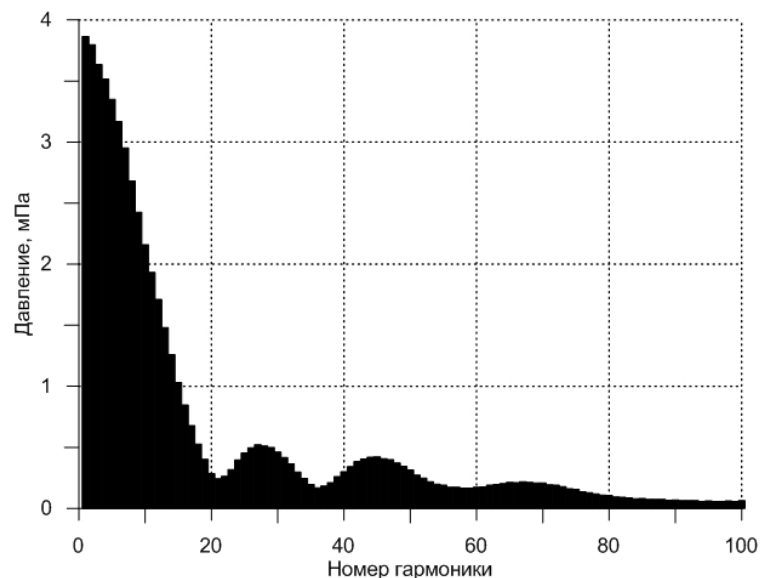


Рис. 3.17. Гармонійний аналіз запису p_n датчиком тиску палива у вигляді гістограми у частотному діапазоні: $n = 248$ об/хв, $m = 32$

Розроблені програмні засоби гармонійного аналізу дозволяють провести порівняння частотних характеристик в графічній формі. Таке подання інформації наведено на рис. 3.18, 3.19, 3.20. Розглядаються ті ж режими, що й раніше: мінімальної частоти обертання $n_p = 33$ і 46 об/хв, а також $n_p = 248$ об/хв, близький до номінальних обертів.

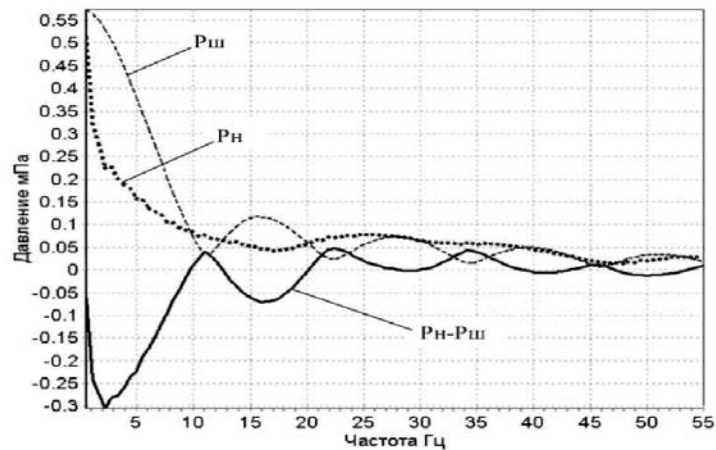


Рис.3.18. Порівняння частотних характеристик p_n і $p_{ш}$ при $n = 33$ об/хв.

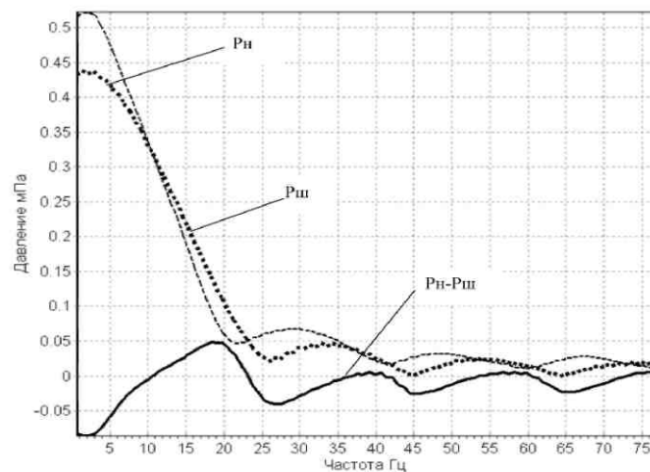


Рис. 3.19. Порівняння частотних характеристик p_n і $p_{ш}$ при $n = 46$ об/хв.

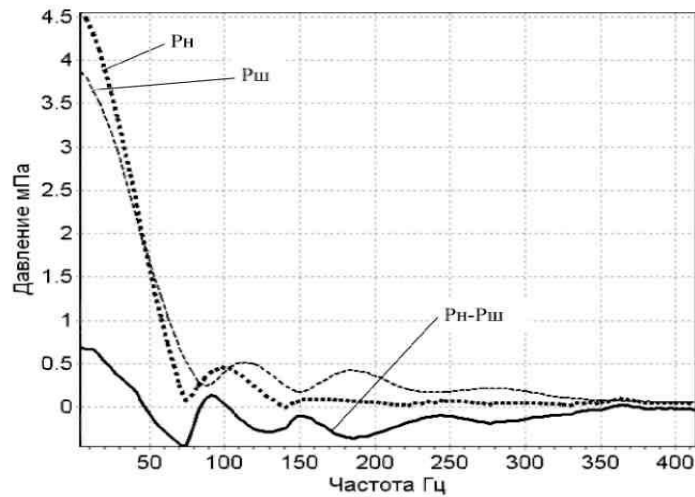


Рис.3.20. Порівняння частотних характеристик p_n і p_{sh} при $n=248$ об/хв

На кожному графіку показані три криві. Дві відносяться до огинаючих амплітуд частот для різних датчиків (p_n і p_{sh}), а третя відповідає їх різниці – ($p_n - p_{sh}$).

Найбільш істотним є відмінність в параметрах на частоті обертання, що дорівнює 33 об/хв. Максимальна розбіжність відноситься до 2 Гц, що відповідає гармоніці першого порядку. Починаючи з частоти $f = 10$ Гц, амплітудні значення гармонік обох датчиків відрізняються незначно. З підвищенням частоти обертання частотні параметри датчиків зближуються. На наступній частоті обертання ($n = 46$ об/хв, рис. 3.19) значної різниці немає (різниця амплітуд майже в 5 разів менше в порівнянні з попереднім режимом). Що стосується частотного діапазону розглянутих гармонік, то

він розширюється зі зростанням частоти обертання. Так, якщо в першому випадку він укладається в 10 Гц, то при $n = 46$ об/хв це вже 20 Гц.

Якісно ця тенденція справедлива і на третьому з розглянутих режимів ($n = 248$ об/хв, рис. 3.20). Криві p_n і p_{sh} відрізняються незначно, змінюється лише знак різниці. Діапазон істотних частот продовжує розширюватися і становить 70 Гц.

Для аналізу метрологічних особливостей запису тиску за допомогою «Ш-Д» необхідно провести оцінку впливу власних коливань елементів, які беруть участь в передачі зусилля від тиску палива в ПНВТ до «Ш-Д».

Логічним є викликати ці коливання незалежним джерелом – за допомогою ударного навантаження.

Такий експеримент був проведений, а аналіз деформацій датчика представлений на рис. 3.21. Частотний діапазон для аналізу встановлено зі значним запасом за відношенням до режиму максимальної частоти обертання (перевищення більше ніж в два рази). Шкала амплітуд є умовною, оскільки зіставлення виконується за сумарним значенням в умовах процесу впорскування.



Рис.3.21. Частотні характеристики власних коливань стенду.

Порівнюючи запис $p_{ш}$ на різних режимах впорскування з частотною характеристикою власних коливань, зупинимося, в першу чергу, на діапазонах, де значення амплітуд гармонік є значними. Як зазначено вище це частоти з верхніми значеннями $f = 10, 20$ і 70 Гц.

Звертаючись до графіка власних коливань відзначимо що, очевидно, запис на рис. 3.10 - 3.12 є сумарним від дії тиску палива і впливу власних коливань. У робочому запису не проглядається їх впливу, що свідчить про незначну амплітуду гармонік власних коливань.

Що стосується більш високих частот, то крім їх незначної участі у формуванні робочого вихідного сигналу $p_{ш}$ тиску палива, слід відзначити відсутність видимого впливу власних коливань вимірювальної системи. Це справедливо також і для ділянки з максимальними амплітудами власних коливань $f \approx 150-200$ Гц.

Висновки до гл. 3

Проведено аналіз конструкції системи упорскування. Для розробки комбінованого датчика тиску палива прийнята шпилька кріплення ПНВТ («шпилька-датчик» – Ш-Д).

Виконано конструктивне опрацювання та аналіз характеристик вимірювального тракту в складі: елемент, що деформується (шпилька) – тензодатчик – тензостанція – осцилограф. Всі елементи тракту задовольняють умовам реєстрації тиску в порожнині ПНВТ.

Отримано експериментальні дані – осцилограми подачі палива, записані синхронно базовим і комбінованим датчиками. Для більшості режимів роботи ПА осцилограми близькі, і Ш-Д може бути використаний для реєстрації гідродинамічних процесів упорскування палива. Виняток становлять режими мінімальної частоти обертання з розділеним упорскуванням, коли спостерігається згладжування процесу коливання елементами, які беруть участь у передачі зусиль від тиску палива на Ш-Д. Однак і в цьому випадку отримана інформація може бути використана для інженерної оцінки процесу подачі палива.

В якості додаткового джерела інформації Ш-Д можна застосовувати для реєстрації вібрації двигуна.

З метою більш детального дослідження метрологічних характеристик вимірювальної системи на базі розробленого вимірювального перетворювача виконано порівняльний аналіз амплітудно-частотних параметрів запису тиску палива.

Для цього використаний метод дискретного (ДПФ) і зворотного ДПФ перетворення Фур'є. Підготовлена розрахункова схема, розроблені алгоритм і програма обробки осцилограм. Забезпечено спеціалізований інтерфейс, орієнтований на вирішення поставленого завдання.

Результати частотного аналізу підтвердили дані, отримані порівнянням осцилограм. Амплітудно-частотні параметри запису обома датчиками не мають істотних відмінностей на всіх режимах за винятком розділеного впорскування. На цьому режимі при мінімальній частоті обертання, рівній 33 об/хв, спостерігається найбільша розбіжність при 2Гц.

ГЛАВА 4

КОНТРОЛЬ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕСУ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА

4.1 Гідродинамічний розрахунок подачі палива.

Одним з основних умов забезпечення ефективної експлуатації суднових дизелів є підтримка заданих характеристик впорскування палива. Для його виконання необхідний поточний контроль стану елементів паливної апаратури двигуна. При цьому потрібно оцінювати характер несправностей і причини їх появи.

Сучасний стан теорії процесу впорскування палива в дизелях дозволяє досить точно описувати гідродинамічні процеси в паливній апаратурі дизелів. Реалізація таких моделей на комп'ютерах створює передумови для контролю поточного стану паливної апаратури шляхом порівняння параметрів, що реєструються з розрахунковими в режимі реального часу.

При виборі моделі процесу подачі палива для імітаційного моделювання проведемо короткий аналіз різних підходів до розрахунків впорскування палива. Вдала класифікація методів таких розрахунків проведена професором Ю.Я. Фоміном [99].

Методи розрахунку базуються або на статичній, або на динамічній теорії впорскування.

Статична теорія представлена в роботах Г. Г. Калиша [41, 75], Б.І. Сіфмана [89], Н. А. Андріївського і А. А. Фадині [7], О. Лютца [50] та інших. Відповідно до цієї теорії паливо розглядається як нев'язка стислива рідина, а хвильовий характер процесів, що відбуваються, не враховується. Досвід показав, що розрахунок за такою методикою дає хороші результати в паливних системах з малим об'ємом між плунжером насоса і сопловими отворами розпилювача, наприклад, в насос-форсунках і акумулюючих форсунках. У цьому випадку тиск в паливній системі швидко вирівнюється, і

без шкоди для точності розрахунку впливом виникаючих хвиль можна знехтувати.

В якості критерію для поділу областей застосування статичної та динамічної теорій впорскування можна використовувати запропоноване Б.А. Юніціном [103] наступне співвідношення:

$$K = \frac{\varphi_n a}{6n2L} ,$$

де φ_n – тривалість подачі згідно насосу в градусах;

a – швидкість розповсюдження збурень вздовж трубопроводу в м/с;

n – число обертів паливного насоса в хвилину;

L – довжина нагнітального трубопроводу в м.

Динамічна теорія впорскування заснована на рішенні хвильового рівняння при граничних і початкових умовах, що визначаються конструкцією і режимом роботи паливної системи. У цьому випадку, крім стисливості палива, враховується хвильовий характер поширення збурень у нагнітальному трубопроводі. Ця методика отримала розвиток в працях Ф. Засса [39], Г. Г. Калиша [42, 75], А. Пішингера [80], В. Я. Натанзона [60], І. В. Астахова [9, 10] .

Останнім часом інтенсивні дослідження в області процесів подачі палива в дизелях проводяться в МДВТУ Греховом Л.В. [26, 28, 46]. Створені математична модель та програмний комплекс ВПОРСКУВАННЯ для досліджень подачі палива. Останній доступний для вільного інтерактивного користування в Інтернеті.

З численних методів розрахунку течії в трубопроводі, на думку автора, виправдані одномірні моделі. Однак, не всі з них забезпечують облік змінності швидкості звуку, перетину трубопроводу, конвективних потоків, гідродинамічного тертя, неізотермічності, двофазності палива, не спотворюють рішення за рахунок "розмивання" хвиль, схемної в'язкості. Найбільшою мірою цим вимогам відповідає методологія розпаду довільного

розриву. Один з двох варіантів рішення ґрунтується на рівняннях нестационарного руху і нерозривності стисливої в'язкої рідини в каналі змінного перетину [28]. Зміна перетину каналу розглядається як фактор геометричних параметрів каналу і його деформації.

Інша, концептуально близька модель течії в трубопроводі – консервативний метод розпаду розриву безпосередньо використовує методологію С.К. Годунова [4]. В обох випадках для прискорення розрахунку і без втрат для точності приймається відсутність сильних коливань параметрів (тобто відсутність розривів їх похідних), що відповідає умовам ППА.

Для вирішення завдання супроводу експлуатаційного контролю подачі палива в якості базової моделі доцільно використовувати гідродинамічний метод розрахунку процесу упорскування Ю.Я.Фоміна [99, 100, 101].

Зазначений метод розрахунку процесу упорскування базується на рівняннях руху в'язкого палива, в яких враховується гідравлічний опір нагнітального трубопроводу. При обліку гідравлічного опору рух в'язкого палива в нагнітальному трубопроводі визначається системою наступних наближених диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} + \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial t} + 2 \cdot \rho \cdot k \cdot u &= 0 \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{a^2 \cdot \rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.1)$$

де p і u – тиск і швидкість руху палива; x – координата довжини нагнітального трубопроводу від його початку; k – фактор гідравлічного опору.

При виведенні рівнянь (4.1) були зроблені наступні допущення:

потік палива прийнятий одновимірним, а в рівняння входять середні в перетинах швидкості і тиски; конвективні члени $u \frac{\partial u}{\partial x}$ і $u \frac{\partial p}{\partial x}$ не

враховуються у зв'язку з дуже малою швидкістю течії палива в порівнянні зі швидкістю звуку; густина палива прийнята постійною; рух палива ізотермічний.

Гідравлічний опір трубопроводу враховується членом $2 \cdot \rho \cdot k \cdot u$, що входить в перше рівняння системи (4.1), при цьому фактор гідравлічного опору визначається для ламінарного потоку за формулою

$$k = \frac{16\nu}{d_\tau^2},$$

а для турбулентного потоку

$$k = \frac{\lambda u}{4 \cdot d_\tau},$$

де λ – коефіцієнт опору тертя одиниці відносної довжини (довжини в один діаметр) труби; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості палива.

Отже, за ламінарного потоку гідравлічний опір пропорційний першому ступеню швидкості потоку (u), а за турбулентного – другому ступеню (u^2), причому в останньому випадку перше рівняння системи (4.1) є нелінійним. Лінеаризація зазначеного рівняння проводиться підстановкою:

$$k = \frac{\lambda u}{4d_\tau} \approx \left(\frac{\lambda u}{4d_\tau} \right) = \frac{\lambda_{\text{ср}} u_{\text{ср}}}{4d_\tau},$$

тобто коефіцієнт k приймається постійним і рівним його середньому значенню за довжиною і часом. Для зменшення похибок при такій заміні необхідно розрахункові ділянки вибирати якомога меншими.

Коефіцієнт λ в загальному випадку залежить як від числа Рейнольдса Re , так і від шорсткості труб, тобто від середньої висоти виступів шорсткості труб. Якщо труби мають порівняно малу шорсткість, то для деякого інтервалу значень Re за турбулентного потоку коефіцієнт можна представити

як функцію лише числа Re і визначити за формулою Блазіуса для технічно гладких труб

$$\lambda \approx \frac{0.316}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (4.2)$$

З підвищенням швидкості потоку, тобто числа $Re = u \cdot (d_T / \nu)$, коефіцієнт λ вже залежить не тільки від числа Re , але і від шорсткості труб Δ_T , тобто $\lambda = f(Re; \Delta_T)$, а з деякого значення Re настає режим турбулентної автомодельності, за якого коефіцієнт λ вже не залежить від числа Re і стає постійним для кожної шорсткості.

Як показують дослідження багатьох авторів, режим руху палива в нагнітальному трубопроводі суднового дизеля в більшості випадків є турбулентним і з достатньою для практичних розрахунків точністю λ може бути визначений за формулою (4. 2).

Система рівнянь (4.1) перетвориться до вигляду, зручного для проведення розрахунку процесу упорскування. В результаті отримують так зване телеграфне рівняння [99, 100]

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{2k}{a^2} \cdot \frac{\partial u}{\partial t} = 0 \quad (4.3)$$

Рішення наведеного рівняння виконується різницеvim методом в прямокутній сітці-таблиці (рис. 4.1). Рівняння (4.3) вирішено уздовж характеристик $\frac{dt}{dx} = \frac{1}{a}$ причому швидкість в точці з координатами $n + 1$ і $n + 2$ визначається за формулою:

$$u_{n+1,l+2} = b_1(u_{n,l} + u_{n+1,l}) + b_2(u_{n+2,l+1} - u_{n+1,l}) + b_3 u_{n,l+1}, \quad (4.4)$$

де n – номер розрахункового перерізу трубопроводу; l – номер розрахункової ділянки часу.

де $p_{\text{вс}}$ – тиск палива у всмоктувальній порожнині насоса; h – хід плунжера; u – підйом нагнітального клапана; $f_{\text{щ}}$ – площа прохідного перетину нагнітального клапана під час його підйому; $\mu_{\text{щ}}$ – коефіцієнт витрати палива через прохідну щілину між клапаном і його сідлом; $\mu_{\text{о.в}}$, $f_{\text{о.в}}$ – ефективний перетин всмоктувальних і відсічних вікон (клапанів).

Рівняння (4.5), (4.6) – рівняння суцільності потоку; перше для порожнини нагнітання, друге для порожнини штуцера насоса.

Для форсунок закритого типу (рис. 4.2) основні граничні умови

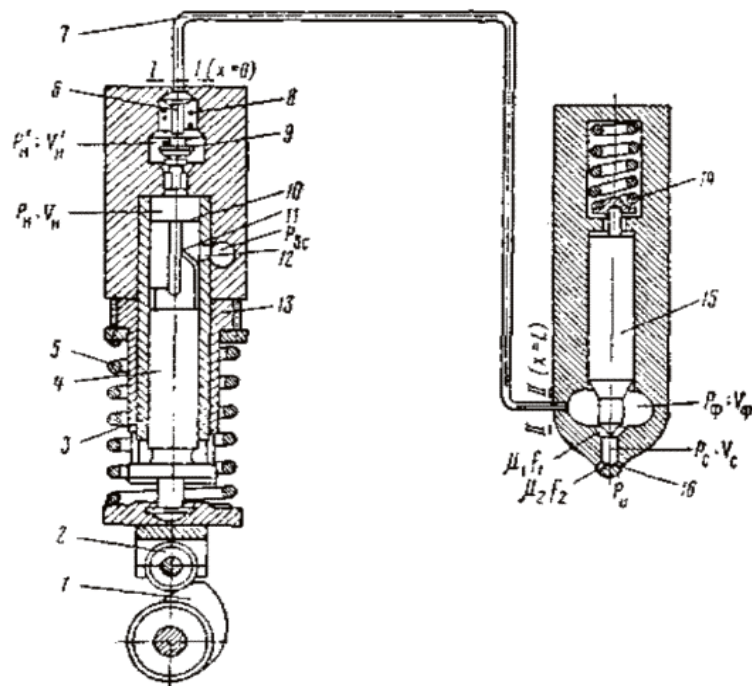


Рис. 4.2. Схема паливної системи з насосом золотникового типу і форсункою закритого типу: 1 – кулачна шайба; 2 – ролик; 3 – втулка плунжера; 4 – плунжер; 5 – пружина; 6 – обмежувач підйому клапана; 7 – нагнітальний трубопровід; 8 – пружина; 9 – нагнітальний клапан; 10 – нагнітальна кромка плунжера; 11 – відсічна кромка плунжера; 12 – всмоктувальне і відсічне вікно; 13 – поворотна втулка; 14 – пружина; 15 – голка форсунки; 16 – соплові отвори.

визначаються рівнянням суцільності:

$$\alpha V_{\text{ф}} \frac{dp_{\text{ф}}}{dt} = f_{\text{г}} \cdot u_L -$$

$$- \varepsilon \cdot f_{\text{с}} \frac{dz}{dt} - \xi \cdot \mu_{\text{с}} \cdot f_{\text{с}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{\text{ф}} - p_{\text{ц}}}, \quad (4.7)$$

де V_{ϕ} – об'єм камери розпилювача форсунки; f_r – площа поперечного перерізу голки форсунки.

Крім наведених залежностей до складу граничних умов входять рівняння руху нагнітального клапана ПНВТ, голки форсунки, а також допоміжні залежності, які визначають характеристики палива, конструктивні і гідравлічні параметри елементів системи.

4.2 Імітаційне моделювання процесу впорскування палива.

Як об'єкт дослідження прийнята паливна апаратура суднового середньообертового двигуна ЧН25/34. Конструкція ПНВТ і форсунки наведена на рис. В.1 і В.2 Додатку В.

Насос високого тиску золотникового типу з регулюванням за рахунок кінця подачі. Діаметр плунжера 16 мм, хід – 16 мм. Форсунка з пружинним замиканням голки забезпечена розпилювачем, який має 9 отворів діаметром 0,35 мм під кутом 140° і один центральний діаметром 0,2 мм.

Тиск підйому голки становить 20,6 МПа.

Інші параметри системи упорскування і умови моделювання містяться в табл. Е.1- Е.3 додатку Е.

Для оцінки ефективності імітаційного моделювання при аналізі даних поточного контролю процесів впорскування проведені розрахунки подачі палива за різних значень ефективного перетину розпилювача форсунки.

Імітаційне моделювання проведено в діапазоні від 0,6 до 1,6 від номінального значення μf_c . При базовій величині $\mu f_c = 0.589 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ це склало $(0.353 - 0.942) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

Розрахунки виконані на ПК стаціонарного і мобільного виконання з використанням методу професора Ю.Я.Фоміна і програми, основні блоки якої він же і створив.

Результати проведеного дослідження представлені в графічній формі на рис. 4.3, 4. 4. Побудову графіків виконано в пакеті Grafer10.

Рис. 4.3 містить узагальнену інформацію за усіма дослідженими варіантами зміни μf_c . Можна відзначити, що зменшення ефективного перетину розпилювача надає більш істотний вплив, ніж його збільшення.

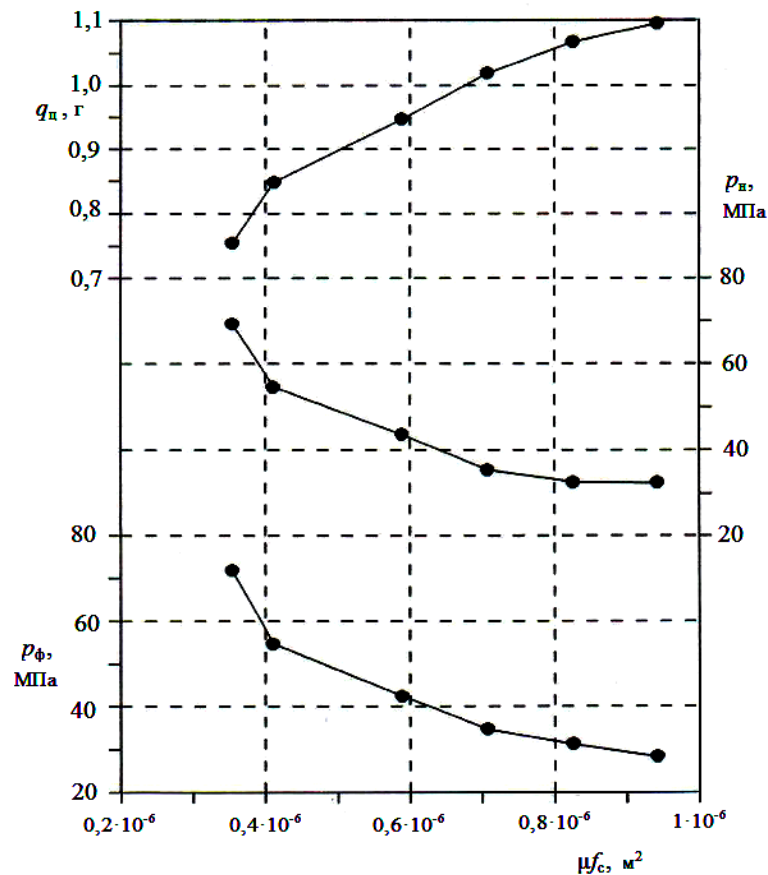


Рис. 4.3. Залежність параметрів подачі палива від величини ефективного перетину розпилювача

Так, зниження значення μf_c на 40% викликає зростання тиску в системі близько до 70%, що практично співпадає як у ПНВТ, так і в форсунці. У той же час рівне збільшення μf_c призводить до зниження цих параметрів тільки на 35%. Додаткове збільшення μf_c ще на 20% практично не позначається на тиску в насосі. Тиск у форсунці при цьому знизився ще на 15%.

Залежність циклової подачі від величини μf_c має інший характер. Із зростанням ефективного перетину розпилювача циклова подача також збільшується. Відносний вплив при цьому зберігається. Для першого

варіанту, розглянутого вище, скорочення $q_{ц}$ склало 57%, що дещо несподівано з урахуванням одночасного зростання тиску в системі.

Для ділянки збільшення μf_c (за відношенням до номінальної величини) підвищення $q_{ц}$ становить 14% для перших 40% зростання μf_c і тільки 2% при додатковому збільшенні μf_c ще на 20%.

Розвиток процесу впорскування за різного стану розпилювача показано на осцилограмах рис. 4.4. Тут дані суміщені криві для крайніх досліджених

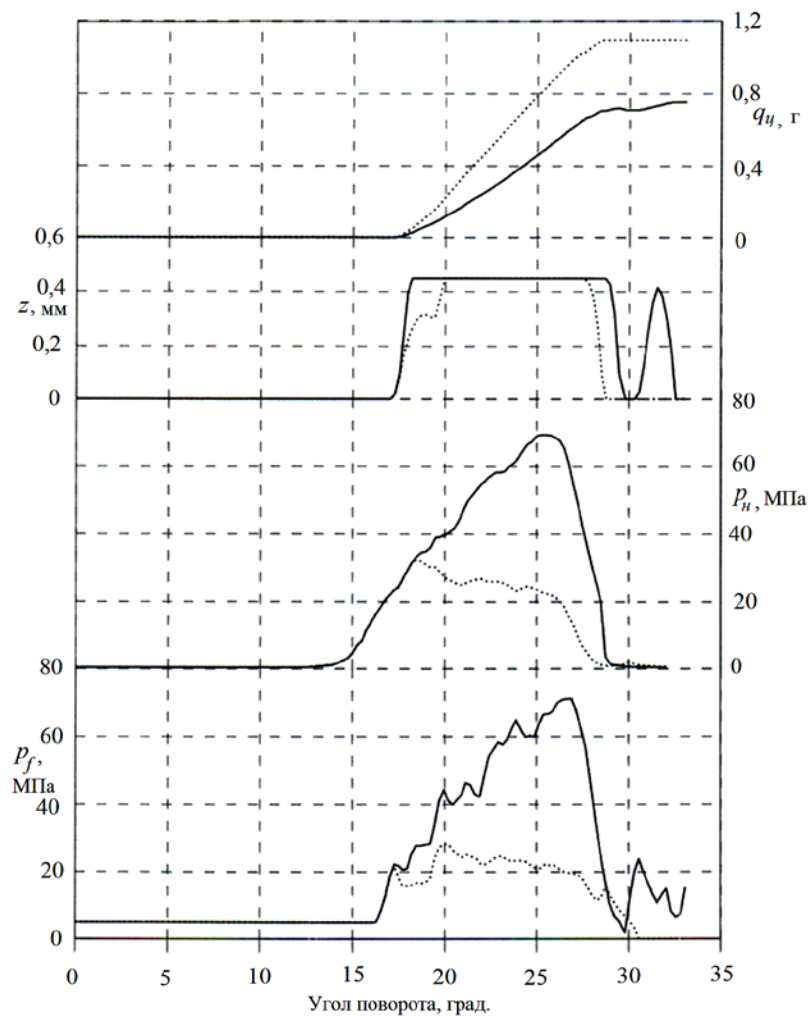


Рис. 4.4. Осцилограми подачі палива при різних величинах μf_c :

..... $\mu f_c = 0.9420 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; — $\mu f_c = 0.3530 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$

режимів.

Початкова фаза підвищення тиску в системі ідентична в умовах, що розглядаються.

З початком підйому голки спостерігається істотна відмінність в ході подальшої зміни тиску в форсунці. По-перше, характерне для систем безпосередньої дії короткочасне припинення наростання тиску і одночасне його падіння більш інтенсивно для збільшеного μf_c . По-друге, що більш істотно, велика частина основного впорскування відбувається за незначних коливань тиску. Характеристика впорскування близька до процесу в акумуляторній системі.

Крива тиску при мінімальній величині μf_c характерна для систем безпосередньої дії. Можна відзначити лише наявність пологого переднього і крутого заднього фронту на кривій p_{ϕ} . Загальною порівняльною оцінкою розвитку процесу в форсунці є значне підвищення максимального тиску і сумарної енергії, що підводиться до палива.

Сказане близьке і до процесу в ПНВТ. Природне зміщення за кутом збурень, що приходять від форсунки, і згладжений характер коливань тиску.

Що стосується руху голки, то очікуваним є скорочення кута впорскування при зростанні μf_c і поява підвпорскування у варіанті мінімального ефективного перетину розпилювача.

Висновки до глави 4

Запропоновано методику оцінки впливу експлуатаційних факторів на характеристики процесу впорскування палива в дизелях з використанням математичних моделей та імітаційного моделювання подачі палива.

Проведено аналіз методів розрахунку процесів впорскування палива. Для розрахункового дослідження використані диференціальні рівняння другого порядку в частинних похідних, що враховують в'язкість і стисливість палива.

На базі робіт професора Ю.Я.Фоміна [99, 100] обраний метод рішення рівнянь, складені вирази для граничних умов, підготовлений алгоритм, програма та визначено вихідні дані для розрахунку системи упорскування палива судового середньообертного дизеля.

На прикладі розпилювача форсунки показана можливість аналізу впливу зміни його стану на процес подачі палива.

Отримано кількісні характеристики зміни параметрів упорскування при загорянні і зносі соплових отворів розпилювача форсунки.

ВИСНОВКИ

Дисертаційне дослідження спрямоване на вирішення науково-прикладного завдання – підвищення ефективності експлуатації суднових дизелів шляхом забезпечення специфікаційних показників протягом життєвого циклу за рахунок контролю і управління процесами впорскування палива із застосуванням розробленого в дисертації методу реєстрації впорскування комбінованими вимірювальними перетворювачами і ідентифікації якості процесу з використанням математичних моделей.

Сучасні високофорсовані судові дизелі мають високі енергетичні та екологічні характеристики. Однак в експлуатації ці показники знижуються в результаті дії численних факторів. Для забезпечення базових параметрів необхідний постійний контроль основних робочих процесів. До них, в першу чергу, відноситься впорскування палива, яке в значній мірі визначає всі показники двигуна. Розвиток і вдосконалення методів контролю процесів впорскування є актуальним завданням в науковому та практичному плані.

У дисертації ця задача вирішена шляхом застосування систем діагностики на базі комбінованих перетворювачів, які використовують для вимірювання конструктивні елементи паливної апаратури.

Розроблена і реалізована в дослідному зразку система реєстрації процесу впорскування забезпечує безперервний контроль за роботою паливної апаратури і створює можливість постійного автоматизованого аналізу її стану. Детальне дослідження показало, що метрологічні характеристики системи на основних експлуатаційних режимах рівноцінні традиційним пристроям з прямим вимірюванням тиску. Останні, однак, не знаходять широкого застосування в експлуатації.

Головним науковим результатом дисертаційної роботи є створення способу контролю процесу впорскування палива, що використовує конструктивні елементи паливної апаратури в якості комбінованих вимірювальних перетворювачів. Амплітудно-частотні параметри

вимірювальних трактів систем на базі комбінованих перетворювачів забезпечують якість реєстрації близької до прямих вимірювань параметрів робочих процесів для всіх експлуатаційних режимів крім високочастотних дрібних на малих подачах в системах впорскування палива.

Основні наукові і практичні результати дисертаційного дослідження.

1. Головними інформативними властивостями діагностичних ознак є діагностична цінність (вага) і чутливість. Чим вище інформативність, тим вище ймовірність виявлення ознак можливої відмови ОД на ранній стадії розвитку несправності. Такими ознаками є для робочого процесу тиск газів в циліндрі, а для подачі палива тиск у ПНВТ. Для запису цього параметра найчастіше використовуються тензометричні і п'єзоелектричні датчики. Можливе використання вимірювальних перетворювачів, суміщених з конструктивними елементами двигунів.

2. Загальним в більшості методик обробки сигналів діагностичних параметрів є використання еталонних характеристик, розроблених для конкретних двигунів і певних умов їх роботи.

Так як процеси, що відбуваються в дизелях, мають стохастичний характер, то оптимальним шляхом вирішення проблеми створення алгоритмічного забезпечення СТД може явитися ймовірно – статистичний підхід.

3. Особливостями процесу подачі палива, що визначають вимоги до методів і засобів контролю, є її велика циклічність, мала тривалість, високі швидкості зміни і великий діапазон вимірюваних величин. Потрібна реєстрація не тільки змінної, але і постійної складової процесу.

4. Здійснено вибір метрологічних засобів для експериментального комплексу, що забезпечує безмоторні випробування вимірювальної системи на базі створеного комбінованого перетворювача, поєднаного з конструктивними елементами системи впорскування.

В якості базового вимірювального компонента прийнятий тензOMETричний дротяний перетворювач, що володіє достатньою чутливістю і хорошими технологічними властивостями. Детально розглянуті метрологічні характеристики тензорезисторів.

Проведена комплектація експериментальної установки на базі безмоторного стенду, проведена збірка і налагодження електромеханічного обладнання, вимірювальної і реєструючої апаратури.

Досліджено метрологічні характеристики датчика підйому голки форсунки.

5. Проведено аналіз конструкції системи впорскування. Для розробки комбінованого датчика тиску палива прийнята шпилька кріплення ПНВТ («шпилька-датчик» – Ш-Д).

Виконане конструктивне опрацювання та аналіз характеристик вимірювального тракту в складі: елемент, що деформується (шпилька) – тензодатчик – тензостанція – осцилограф. Всі елементи тракту задовольняють умовам реєстрації тиску в порожнині ПНВТ.

6. Отримані експериментальні дані – осцилограми подачі палива, записані синхронно базовим і комбінованим датчиками. Для більшості режимів роботи ПА осцилограми близькі, і Ш-Д може бути використаний для реєстрації гідродинамічних процесів упорскування палива. Виняток становлять режими мінімальної частоти обертання з розділеним упорскуванням, коли спостерігається згладжування коливального процесу елементами, які беруть участь у передачі зусиль від тиску палива на Ш-Д. Однак і в цьому випадку отримана інформація може бути використана для інженерної оцінки процесу подачі палива.

В якості додаткового джерела інформації Ш-Д можна застосовувати для реєстрації вібрації двигуна.

7. З метою більш детального дослідження метрологічних характеристик вимірювальної системи на базі розробленого вимірювального перетворювача

виконаний порівняльний аналіз амплітудно-частотних параметрів запису тиску палива.

Для цього використаний метод дискретного (ДПФ) і зворотного ДПФ перетворення Фур'є. Підготовлена розрахункова схема, розроблені алгоритм і програма обробки осцилограм. Забезпечено спеціалізований інтерфейс, орієнтований на вирішення поставленого завдання.

8. Результати частотного аналізу підтвердили дані, отримані порівнянням осцилограм. Амплітудно-частотні параметри запису обома датчиками не мають істотних відмінностей на всіх режимах за винятком розділеного впорскування. На цьому режимі за мінімальної частоти обертання, що дорівнює 33 об / хв, спостерігається найбільша розбіжність при 2Гц.

9. Запропоновано методику оцінки впливу експлуатаційних факторів на характеристики процесу впорскування палива в дизелях з використанням математичних моделей та імітаційного моделювання подачі палива.

10. Проведено аналіз методів розрахунку процесів упорскування палива. Для розрахункового дослідження використані диференціальні рівняння другого порядку в приватних похідних, що враховують в'язкість і стисливість палива.

На базі робіт проф. Ю.Я. Фоміна обраний метод рішення рівнянь, складені вирази для граничних умов, підготовлений алгоритм, програма та визначені вихідні дані для розрахунку системи впорскування палива судового середньообертового дизеля.

11. На прикладі розпилювача форсунки показана можливість аналізу впливу зміни його стану на процес подачі палива.

12. Отримано кількісні характеристики зміни параметрів упорскування при загорянні і зносі соплових отворів розпилювача форсунки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Єршов В.В. Теплотехнічні вимірювання та прилади в суднових енергетичних установках: навч. посіб./ В.В. Єршов. - Миколаїв: НУК, 2007.- 220с.
2. Агеев В.И. Контрольно-измерительные приборы судовых энергетических установок (устройство, эксплуатация, эффективность): справочник./ В.И. Агеев. -Л.: Судостроение, 1985. - 416 с.
3. Айфичер, Э. Цифровая обработка сигналов: практический подход [Текст]: 2-е издание: пер. с англ. / Э. Айфичер, Б. Джервис. - М.: Издательский дом «Вильямс», 2008. - 992 с., ил.
4. Алалыкин Г.Б. Решение одномерных задач газовой динамики в подвижных сетках / Г.Б. Алалыкин, С.К. Годунов.- М.: Наука, 1970. 112 с.
5. Алексеева Т.В. Техническая диагностика гидравлических приводов / Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская., Т.М. Башта и др.; под общ. ред. Башты Т.М. - М.: Машиностроение. 1989. — 264 с.: ил.
6. Амахин В.А. Исследование достоверности определения эффективной мощности главных судовых ДВС различными методами/ В.А. Амахин// Мурманская судоверфь - Вестник МГТУ, том 11, №3, 2008 г.- С. 464-470. [Электронный ресурс]. – Режим доступа-
http://vestnik.mstu.edu.ru/v11_3_n32/articles/15_amak.pdf
7. Андреевский Н.А. Экспериментальное исследование работы и расчет насос-форсунки дизеля «Дженерал-Моторс» 278 / Н.А. Андреевский, А.А. Фадин // -Л, Труды НИДИ, книга 5, Машгиз, 1948.
8. Анисин Д.Д. Сравнительные испытания двигателя 7 ДКРН 80/160-4 при штатной и модернизированной красномедными поясками топливной аппаратуре / Д.Д. Анисин, Ф.А. Васькевич, Л.П. Демьяненко, А.Т. Дереповский, Ф.К. Травин // Экспресс-информация «Морской транспорт», серия «Техническая эксплуатация флота», 1989 - №17, М.: ВО «Мортехинформреклама» .– С. 7-21.

9. Астахов И.В. Динамика процесса впрыска топлива в быстроходных дизелях / И.В. Астахов // Труды МАП, № 154. - 1948.

10. Астахов И.В. Гидравлический расчет и выбор основных параметров топливных систем двигателей с воспламенением от сжатия/ И.В. Астахов //Труды НИЛД, № 1. - 1955.

11. Белоконь В. П. Из опыта эксплуатации системы технической диагностики судовых дизелей: реферат слушателя курсов повышения квалификации судовых механиков ЛВИМУ им. адм. С. О. Макарова/ В. П. Белоконь.- СПб., 1985. - 35с.

12. Беляев В. И. Метод и средства вибрационного диагностирования, основных элементов топливоподающей системы высокого давления тракторного дизеля [Текст]: дис.... канд. техн. наук / Беляев Владимир Иванович.- М.: ГОСНИТИ, 1979.- 196 с

13. Биргер И.Л. Техническая диагностика / И.Л. Биргер -М.: Машиностроение, 1978.- 240 с.

14. Варнаков В. В. Повышение параметрической надёжности дизельного двигателя регулировкой угла опережения впрыска топлива [Текст] / В. В. Варнаков, А. Н. Еремеев, Д. В. Варнаков // Ремонт, восстановление, модернизация.- 2008. - №5. - С. 37-40.

15. Васькевич Ф. А. Повышение эффективности эксплуатации главных судовых дизелей методами регулирования и диагностики топливной аппаратуры: автореферат дис.... докт. техн. наук: специальность ВАК РФ 05.08.05 / Васькевич Фёдор Афанасьевич// Санкт-Петербург, – 2009.

16. Васькевич Ф.А. Погрешности индицирования главного судового дизеля / Ф. А. Васькевич //Двигателестроение.– 1988.– №8.– С. 8-11.

17. Возницкий И. В. Контроль и диагностика технического состояния судовых дизелей: тексты лекций / И. В. Возницкий// - М.; В/О «Мортехинформреклама», 1984 — 36 с.

18. Возницкий И. В. Метод построения таблицы неисправностей для диагностирования рабочего процесса дизелей / И. В. Возницкий, А. С. Бедай // Сборник научных статей «Автоматизация энергетических установок судов». — М.: В/О Мор-техинформреклама, 1983. - С. 8-15.

19. Возницкий И. В. Диагностирование рабочего процесса судового дизеля/ И. В. Возницкий, Ю. А. Орехов, А. С. Пунда // Сб. научных трудов «Судовые силовые установки». - М.; ЦРИА «Морфлот», 1980.

20. Волкова Л. Ю. Совершенствование диагностирования технического состояния форсунок тепловозных дизелей [Текст]: дис....канд. техн. наук; специальность 05.22.07 - «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» / Волкова Лариса Юрьевна.- ОмГУПС. Омск 2014.

21. Володин А.И. Разработка методов и технических средств диагностирования топливной аппаратуры дизелей типа ПД1М на основе анализа вибросигналов : отчет № 589 о НИР (заключительный) / ОмИИТ; рук. работы А.И. Володин// –Омск, 1988. – 53 с.

22. Габитов И. И. Топливная аппаратура автотракторных дизелей [Текст] / И. И. Габитов, А. В. Неговора // Уфа: БГАУ, 2004. - 216 с.

23. Гаврилов В.С. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок / В.С. Гаврилов, С.В. Камкин, В.П. Шмелев // - М.: Транспорт, 1985. - 288 с.

24. Горбунов В. В. Токсичность двигателей внутреннего сгорания [Текст]: учеб. пособие / В. В. Горбунов, Н. Н. Патрахальцев // М.: изд-во РУДН, 1998.-214с., ил.

25. Грановский В. А. Динамические измерения: Основы метрологического обеспечения/ В. А. Грановский// — Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1984. — 224 с., ил.

26. Грехов Л.В. Научные основы разработки систем топливоподачи в цилиндры двигателей внутреннего сгорания: автореферат дис... докт. техн. наук/ Грехов Леонид Вадимович - М., 1999. - 32 с.

27. Грехов Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей [Текст]: учебник для вузов / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. -М.: Легион-Автодата, 2004. 344 с., ил.

28. Грехов Л.В. Уточненная математическая модель процесса подачи топлива в дизеле/ Л.В. Грехов // Известия вузов. Машиностроение. - 1997. - № 10-12. - С. 47-51.

29. Данилов В. И. Виброударный метод определения параметров топливоподачи впрыскивающей системы дизеля [Текст]: дис.... канд. техн. наук / Данилов Виктор Иванович . -М.: ГОСНИТИ, 1989. 187с.

30. А.с. № 1564373, F02 М 65/00, СССР. Устройство для определения параметров процесса впрыска топлива форсункой дизельного двигателя [Текст] / В. И. Данилов [и др.]// 15.05.90. -Бюл. № 18.

31. Данилов С. В. Автоматизация измерений параметров подачи топлива насосом высокого давления дизеля [Текст] / С. В. Данилов // Техника и оборудование для села. — 2008. — № 8. — С. 34—35.

32. Данилов С. В. Измерение подачи топлива в дизеле по виброударному импульсу струи в ультразвуковом диапазоне частот [Текст] / С. В. Данилов //Международный научный журнал. 2008. - № 4. - С. 51—54.

33. Данилов С. В. Измерение цикловой подачи топлива [Текст] / С. В. Данилов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2009. - № 7.- С. 20.

34. Данилов С. В. Оценка технического состояния топливного насоса высокого давления дизеля по виброударному импульсу струи [Текст] / С. В. Данилов // Техника и оборудование для села. 2008. — № 5. - С. 32-33.

35. Патент на полезную модель РФ № 69167. Устройство для определения параметров процесса топливоподачи дизельной топливной аппаратуры [Текст] / С. В. Данилов, В. И. Данилов, Е. А. Пучин// -10.12.2007. -Бюл. № 34.

36. Девянин С. Н. Совершенствование процессов топливоподачи и смесеобразования в дизеле [Текст] / С. Н. Девянин, В. А. Марков, Е. А. Сиротин // Грузовик &. 2003. - № 11. - С. 21-26.
37. Дмитриевский Е. В. Построение алгоритма диагностирования малооборотного дизеля на основе регрессионных моделей (для использования с устройством К- 748) / Е. В. Дмитриевский, М. И. Левин, А. А. Обозов, С. М. Шелков // Двигателестроение, 1984, №1. - С. 46-49.
38. Живоченко, А. В. Датчик для записи подъема иглы форсунки дизеля / А.В. Живоченко, Л.Ю. Михайлова // Вестник Павлодарского университета. - 2001. – № 4. – С. 110 - 112.
39. Засс Фридрих. Бескомпрессорные двигатели Дизеля/ Фридрих Засс.- ОНТИ, 1935.
40. Ивановский В.Г. Особенности мониторинга и диагностики рабочего процесса судовых среднеоборотных дизелей программно-аппаратным комплексом D4.0H/ В.Г. Ивановский, Р.А. Варбанец// Вісник СевДТУ. Вип. 87: Механіка, енергетика, екологія: зб. наук. пр. — Севастополь: СевНТУ, 2008.- С.86-91.
41. Калиш Г.Г. Исследование форсунок бескомпрессорных дизель-моторов/ Г.Г. Калиш// Известия НАТИ, № 3—4, 1932.
42. Калиш Г.Г. Влияние местного объема в конце топливопровода на отражение волн давления/ Г.Г. Калиш, А.И. Долбин// Дизелестроение. 1938, № 1. С14-16.
43. Колчин А.В. Датчики средств диагностирования машин/ А.В. Колчин. - М.: Машиностроение, 1984. - 120 с.
44. Коньков А. Ю. Средства и методы диагностирования дизелей по индикаторной диаграмме рабочего процесса: монография / А. Ю.Коньков, В. А. Лашко. — Хабаровск: - ДВГУПС, 2007. - 147 с.
45. Кочерга В.Г. Технология оценивания технического состояния форсунок дизелей / В.Г. Кочерга // Наука –Хабаровскому краю: материалы

XI краевого конкурса молодых ученых. – Хабаровск: Тихоокеан. гос. ун-т, 2009. – С. 43–55.

46. Кулешов А.С. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания / А.С. Кулешов, Л.В. Грехов. - М.: МГТУ, 2000. – 64 с.

47. Кулешов А. С. Многозонная модель для расчёта сгорания в дизеле. 1. Расчёт распределения топлива в струе [Текст]/ А. С. Кулешов//: Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. — Сер. «Машиностроение», 2007. — С. 18—31.

48. Лашко В. А. Диагностика угла опережения впрыска топлива и его влияние на протекание рабочего процесса дизеля / В.А. Лашко, Ю.П. Макушев, Л.Ю. Михайлова // Материалы Межд. науч.-техн. конф. «Двигатели 2013». – Хабаровск: Тихоокеан. гос. ун-т, 2013. – С. 201 – 213.

49. Львовский Е.Н. Статистические методы построения эмпирических формул/ Е.Н. Львовский. - М.: Высшая школа, 1982. - 224 с.

50. Лютц О. Процессы впрыскивания в закрытых форсунках бескомпрессорных дизелей / О. Лютц// Двигатели внутреннего сгорания: сборник монографий из иностранной литературы, - перевод под редакцией С. Н. Васильева, т. V, ОНТИ, 1939.

51. Макушев Ю. П. Диагностика форсунок дизелей, их регулировка и восстановление / Ю.П. Макушев, Л.Ю. Михайлова // Актуальные проблемы создания, проектирования и эксплуатации современных двигателей внутреннего сгорания : сб. науч. тр. / под ред. проф. В.А. Лашко. - Хабаровск: Тихоокеан. гос. ун-т, 2012. – Вып. 5. – С. 125 – 132.

52. Макушев Ю. П. Датчики для осциллографирования процесса впрыска топлива в дизелях. Ориентированные фундаментальные и прикладные исследования – основа модернизации и инновационного развития архитектурно-строительного и дорожно-транспортного комплексов России / Ю.П. Макушев, А.В. Филатов, Л.Ю. Михайлова // Матер. 66-й Межд. науч.-практ. конф. – Омск : СибАДИ, 2012. – Кн. 2. – С. 67 – 71.

53. Макушев Ю. П. Методика диагностики топливной аппаратуры дизеля по изменению давления на входе в форсунку и движения иглы / Ю.П. Макушев, Л.Ю. Михайлова, А.В. Филатов // Материалы Международной научно-практической конференции. – Пермь, 2012. – Т. 1. – С. 347 – 354.

54. Маркелов А.А. Диагностирование дизеля по результатам расчетно-экспериментального исследования индикаторной диаграммы в условиях рядовой эксплуатации: автореферат дис.... канд. техн. наук: специальность ВАК РФ 05.04.02 / Маркелов Андрей Александрович. - Хабаровск: Тихоокеанский гос. ун-т, 2007. с.21.

55. Марков В. А. Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях Текст. / В. А. Марков, С. Н. Девянин, В. И. Мальчук. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. - 360 с.

56. Методические указания. Техническая диагностика. Правила и критерии определения периодичности диагностирования технических систем. РД 50-565-85. М; Изд-во стандартов, 1986. 28 с.

57. Михайлова Л.Ю. Диагностика форсунки дизеля по анализу хода иглы и утечкам топлива /Л.Ю. Михайлова // Вестник инновационного евразийского университета. – Павлодар, 2011. – № 3 (43). – С. 99 – 105.

58. Михайлова Л.Ю. Датчик давления для осциллографирования хода иглы распылителя форсунки / Л.Ю. Михайлова // Материалы 65-й Всероссийской научно-технической конференции ФГБОУ ВПО «СибАДИ» – Омск, 2011. – Кн. 2. – С. 397 – 402.

59. Михайлова Л.Ю. Диагностирование форсунки и насоса высокого давления по анализу движения иглы / Л.Ю. Михайлова // Омский научный вестник: Серия «Приборы, машины и технология». – Омск: ОмГТУ, 2012. – №3 (113). – С. 172 – 176.

60. Натанзон В.Я. О динамике топливной системы двигателей Дизеля/ В.Я. Натанзон //Труды ЦИАМ, № 20, 1936.

61. Наumenко А. П. Методология виброакустической диагностики поршневых машин [Текст] / А. П. Наumenко // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение», 2007. - С. 85-94.
62. Неговора А. В. Топливная аппаратура автотракторных дизелей [Текст]: учебно-практическое пособие / А. В. Неговора. Уфа.: Изд-во ООО «Башдизель», 2006. - 150 с.
63. Неговора А. В. Улучшение эксплуатационных показателей автотракторных дизелей совершенствованием конструкции и технологии диагностирования топливopодающей системы: дис.... докт. техн. наук: специальность ВАК РФ 05.04.02-Тепловые двигатели / Неговора Андрей Владимирович. С.Петербург, - Гос. аграрн. ун-т, 2004. - 423с.
64. Патент на полезную модель РФ № 50262. Устройство для определения технического состояния элементов дизельной топливной аппаратуры высокого давления [Текст] / Д. Я. Носырев, Г. Г. Киселев, М. Е. Павленко 28.06.2005. - Бюл. № 36.
65. Обозов А. А. Алгоритм поиска корректного положения отметки ВМТ в системах диагностики судовых дизелей / А.А. Обозов// Двигателестроение, 2006, №1. — С. 27 -30.
66. Обозов А. А. Разработка теоретических основ и средств повышения эффективности систем технического диагностирования малооборотных дизелей: автореферат дис.... докт. техн. наук: спец. РФ 05.04.02 – Тепловые двигатели / Обозов Александр Алексеевич; Брянск, 2010.
67. Обозов А.А. Применение методов статистической теории распознавания образов при алгоритмизации систем диагностики судовых дизелей / А.А. Обозов // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. –2009. –№6. –С.40–44.
68. Обозов А.А. Алгоритм нахождения характерных точек на характеристике топливopодачи судового дизеля/ А.А. Обозов // Двигателестроение.–2006.–№4(226).–С.35–39.

69. Обозов А.А. Методология статистической теории распознавания образов (СТРО) при алгоритмизации систем технической диагностики дизелей / А.А. Обозов // Двигатель–2007: сб. научных трудов по материалам Международной конференции, посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э.Баумана. – М., 2007. –С. 534–539.

70. Обозов А.А. Статистическая теория распознавания образов и алгоритмы диагностирования топливной аппаратуры судового дизеля / А.А. Обозов // Двигателестроение. – 2008. –№1 (231). –С.31–35; №2(232). –С. 44–49.

71. Обозов А.А. Результаты исследования импульса давления топлива за ТНВД судового малооборотного дизеля 6S50MC-C (MAN B&W) производства БМЗ/ А.А. Обозов // Двигателестроение. –2009. –№4. –С.20–23.

72. Обозов А.А. Температурный мониторинг цилиндров судового малооборотного дизеля на основе статистического критерия/ А.А. Обозов // Судостроение.–2008 –№3. –С.35–39.

73. Обозов А.А.Техническое диагностирование трудноразличимых неисправностей топливной аппаратуры судового дизеля на основе байесовской вероятностной оценки / А.А. Обозов // Вестник Брянского государственного технического университета.– 2008. – №4 (20). – С.44–48.

74. Обозов А.А. Эталонные характеристики процесса топливоподачи судовых малооборотных дизелей / А.А. Обозов //Судостроение. – 2007. –№3. –С. 32–36.

75. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания/ А.С. Орлин, Г.Г. Калиш и др. т. I, Машгиз, 1951.

76. Пальтов С. А. Контроль рабочих процессов судовых двигателей с использованием электронных систем индицирования: автореферат дис.... канд. техн. наук: специальность РФ 05.08.05 - Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные)/ Пальтов Сергей Алексеевич. - Санкт-Петербург-2010.- 23с.

77. Пальтов С. А. Методика контроля показателей рабочего процесса малооборотных ДВС/ С. А. Пальтов// - Двигателестроение, 2009, № 2 (236). — С.56-57.

78. Пахомов Ю.А. Построение эталонных моделей для систем диагностирования малооборотного дизеля по результатам пассивного эксперимента/ Ю.А.Пахомов, А.А.Обозов. – Брянск: Брянский институт трансп. машиностр. –1990. –13с., ил.

79. Пеллинец В. С. Измерение ударных ускорений/ В. С. Пеллинец.— М.: Изд-во стан-дартов, 1975.— 288с., ил.

80. Пишингер А. О механике впрыскивания топлива под давлением /Антон Пишингер// Двигатели внутреннего сгорания. - Сборник монографий из иностранной литературы, т. V., [пер. с нем. под редакцией С. Н. Васильева], ОНТИ, 1939.

81. Половинка Э.М.. Диагностика форсунок судовых дизелей в условиях эксплуатации / Э.М. Половинка, А.Ю.Яковенко // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. - 2013. - № 33. - Одесса: ОНМА. - С. 137-144.

82. Пучин, Е. А. Цифровой виртуальный прибор для определения технического состояния топливного насоса высокого давления дизеля [Текст]. / Е. А. Пучин, С. В. Данилов // Техника и оборудование для села. 2009. -№1. — С. 34-35.

83. Розенблит Г.Б. Датчики с проволочными преобразователями/ Г.Б. Розенблит, П.И. Виленский, Я.И. Горелик. - М.: Машиностроение,1966. -136 с.

84. Савченко О. Ф. Автоматизированные технологические комплексы экспертизы двигателей [Текст] / О. Ф. Савченко, И. П. Добролюбов, В. В. Альт, С. Н. Ольшевский. РАСХН. Сиб. отд-ние. СибФТИ. Новосибирск, 2006. – 272с.

85. Самойленко А.Ю. Повышение эффективности эксплуатации судовых дизелей на основе совершенствования методов и средств контроля

их режимных параметров: дис.... докт. техн. наук: ВАК РФ

05.08.05/ Самойленко Анатолий Юрьевич. - Новороссийск, 2004. -371 с.

86. Самойленко А. Ю. Электронные системы контроля параметров рабочего процесса судовых средне- и высокооборотных дизелей:

[монография] / А. Ю. Самойленко.— СПб.: Судостроение, 2004. — 132 с.

87. Самойленко А.Ю. Гармонический анализ индикаторных диаграмм судовых дизелей/ А. Ю. Самойленко, А.В. Кузнецов // Сб. научн. трудов НГМА,- Новороссийск: НГМА, 2003.- Вып.8.- С.75-77.

88. Самойлович Г.С. Гидрогазодинамика: учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Турбостроение»: 2-е изд., перераб. и доп. / Г.С. Самойлович.— М.: Машиностроение, 1990. —384 с.: ил. ISBN 5-217-01092-4

89. Сифман Б.И. Экспериментальное исследование и метод расчета топливных систем типа БОШ/ Б.И. Сифман. ВНИДИ, 1941.

90. Сковородников Е.И. Методы оценки технического состояния, эксплуатационной экономичности и экологической безопасности дизельных локомотивов: [монография] / Е.И. Сковородников, А.В. Чулков, С.М. Овчаренко и др.: под общ. ред. А.И. Володина.— М. : Желдориздат, 2007.— 264 с.

91. Сковородников Е.И. Диагностирование топливной аппаратуры тепловозных дизелей по анализу движения иглы форсунки / Е.И. Сковородников, Л.Ю. Михайлова // Известия Транссиба. – Омск : ОмГУПС, 2013. – № 4 (16). – С. 35 – 39.

92. Соболев Л. Г. Диагностические испытания ЦПГ главного двигателя теплохода «Новогрудок» в эксплуатационных условиях / Л. Г Соболев, А. А. Галанин., А. А. Финоченков., Э. К Блинов, И. В. Комаров// — Двигателестроение, 1981, №12 - С.36-38.

93. Соловьёв В. И. Вибрационное диагностирование машин [Текст] / В. И. Соловьёв.- М.: Агропромиздат, 1988. - 104 с.

94. Соловьёв В. И. Исследование и разработка метода диагностирования механизмов тракторного двигателя по параметрам виброударных импульсов, выделенных в ультразвуковом диапазоне частот [Текст] : дис....канд. техн. наук. / Соловьёв Владимир Иванович. -М.: ГОСНИТИ, 1975.- 186 с.

95. Сырицын Т.А. Надежность гидро- и пневмопривода/ Т.А. Сырицын. -М.: Машиностроение, 1982.-216с.

96. Тензометрия в машиностроении. Справочное пособие.- М.: Машиностроение, 1975.-228с.

97. Уланский В.В. Определение оптимальных моментов контроля работоспособности восстанавливаемых многоблочных систем/ В.В. Уланский // Вопросы технологии контроля и повышения надёжности деталей и узлов авиационной техники. Киев: КИИГА, 1984.- С. 57-64.

98. Файнлейб Б. Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: справочник: 2-е изд., перераб. и доп. / Б. Н. Файнлейб. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. —352 с., ил.

99. Фомин Ю.Я. Гидродинамический расчет топливных систем судовых дизелей/ Ю.Я. Фомин. –М.: Морской транспорт, 1959. – с. 84.

100. Фомин Ю.Я. Гидродинамический расчёт топливных систем дизелей с использованием ЭЦВМ/ Ю.Я. Фомин. - М.: Машиностроение, 1973.- 144с., ил.

101. Фомин Ю.Я. Топливная аппаратура дизелей: справочник/ Ю.Я. Фомин, Г.В. Никонов, В.Г. Ивановский. -М: Машиностроение, 1982.-168с.

102. Шишкин В.А. Развитие технической эксплуатации судовых энергетических установок на базе информационных технологий: автореф. дис.... докт. техн. наук: 05.08.05/ Шишкин Валерий Александрович; - СПб., ИПТ РАН, 1996. - 50 с.

103. Юницын Б. А. Исследование влияния диаметра нагнетательного трубопровода на процесс подачи топлива в двигателе/ Б. А. Юницын// -

Учёные записки ЛВИМУ им. Адм. Макарова, вып. V. - Морской транспорт, 1957.-С.35-48.

104. Albarbar¹ A. Acoustic Monitoring of Engine Fuel Injection Based on Adaptive Filtering Techniques/ A. Albarbar¹, F. Gu², A. D. Ball², A. Starr³//
¹Department of Engineering and Technology, Manchester Metropolitan University, Manchester, M1 5GD ²Computing and Engineering, University of Huddersfield Queensgate, Huddersfield, HD1 3DH ³School of Automotive, Aerospace and Design Engineering, University of Hertfordshire, Hatfield, AL10 9AB DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2010.07.001>

105. Broch J. Mechanical vibration and shock measurements [Текст]/ J. Broch. - Bruel & Kjer, 1980.-370 p.

106. D. Mba, Development of Acoustic Emission Technology for Condition Monitoring and Diagnosis of Rotating Machines; Bearings, Pumps, Gearboxes, Engines and Rotating Structures / D. Mba, Raj B.K.N. Rao// The Shock and Vibration Digest,38(1), 2006. P 3-16.

107. E. Kim. Acoustic emission for diesel engine monitoring: a review and preliminary analysis/ E. Kim, A. C. C. Tan and B.S. Yang// Proceedings of the 5th World Congress on Engineering Asset Management, Brisbane, Australia, 2010, Springer, London.

108. Gopi O.Chandroth. Artificial Neural Nets and Cylinder Pressures in Diesel Engine Fault Diagnosis /Gopi O.Chandroth, Amanda J.C. Sharkey & Noel E. Sharkey// (Neurocomputing & Robotics group) Department of Computer Science University of Sheffield. - Sheffield S1 4DP U.K.

109. David Toth. Cylinder Head Gasket with Integrated Combustion Pressure Sencors. /David Toth, Bhavani Tripathy (Federal Mogul Corporation), Marek T. Wlodarczyk (Optrand Incorporated)// DEER2010 Detroit, Michigan Sept. 27-30, 2010.

110. U.S. Patent, 4,622,939, 1986. Engine combustion control with ignition timing by pressure ratio management / Frederic.A. Matekunas.

111. F. Gu. Diesel Injector Dynamics and Estimation Injection Parameters from Impact Response/ F. Gu, A. D. Ball // Part 1: Modelling and Analysis of Injector Impacts. Proc Institution of Mechanical Engineers. Proc. Inst. Mech. Eng., Part D (J. Automob. Eng.) 1995, Vol. 210, P. 293-302.
112. F. Gu. Diesel Injector Dynamics and Estimation Injection Parameters from Impact Response/ F. Gu, A. D. Ball// Part 2: Prediction of Injection Parameters from Monitored Vibration. Proc Institution of Mechanical Engineers. Proc. Inst. Mech. Eng., Part D (J. Automob. Eng.) 1995, Vol. 210, P. 303-312.
113. H. Werntges. Partitions of unity improve neural function approximators / H. Werntges// In IEEE International Conference on Neural Networks (ICNN), volume 2, P 914-918, San Francisco, USA, 1993.
114. J. D. Gill. A Study of Small HSDI Diesel Engine Fuel Injection Equipment Faults using Acoustic Emission/ J. D. Gill, R. L. Reuben and J. A. Steel// Journal of Acoustic Emission, 18, 2000, P. 211-216.
115. J. Powell. Engine control using cylinder pressure: Past, present, and future/ J. Powell // Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, V 115, P 343–350, 1993.
116. Klaus Mollenhauer. Handbook of Diesel Engines/ Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. ISBN 978-3-540-89082-9, Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010. Sensors pp. 184 – 186.
117. Kuratle, R. H. Influencing Parameters and Errors Sources During Indication on Internal Combustion Engines/ R. H. Kuratle, B Märki // SAE-Paper 920233.
118. M. Brown. Neurofuzzy Adaptive Modelling and Control/ M. Brown, C. Harris. Prentice Hall, New York, 1994.
119. M.H. El-Ghamry. The development of automated pattern recognition and statistical feature isolation techniques for the diagnosis of reciprocating machinery faults using acoustic emission / M.H. El-Ghamry, R.L. Reuben, J.A. Steel // Mechanical Systems and Signal Processing 17 (2003). P 805–823.

120. M. Shuster., Piston ring cylinder liner scuffing phenomenon studies using acoustic emission technique / M. Shuster, D. Combs, K. Karrip and D. Burek // Proceedings of the CEC/SAE spring fuels and lubricants meeting and exposition, SAE Paper 2000, No.2000-01-1782
121. M. T. Wlodarczyk. Fiber-Optic Combustion Pressure Sensor for Automotive Engine Controls/ M. T. Wlodarczyk// SPIE Vol.3000, Laser Diode and LED Applications III, San Jose, California, 10-11 February 1997.
122. Nivesrangsan, J.A. Acoustic emission mapping of diesel engines for spatially located time series/ Nivesrangsan, J.A. Steel, R.L. Reuben//—Part II: Spatial reconstitution, Mechanical Systems and Signal Processing 21 (2007), P 1084–1102.
123. Q. R. Farooqi. Real Time Monitoring of Diesel Engine Injector Waveforms for Accurate Fuel Metering and Control/ Q. R. Farooqi, B. Snyder, and S. Anwar // Cummins Inc., Columbus, IN, USA, Correspondence should be addressed to S. Anwar; soanwar@iupui.edu. Received 27 February 2013; Accepted 24 April 2013 Academic Editor: Sabri Cetinkunt
124. R. Lippmann. An introduction to computing with neural nets/ R. Lippmann // IEEE ASSP Magazine, (4). P 4-22, 1987.
125. S. Leonhardt. Real-time supervision for diesel engine injection/ S. Leonhardt, C. Ludwig, R. Schwarz // Control Eng. Practice, 3(7). P1003– 1010, 1995.
126. S. Leonhardt. Real-time simulation of drive chains for use in dynamical engine test stands/ S. Leonhardt, C. Schmidt, K. Voigt, and R. Isermann // American Control Conference (ACC 92), 1992 .
127. Steffen Leonhardt. Methods for Engine Supervision and Control based on Cylinder Pressure Information/ Steffen Leonhardt, Norbert Müller and Rolf Isermann // URL (last accessed 10.11.20).- <http://www.not2fast.com/engine/asme1999-cylpressure.pdf>
128. T. L. Fog. Exhaust valve leakage detection in large diesel engines/ T. L. Fog, E. R. Brown, H. S. Hansen, L. B. Madsen, P. Sorensen [and others]//

Proceedings of the 11th International Congress and Exhibition on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management (COMADEM '98), Launceston, Australia, 1998.

129. T. Poorman. "Ignition System-Embedded Fiber-Optic Combustion Pressure Sensor for Automotive Engine Control and Monitoring/ T. Poorman, Liangdao Xia, and M. T. Wlodarczyk// SAE Paper No. 970853, 1997.

130. Tom Poorman. Long-life fiber-optic pressure sensors for reciprocating machinery monitoring/ Tom Poorman, Jacob Arnold, Terry Coleman, and Marek T. Wlodarczyk // Optrand, Inc.46155 Five Mile Rd., Plymouth, MI 48170, USA.

131. Tian Ran Lin. Condition monitoring and diagnosis of injector faults in a diesel engine using in-cylinder pressure and acoustic emission techniques/ Tian Ran Lin, Andy C. C. Tan and Joseph Mathew // CRC for Infrastructure and Engineering Asset Management Queensland University of Technology, Brisbane, Qld 4001 Australia E-mail: trlin@qut.edu.au

132. Ultrasonic monitoring of fuel injection system [Текст] / Diesel and gas turbine worldwide. 1988. - # 2. - P. 49-50.

Додаток А

Тарувальні графіки датчика підйому голки

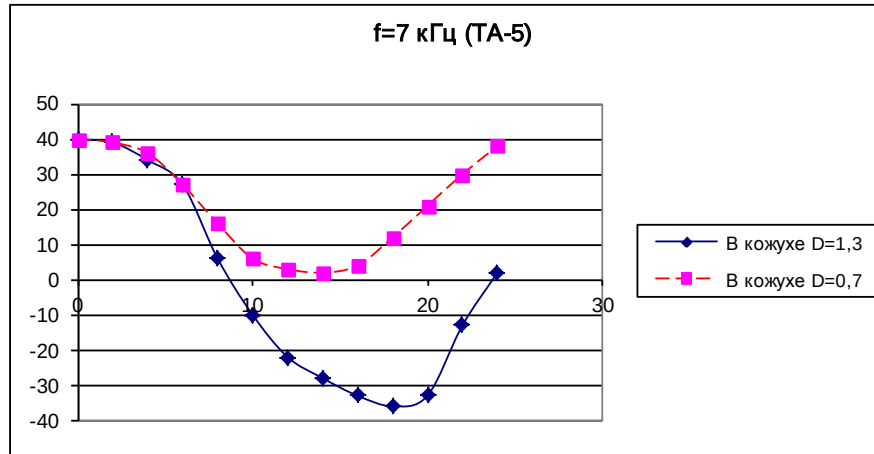


Рис. А.1. Залежність сигналу датчика ПГ від ходу штока при екрануванні для $D = 1.3$ мм і $D = 0.7$ мм, і несній частоті 7кГц.

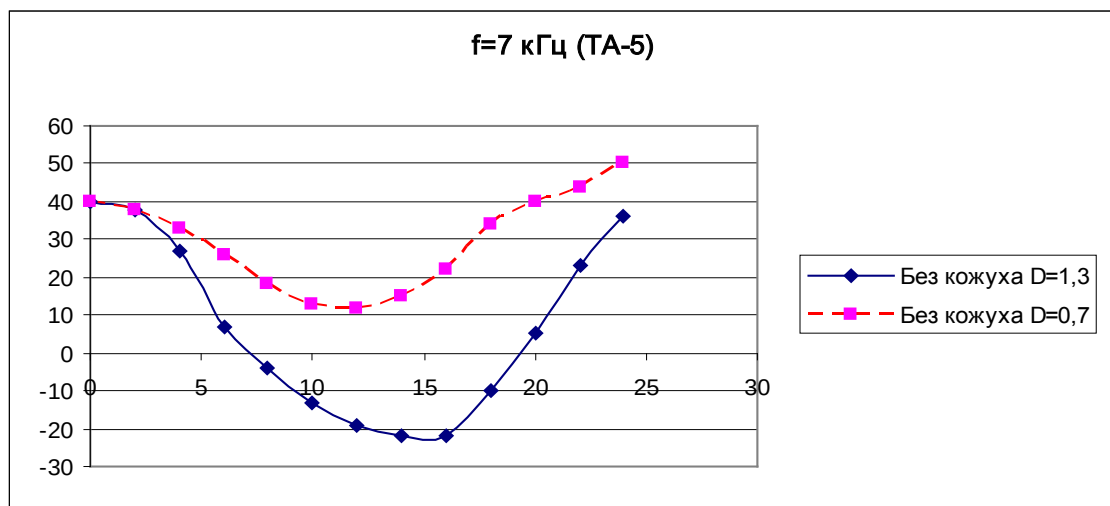


Рис.А.2. Залежність сигналу датчика ПГ від ходу штока без екранування для $D=1.3$ мм и $D=0.7$ мм, і несній частоті 7кГц.

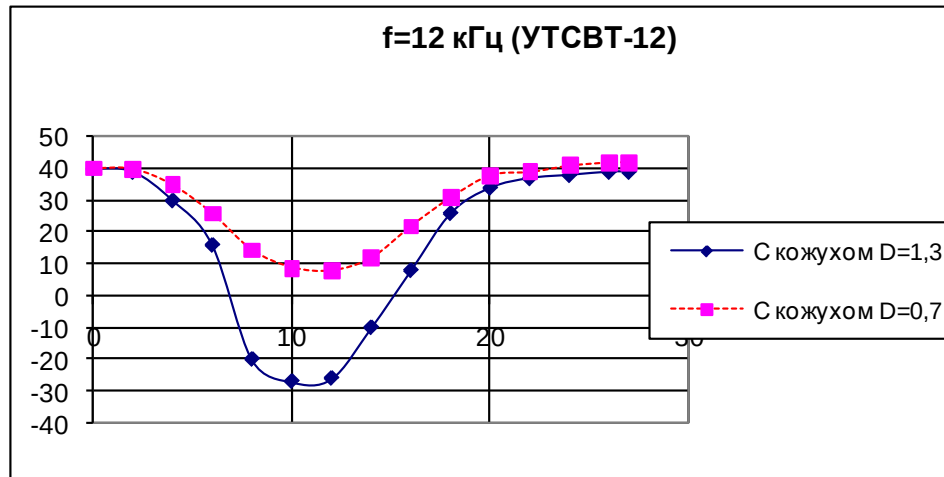


Рис.А.3. Залежність сигналу датчика ПГ від ходу штока при екрануванні для $D=1.3$ мм и $D=0.7$ мм, і несній частоті 12 кГц.

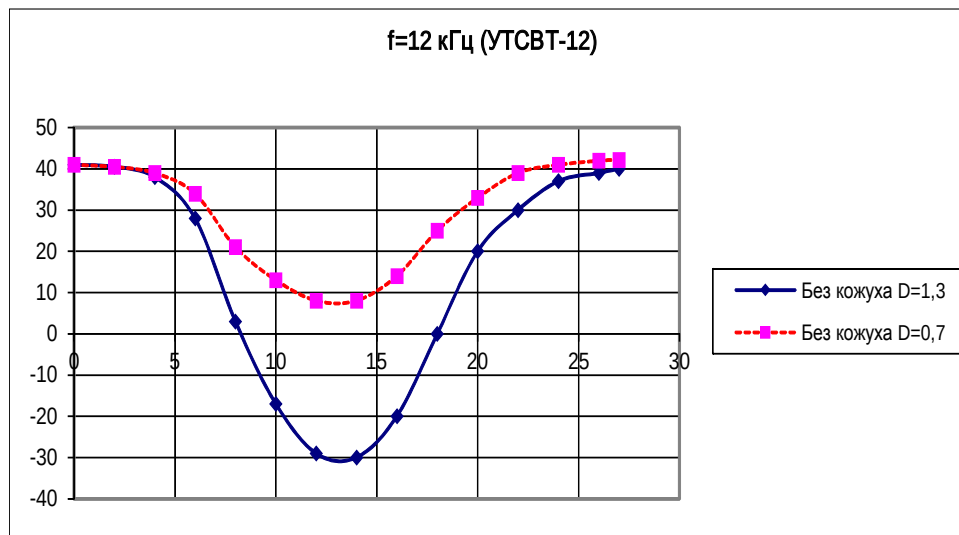


Рис.А.4. Залежність сигналу датчика ПГ від ходу штока без екранування для $D=1.3$ мм и $D=0.7$ мм, і несній частоті 12 кГц.

Додаток Б

Основні характеристики вимірювальної апаратури

Тензостанція типу ТА-5. Призначена для вимірювання в 4-х точках статичних і динамічних деформацій, що виникають в деталях машин і інших конструкціях в процесі їх роботи.

Елементами апаратури, що задають і реєструють є тензометричні датчики і шлейфові осцилографи.

Основні метрологічні характеристики.

Діапазони вимірюваних деформацій:

$$0.25 \cdot 10^{-3} \text{ від.од.}; - 10 \cdot 10^{-3} \text{ від.од.}$$

Смуга частот 0...1000Гц, включаючи вищу гармоніку несинусоїдного сигналу.

Опір датчиків від 100 до 400 Ом.

Похибка підсилювача не більше 3%.

Загальна схема включення тензостанції ТА-5 до складу вимірювального комплексу представлена на рис. Б.1.

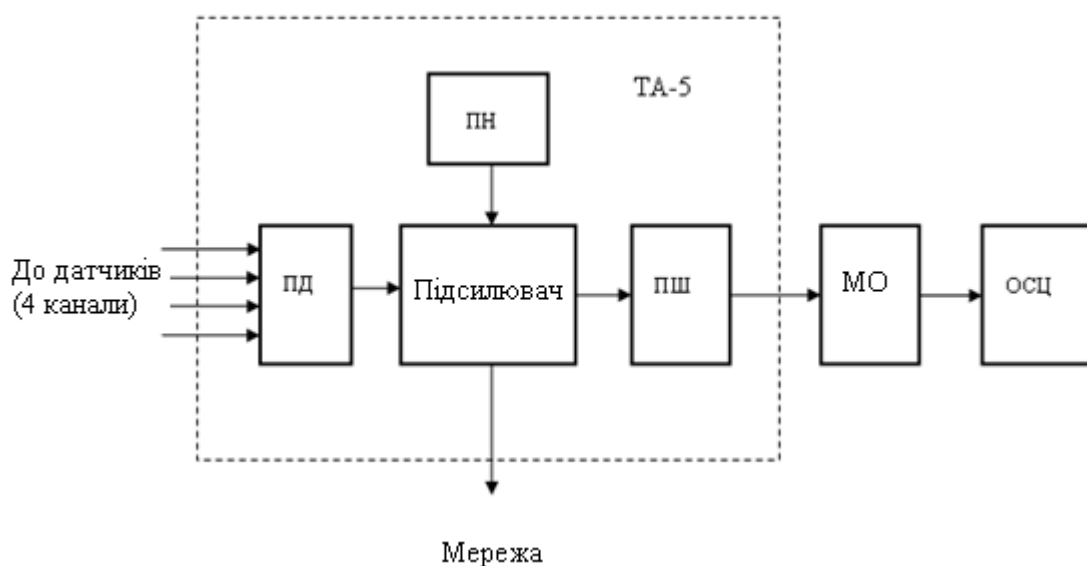


Рис.Б.1. Загальна схема підключення тензостанції ТА-5.

ПН-пульт налагодження, ПД- перехідник датчиків, ПШ- перехідник шлейфів, МО- магазин опорів, ОСЦ- шлейфовий світлопроменевий осцилограф

Основні технічні характеристики:

- Живлення-мережа змінного струму 220В 50Гц.
- Споживання енергії не більше 120 Ватт.
- Число одночасно вимірюваних процесів від 1 до 4.
- Діапазони вимірюваних деформацій:
 $0.25 \cdot 10^{-3}$ від.од .; $0.5 \cdot 10^{-3}$ від.од .; $1 \cdot 10^{-3}$ від.од .;
 $2.5 \cdot 10^{-3}$ від.од .; $5 \cdot 10^{-3}$ від.од .; $10 \cdot 10^{-3}$ від.од.
- Смуга частот 0...1000Гц, включаючи вищу гармоніку несинусоїдного сигналу.
- Максимально допустимий струм на виході- не більше 35 мА.
- Опір датчиків від 100 до 400 Ом.
- Похибка підсилювача:
на діапазоні $0.25 \cdot 10^{-3}$ від.од не більше 5%,
на інших діапазонах не більше 3%.
- Взаємовплив між каналами - не більше 1%.
- Час прогріву 15 хвилин.
- Температурний робочий діапазон (+20 ... + 50) градусів.
- Діапазон регулювання активного розбалансу кабелів і датчиків – до 1% від опору датчиків.
- Довжина кабелів датчиків – 15 метрів.

В якості реєструючого пристрою використовується 12 – канальний світлопроменевий осцилограф типу Н117, що дозволяє одночасно реєструвати на фотопапері до 12 процесів.

Для забезпечення додаткових можливостей регулювання сигналів, що подаються на вхід осцилографа, між виходом тензостанції і входом осцилографа включений магазин опорів.

Універсальна тензометрична установка УТС 1-ВТ-12. Призначена для вимірювання параметрів динамічних процесів при випробуванні машин і споруд дротяними тензометрами і спеціальними датчиками, які використовують тензометричний, ємнісний або магнітопружний ефекти.

Тензометрична установка виготовляється у вигляді 12-канального приладу, що працює на частоті 35 кГц і забезпечує надійне вимірювання процесу в діапазоні частот від 0 до 5000 Гц.

Робота тензометричної установки заснована на принципі амплітудної модуляції напруги несної частоти, що живить вимірювальні мости каналів, сигналів від датчика, що є робочим плечем моста. Виносними плечима вимірювального моста є два однакових за електричними властивостями датчика, один з яких є робочим, а другий – компенсуючим.

Основні технічні дані.

- Число одночасно вимірюваних процесів 12
- Лінійна ділянка частотної характеристики 0÷7000 Гц
- Час прогріву станції перед початком роботи 1,5 години
- Довжина вимірювальних ліній 5÷100 м
- Опір виносних плечей моста 100÷110 Ом
- Живлення від мережі змінного струму 50 Гц 180÷240 В
- Споживана потужність 600 Вт

Тензостанція типу 8АНЧ-7М входить в комплект тензометричної апаратури, призначеної для вимірювання у восьми точках динамічних і статичних деформацій, що виникають в деталях машин і інших конструкціях в процесі їх роботи.

Принцип роботи виробу аналогічний принципу роботи тензостанцій ТА-5 і УТС-12/34, описаних раніше, відмінності тільки в числі каналів і несній частоті.

Елементами апаратури, що задають і реєструють є дровові тензодатчики і шлейфовий осцилограф.

Основні технічні дані.

- Число одночасно вимірюваних процесів 1-8
- Несна частота 3500 Гц
- Смуга частот 0-500 Гц
- Довжина вимірювальних кабелів, не більше 25 метрів
- Час безперервної роботи, не більше 8 годин
- Час прогріву, не менше 20 хв
- Живлення 220В 50Гц
- Споживана потужність 270 Вт

Світлопроменевий осцилограф Н117 призначений для одночасної реєстрації до 12 процесів електричних величин та неелектричних величин перетворених в електричні, що змінюються в часі.

Запис осцилограм проводиться на фотопапері УФ, що не вимагає хімічного прояву або на бромосрібній фотострічці.

Основні технічні дані.

- Число каналів 12.
- Ширина фотострічки 35,60,100,120 мм.
- Ємність касети 25м.
- Швидкість руху фотострічки 0.5, 1.25, 2.5, 5, 10, 25, 50, 125, 250, 500, 1000, 2500, 5000, 10000 мм / с.
- Лічильник часу оптико-механічний, лінуючого типу, з інтервалами між основними відмітками 2, 0.2, 0.02, 0.002 сек. Перемикання частот відміток заблоковане з перемиканням швидкостей.
- В осцилографі застосовуються рамкові гальванометри діаметром 6 мм з діапазоном реєстрованих частот від 0 до 15 кГц.
- Живлення від мережі 220В 50Гц.

Додаток В

Конструкція і характеристики паливного насоса високого тиску і його приводу

Загальний вигляд ПНВТ з приводом, представлений на рис. В.1.

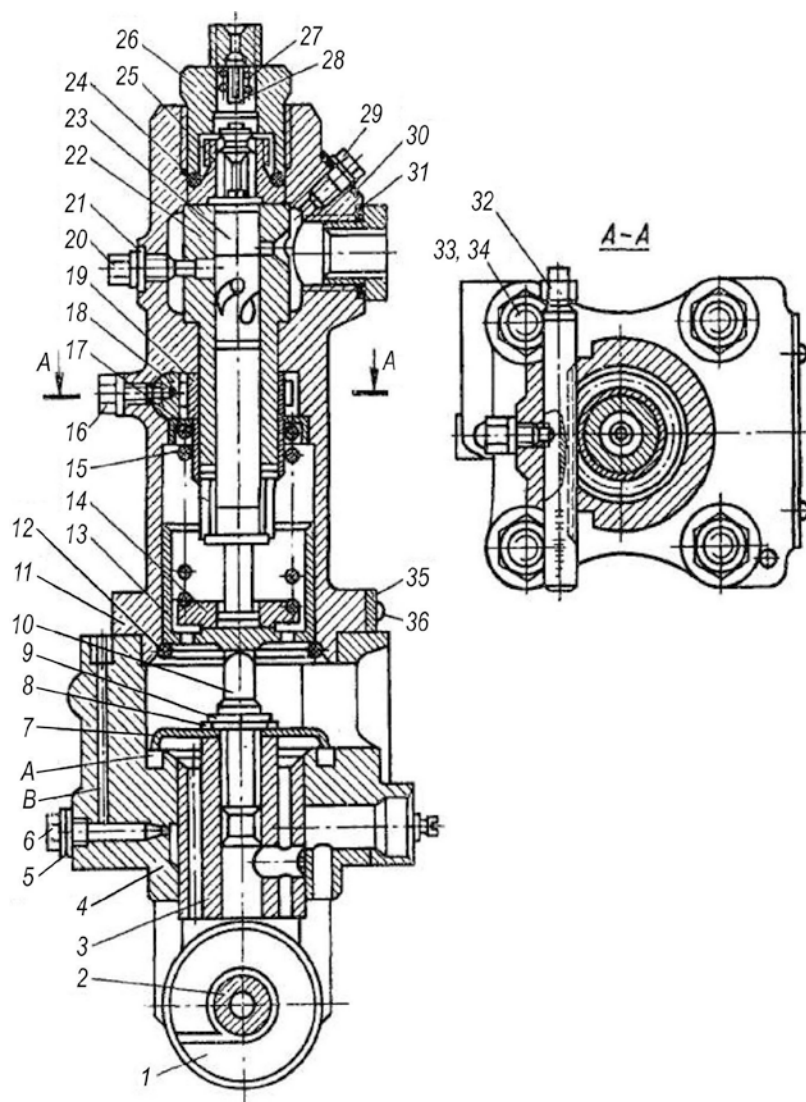


Рис. В.1 Паливний насос високого тиску з приводом:

1 - ролик, 2 - вісь, 3 - повзун; 4, 11 - корпус; 5, 21, 30, 31 - прокладка; 6, 29 - пробка, 7 - паливовідбивач, 8 - шайба, 9 - контргайка, 10 - штовхач, 12 - стопорне кільце, 13 - стакан, 14 - нижня тарілка, 15 - пружина плунжера, 16, 20 - болт, 17 - верхня тарілка, 18 - рейка, 19 - шестерня, 22 - втулка плунжера, 23 - плунжер, 24 - кільце ущільнювача, 25 - нагнітальний клапан, 26 - натискний штуцер, 27 - пружина, 28 - обмежувач, 32, 33 - гайка, 34 - шпилька, 35 - фірмова табличка, 36 - заклепка

Основні конструктивні дані ПНВТ наступні:

тип-золотниковий з регулюванням по кінцю подачі;

діаметр плунжера 16 мм;

хід плунжера 16 мм;

нагнітальний клапан грибкового типу з відсмоктуючим паском.

Ролик 1 встановлений в повзунові 3, за допомогою якого переміщається плунжер 23. Зусилля, що створюється тиском палива, передається корпусними деталями на чотири шпильки 34.

Особливістю ПНВТ є подвійна відсічна кромка плунжера з симетричними ділянками. Крім того, незвично виконана головна частина плунжера – відсічні кромки з надплунжерним простором з'єднані двома свердліннями: наскрізним діаметральним і глухим осьовим.

Втулка плунжера має два радіальних отвори, які рознесені по висоті: верхній наповнювальний і нижній відсічний. Передбачено гасіння відсічної хвилі за допомогою пробки 20, що зменшує інтенсивність відсічення шляхом часткового перекриття отвору втулки.

Одна з чотирьох шпильок 34 замінена комбінованою, яка виконує функції перетворювача (датчика) тиску палива.

Визначені метрологічні характеристики окремих елементів вимірювальної системи з комбінованим датчиком, на базі шпильки («шпильки-датчика» – «Ш-Д»).

Зусилля, що діє на одну з чотирьох шпильок, складе для тиску палива $p_T = 51 \text{ МПа} = 51 \cdot 10^6 \text{ Па}$ (500 кг/см^2).

$$P_T = \frac{p_T \cdot f_{пл}}{4} = p_T \frac{\pi \cdot d_{пл}^2}{4 \cdot 4} = 51 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4 \cdot 4} = 2562 \text{ Н},$$

де: $d_{пл} = 0,016 \text{ м} = 16 \text{ мм}$ – діаметр плунжера ПНВТ;

$f_{пл}$ – площа плунжера ПНВТ.

Для прийнятих базових розмірів шпильки «Ш-Д» $d_H = 12 \text{ мм}$ і $d_{BH} = 3 \text{ мм}$ напруга розтягування складе

$$\sigma_p = P_T / f_{ш} = 2562 / 1,060 \cdot 10^{-4} = 24163257 \text{ Па} = 24,2 \text{ МПа}.$$

З метою оцінки можливості використання тензометричних перетворювачів (дротяних тензодатчиків) необхідно визначити відносну деформацію при такій напрузі.

Прийнявши розрахункове значення модуля Юнга для вуглецевої сталі $E = 0,2 \cdot 10^6 \text{ МПа}$, отримаємо відносне подовження $\delta_p = \sigma_p / E = 0,12 \cdot 10^{-3}$.

З урахуванням раціонального компоновання вимірювального напівмоста на шпильці, доцільно розглянути розміщення другого плеча у напрямку, підданому стиску. Відповідна деформація складе $\delta_c = \delta_p \mu$, де μ – коефіцієнт Пуассона. При $\mu = 0,3$ отримаємо $\delta_c = 0,036 \cdot 10^{-3}$.

Крім параметрів тензодатчиків необхідно врахувати характеристики електронних перетворювачів. Тензостанції, що включаються в вимірювальну схему, працюють в певному діапазоні деформацій датчиків. Тензометричний підсилювач ТА-5 в різних діапазонах має верхню межу вимірюваних деформацій $\delta_{тс} = (0,25 \div 10) \cdot 10^{-3}$ відносних одиниць (вод) в залежності від обраного налаштування окремого каналу.

І, нарешті, істотними є дані власне датчиків, які повторюють деформацію корпусу перетворювача.

Нами в якості базової комплектації розглядалися дротові тензорезистори типу 2ПКБ-20-200 з наступними характеристиками:

база 0.02 м;

номінальний опір 200 Ом;

коефіцієнт тензочутливості $S = \delta R / \delta E = 2,15$;

повзучість 0,4%;

відносна деформація δ не більше $\pm 3000 \text{ мкм / м}$ ($3 \cdot 10^{-3}$ вод);

струм I не більше 31,5 мА.

Для оцінки параметрів вимірювальної системи на базі розглянутих елементів порівняємо основний робочий параметр корпусу вимірювального перетворювача – відносне подовження δ_p – з відповідними характеристиками цих ланок.

В результаті, як представлено вище, отримано:

відносне подовження шпильки $\delta_p = 0,118 \cdot 10^{-3}$;

межа пропорційності сталі $(2,2 \div 3,3) \cdot 10^2$ МПа, що відповідає відносній деформації $\delta_{\pi} = (1,15 \div 1,7) \cdot 10^{-3}$;

відносна деформація тензорезистора $\delta_{тр}$ не більше $\pm 3000 \text{ мкм/м}$ ($3 \cdot 10^{-3}$ відносних одиниць);

діапазон вимірюваних тензостанціями відносних деформацій $\delta_{тс} = (0,25 - 10) \cdot 10^{-3}$.

Як бачимо з наведених даних, вихідний параметр – відносне подовження шпильки $\delta_p = 0,118 \cdot 10^{-3}$ істотно менше обмежень інших елементів вимірювальної схеми. Отже, базовий елемент системи, що деформується при вимірах, може бути використаний спільно з іншими компонентами вимірювального комплексу.

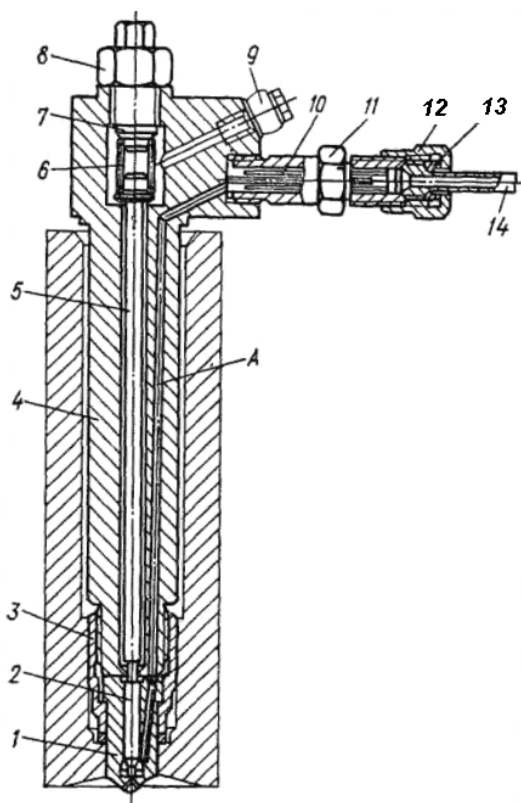


Рис. В.2 Форсунка:

1 - сопло; 2 - голка; 3 - накидна гайка; 4 - корпус; 5 - штовхач; 6 - пружина; 7 – регулювальний гвинт; 8 - контргайка; 9 - відведення; 10 - щілинний фільтр; 11 - штуцер; 12 – накидна гайка; 13 - натискна шайба; 14 - трубка; А - паливний канал

Додаток Д

Графічний інтерфейс для різних етапів роботи програми

Нижче показано вміст графічного інтерфейсу для різних етапів роботи програми.

У написах до рисунків є посилання на відповідні стадії, які позначені номерами на блок-схемі.

На рис. Д.1 представлений запуск програми і завантаження даних. Окремі фрагменти інтерфейсу мають таке призначення:

- 1 - представляє вихідний файл даних;
- 2 - кнопка 'Файл', при її натисканні відбувається завантаження файлу даних;
- 3 - рядок стану відображає шлях завантаження, ім'я та розмір файлу даних.

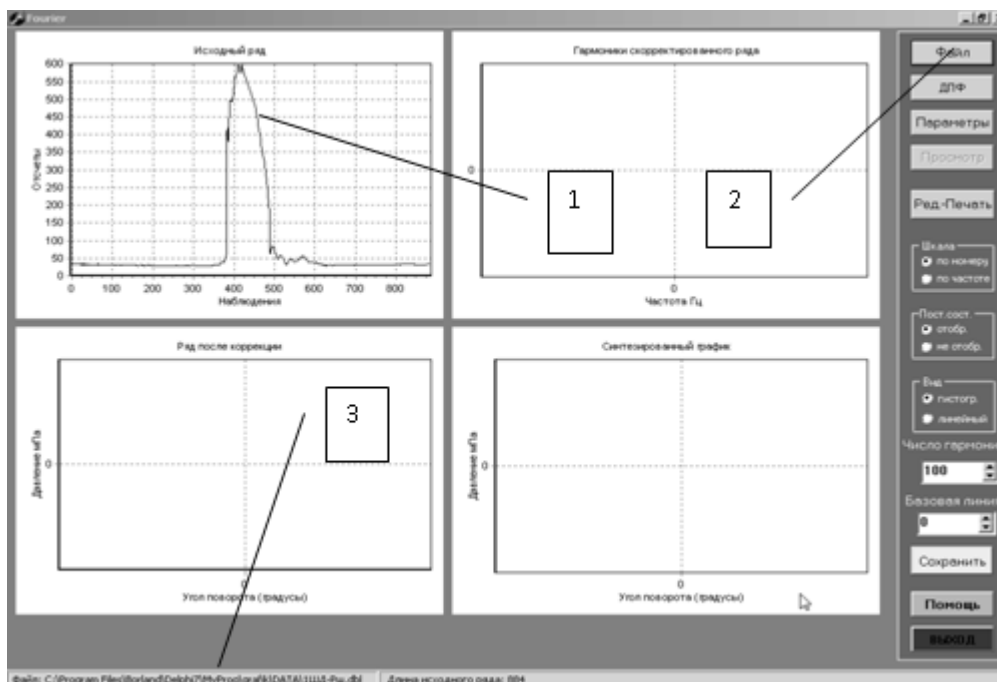


Рис. Д.1 Запуск програми і завантаження даних

На рис. Д.2 показаний вид екрану на стадії введення параметрів:

- 1 - кнопка 'Параметры', після її натискання спочатку з'являється стандартне вікно завантаження файлу параметрів. Якщо файл існує, дані з

нього з'являються у вікні параметрів (2), в разі відсутності файлу в це вікно завантажуються параметри за замовчуванням. Далі ці параметри можна змінити або просто підтвердити, натиснувши кнопку 'ОК', після чого у вікні 'Ряд після корекції' з'явиться графік процесу відкоригований з урахуванням введених параметрів (рис. Д.2)

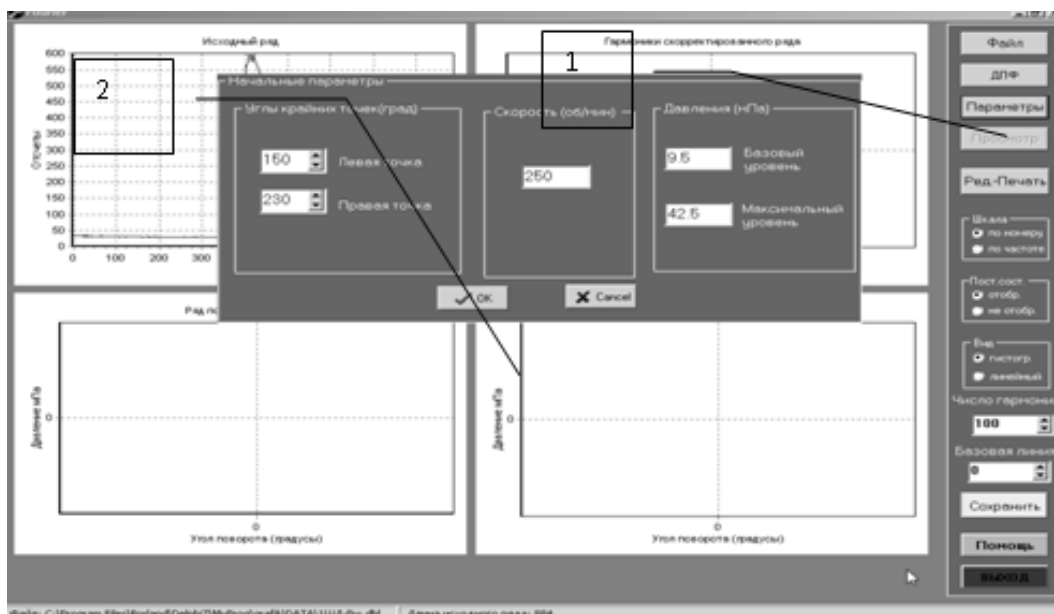


Рис. Д.2. Введення параметрів (2).

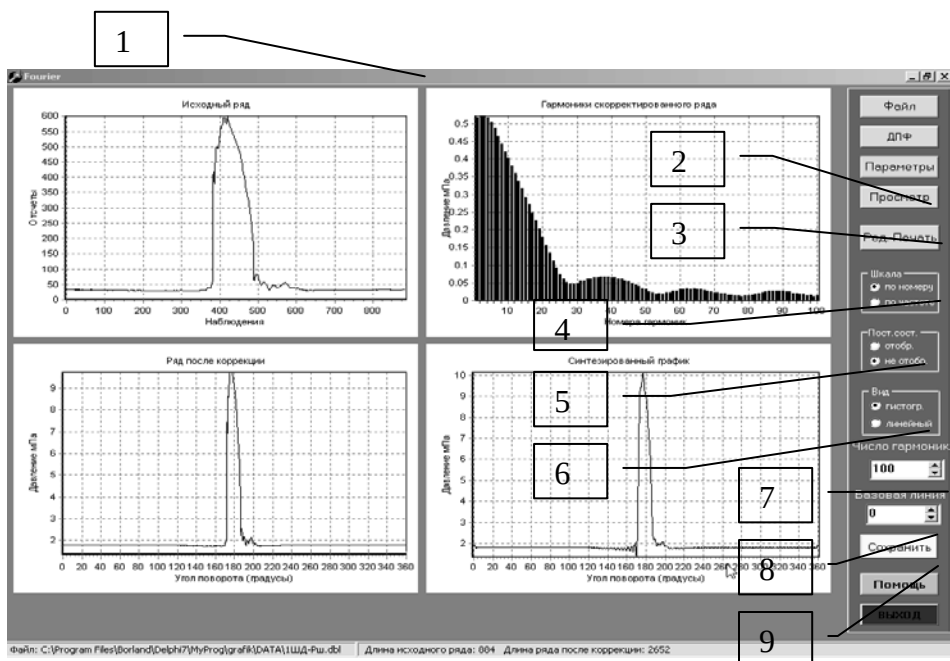


Рис. Д.3. Опрацьовані дані (4)-(6).

1 - вид на экран монітора після натискання кнопки 'ДПФ'

2 - кнопка 'Перегляд', викликає на екран вікно для перегляду числових значень скоригованого ряду і гармонік (рис. Д.5).

3 - кнопка 'Ред - Друк', викликає діалогове вікно (рис. Д.4) для:

- * Вибору графіка для редагування і друку;
- * Запису файлу гармонік.

4 - перемикач виду відображення для шкали абсцис гармонік

5 - перемикач вибору відображення постійної складової

6 - перемикач виду відображення графіка гармонік

7 - вікно введення числа гармонік, що розраховуються (за замовчуванням 100)

8 - вікно введення постійної складової

9 - кнопка 'Зберегти', дозволяє зберегти обраний графік в електронному вигляді як файл рисунка формату *.bmp. У даному випадку вибір рисунка проводиться подвійним клацанням лівої кнопки мишки в поле вікна необхідного графіка, скасування вибору здійснюється також подвійним клацанням лівої кнопки мишки.

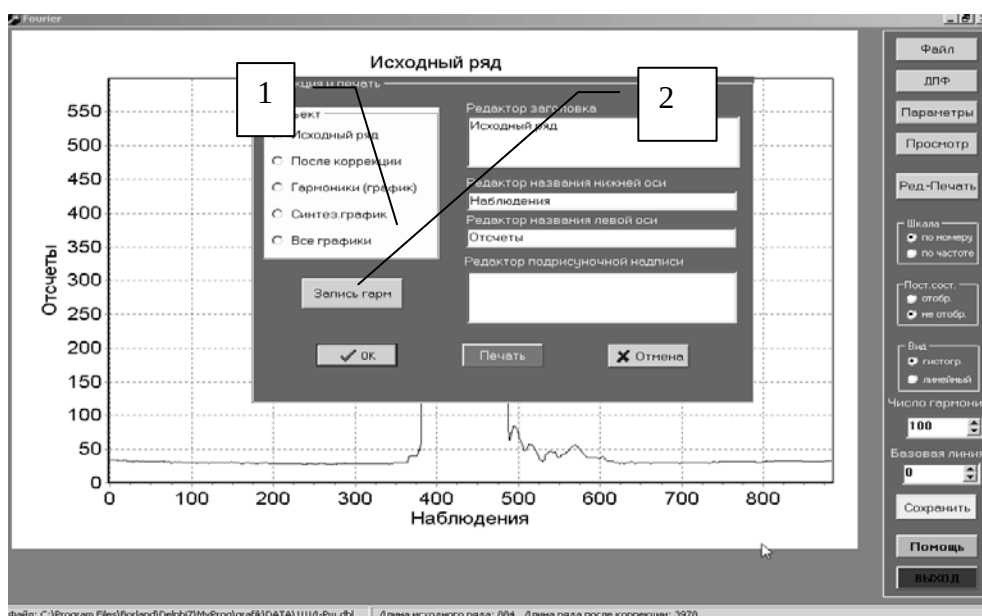


Рис. Д.4. Редагування текстової інформації

На рис. Д.4 показаний вид екрану після натискання кнопки 'Ред-Друк'. З'явилося діалогове вікно вибору графіка і редагування текстової інформації

для обраного графіка перед друком або збереженням в електронному вигляді як рисунка.

1 - вікно вибору графіка

2 - кнопка 'Запис гарм', викликає стандартне вікно для запису файлу і дозволяє записати значення амплітуд гармонік у вигляді файлу *.htm.

На рис.Д4.5. зображений екран після вибору графіка гармонік (подвійним клацанням лівої кнопки мишки у вікні графіка гармонік рис.П4.3) і натискання кнопки 'Зберегти'.

1 - вікно зміни розміру шрифту перед операцією збереження рисунка у вигляді файлу.

Для повернення виду екрана до початкового стану рис.П4.2 необхідно після операції запису файлу або її скасування, два рази клацнути лівою кнопкою мишки в будь-якому місці графіка.

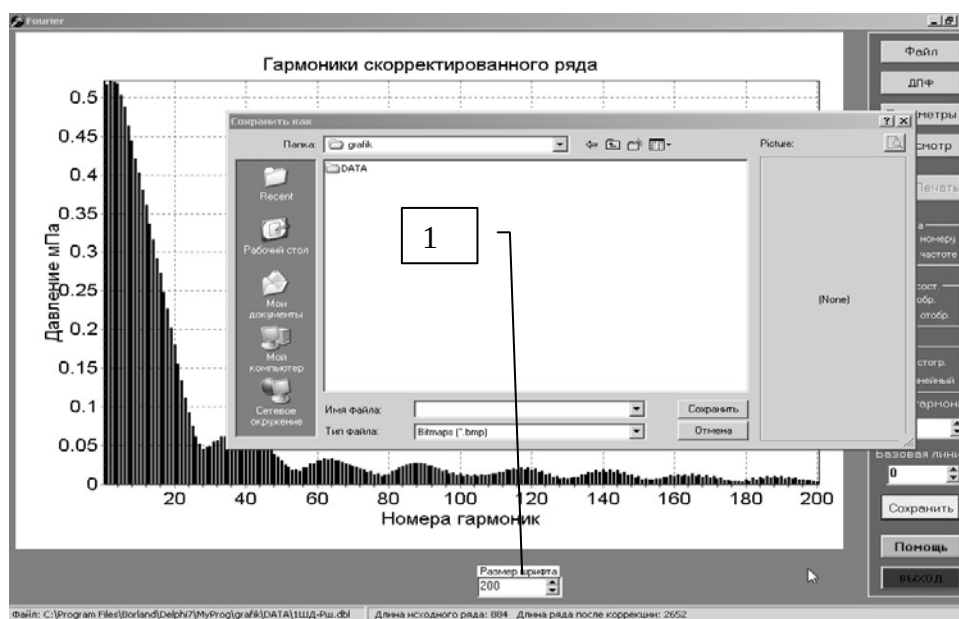


Рис.Д.5. Збереження графіка

На рис. Д.6 показано вікно з числовими даними вихідного ряду, скоригованого ряду, а також амплітудами гармонік.

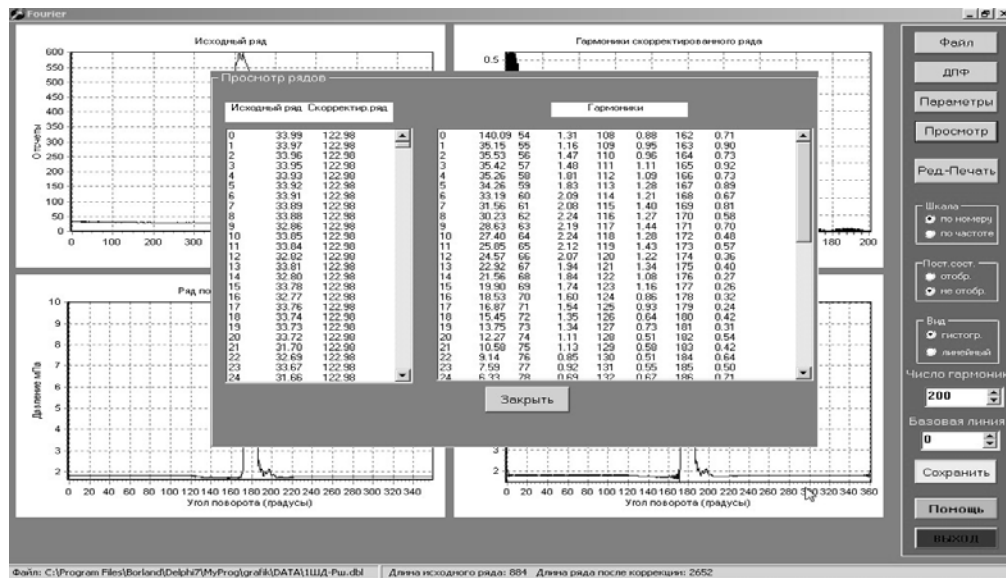


Рис. Д.6. Вигляд екрану після натиснення кнопки: 'Перегляд'.

Додаток Е

Таблиці вихідних даних

Таблиця Е.1

Загальні вихідні дані для розрахунку процесу впорскування палива

Умовні позначки			Найменування
У фор- мулах	Мовою ФОРТРАН		
1	2	3	4
N _т	NT	50	Число розрахункових поділів паливопроводу високого тиску
N _і	NI	4	Кількість інтервалів тиску, тобто межа зміни циклу при розрахунку характеристик палива
M15	M15	1	Змінна M15 = 1 - при перевірці балансових рівнянь, M15 = 2 - без перевірки
M35	M35	1	Змінна M35 = 1 - результати розрахунку друкуються, M35 = 2 - не друкуються
p _т	PT	5 10 ⁶	Залишковий тиск палива в трубопроводі високого тиску, Па (p _т =var при дослідженнях впливу залишкового тиску на процеси подачі палива в діапазоні 6 до 190 МПа)
p _н	PI	10 10 ⁷	Початковий тиск при виборі характеристик палива, що дорівнює половині прийнятого інтервалу тиску, в якому характеристики залишаються постійними МПа
p _п	PP	0,02	Тиск парів палива, МПа
V _с	VC	1,56 10 ⁻⁵	Обсяг лінії високого тиску палива від нагнітального клапана до голки розпилювача, м ³
r _т	RMT	0,0015	Внутрішній радіус паливопроводу високого тиску, м
R _т	RT	0,005	Зовнішній радіус паливопроводу високого тиску, м
L	TL	0,91	Довжина лінії високого тиску палива від штуцера насоса до кармана корпусу розпилювача, м
Δ _L	DL	0,5 10 ⁻⁴	Шорсткість внутрішньої поверхні паливопроводу високого тиску, м
μ _т	TM	0,3	Коефіцієнт Пуассона матеріалу паливопроводу високого тиску
E _т	ET	0,2 10 ⁶	Модуль Юнга матеріалу паливопроводу високого тиску МПа
n _к	ØN	250	Частота обертання кулачкового вала паливного насоса, хв ⁻¹
T	T	303	температура палива, К
ρ ₂₀	RØ2O	830	Густина палива при 293 К, кг/м ³
μ _{ат}	DMAT	0,0042 5	Динамічна в'язкість палива при атмосферному тиску і температурі T, Па• с
φ ₀	FIØ	0	Кут початку розрахунку, °
ψ _к	PSIK	32	Кут закінчення розрахунку процесів подачі палива
φ _{пр}	FIPW	3,0	Крок друку результатів розрахунку, °
δ ₁₅	D15	0,1	Похибка обчислення балансів витрати палива (рекомендується 0,1-1,0%)
Δa	DA	0	Поправочний коефіцієнт, який враховує зниження швидкості поширення хвиль тиску в паливопроводі високого тиску завдяки наявності в ньому повітря і пар палива
h _н	HN	0	Хід плунжера паливного насоса на початку розрахунку, м
h _{н.г.}	HNG	0	Хід плунжера паливного насоса для початкової межі першої розрахункової ділянки кривої швидкості плунжера, гм
φ _{н.г}	FING	0	Кут, який відповідає h _{н.г.} , °.

Таблиця Е.2

Вихідні дані для розрахунку процесу подачі палива в насос високого тиску

Умовні позначки			Найменування
У фор- мулах	Мовою ФОРТРАН		
M10	M10	1	Змінна M10 = 1-золотниковий насос (ПП ØKØN), M10 = 2— клапанний (ПП TNKL)
M20	M20	2	Змінна M20= 1-ПП XØDF, M20=-2- ПП XØDT
M30	M30	2	Змінна M130= 1-насос без нагнітального клапана, M30=2— насос з клапаном
g ₁	G1	1	Змінна g, = 1 для схем а і б и g =-1 для. схеми в
V _{нmax}	VNM	4 10 ⁻⁶	Максимальний обсяг надплунжерної порожнини, м ³
V' _{нmax}	VNWM	5,46 10-6	Максимальний обсяг порожнини штуцера, м ³
d _п	DP	0,016	Діаметр плунжера, м
f' _к	FKW	4,67 10 ⁻⁵	Площа поперечного перерізу нагнітального клапана після виходу паска розвантаження, за допомогою ключового, м ²
f _{кmax}	FKM	3,18 10 ⁻⁵	Максимально можливий прохідний перетин нагнітального клапана, м ²
d _к	DK	0,01	Діаметр підвідного каналу, нагнітального клапана, м
y _о	YO	7,5 10 ⁻³	Попереднє стиснення пружини нагнітального клапана
y _{max}	YM	6,3 10 ⁻³	Максимальний хід нагнітального клапана (в упорі), м
y _п	YP	2,4 10 ⁻³	Розвантажувальний хід нагнітального клапана, м
M _к	GK	0,014	Маса нагнітального клапана, кг
c _к	CK	54 10 ²	Жорсткість пружини нагнітального клапана, Н·м ⁻¹
sinα _к	SK	0,707	Синус кута нахилу а _к
sin2α _к	S2K	1	Синус подвійного кута а _к
μ _ц	WM	0,8	Коефіцієнт витрати палива через нагнітальний клапан
φ _{от}	FIØT	25,8	Кут відсічення подачі палива насосом: якщо відсічення не передбачене, то кут φ _{от} рекомендується прийняти рівним куту закінчення розрахунку процесу впорскування палива, °
ψ _о	PSIØ	50	Кут закінчення рахунку в порожнині нагнітання насоса, °
E _к	EK	1000	Поправка на похибка розрахунку
Эр	EP	1000	Поправка на похибка
M52	M52	1	Змінна: M52 = 1 для насосів з одним рядом наповнювально-відсічних отворів
δ _п	DELN	5 10 ⁻⁶	Діаметральний зазор в плунжерній парі, м
l _п	DLP	0,045	Довжина компресійної частини плунжера, м
δ _н	DEH	10 ⁻⁴	поправка; яка введена для виключення «ln 1»
L _з	DLZ	0,012	Довжина золотникової частини плунжера під наповнювальним отвором вздовж його осі, м
h _в "	HVWW	0,036	Відстань від кромки плунжера, коли він знаходиться в нижньому положенні, до верхньої кромки відсічного отвору. Якщо в цей момент отвір частково або повністю відкрито то h _в " має знак мінус, м
R ₀	RO	8,5 10 ⁻⁴	Радіус відсічного отвору, м R ₀ (R ₀ =var при дослідженнях впливу зміни радіуса відсічного отвору на процеси подачі палива в діапазоні 0,5 до 4 мм)
p _в	PV	3 10 ⁵	Тиск палива у всмоктувальній (відсічній) порожнині, Па

Таблиця Е.3

Вихідні дані для розрахунку процесу впорскування палива форсункою (ПП F0RS)

Умовні позначки			Найменування
У фор- мулах	Мовою ФОРТРАН		
M11	M11	2	Змінна M11 = 1— розрахунок з урахуванням підголкової порожнини розпилювача; M11 = 2-без урахування
$p_{ц}$	PC	$5 \cdot 10^6$	Тиск газів в циліндрі дизеля, Па
p_o	PO	$6 \cdot 10^6$	Тиск початку впорскування палива (визначається на пресі), Па ($p_o = \text{var}$ при дослідженнях впливу зміни тиску початку впорскування палива на процеси подачі палива в діапазоні 6 до 46 МПа.)
$V_{ф \min}$	VFM	$7 \cdot 10^{-7}$	Мінімальний об'єм кишені корпусу розпилювача, м^3
$V_{a \min}$	VAM	$7,63 \cdot 10^{-9}$	Мінімальний об'єм підголкової порожнини розпилювача, м^3
V_0	VO	$5,13 \cdot 10^{-9}$	Обсяг конуса голки, м^3
h_k	HK	$2,5 \cdot 10^{-3}$	Висота конуса голки, м
$f_{и}$	FI	$2,83 \cdot 10^{-5}$	Площа поперечного перерізу голки, м^2
$f'_{и}$	FIW	$2,22 \cdot 10^{-5}$	Площа диференціальної площадки голки, м^2
$f''_{и}$	FIWW	$6,1 \cdot 10^{-6}$	$f''_{и} = f_{и} - f'_{и} \cdot \text{м}^2$
μf_c	FMC	$5,89 \cdot 10^{-7}$	Ефективний прохідний перетин розпилюючих отворів розпилювача, м^2
$\mu f_{ф \max}$	FM	$4,67 \cdot 10^{-7}$	Максимальний ефективний прохідний перетин розпилювача, м^2
$z_{\max}$	ZM	$4,5 \cdot 10^{-4}$	Хід голки розпилювача, м
Ми	GI	0,0736	Маса голки (разом з деталями, які рухаються з нею), кг
$c_{и}$	CI	$1,38 \cdot 10^5$	Жорсткість пружини форсунки, $\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$ ($c_{и} = \text{var}$ при дослідженнях впливу зміни жорсткості пружини на процеси подачі палива в діапазоні $0,39 \cdot 10^5 \div 3,05 \cdot 10^5$)
d_1	D1	2,64	Коефіцієнт рівняння ефективного прохідного перетину розпилювача
d_2	D2	-2,37	Те ж, $d_2 = -2,37$
d_3	D3	0,73	Те ж, $d_3 = 0,73$
E_z	EZ	10^{-8}	Поправка на похибку розрахунку
$E_{рф}$	EPF	5000	Поправка на похибку
$\delta_{ф}$	DEF	$5 \cdot 10^5$	Крок ітерації при вирішенні рівнянь по ПП RØUF

Додаток Ж

Добірка праць А. Ю. Яковенко за темою дисертації **ВДОСКОНАЛЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОГО КОНТРОЛЮ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ**

Статті:

1. Половинка Э. М. Разработка и исследование комбинированного датчика давления топлива / Э. М. Половинка, А. Ю. Яковенко // Судовые энергетические установки: науч. - техн. сб. – 2013. – № 32. – Одесса: ОНМА. – С. 41-49.

Особистий внесок. Аналіз літературних джерел, опрацювання конструктивних рішень, вибір комплектації, проведення випробувань, аналіз даних, підготовка матеріалу статті.

Профільне спеціалізоване видання. Рекомендований МОН України для публікації дисертаційних матеріалів. <http://seu.nuoma.edu.ua/index.php?lang=ru>

2. Половинка Э. М. Программный комплекс для гармонического анализа метрологических характеристик комбинированного датчика давления топлива / Э. М. Половинка, А. Ю. Яковенко // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. -2013. - № 33. - Одесса: ОНМА. - С. 122-135.

Особистий внесок. Підготовка експериментальних даних для гармонічного аналізу, розробка алгоритму аналізу, вибір числового методу для гармонічного аналізу, розрахунок зразка гармонічного аналізу.

Профільне спеціалізоване видання. Рекомендований МОН України для публікації дисертаційних матеріалів. <http://seu.nuoma.edu.ua/index.php?lang=ru>

3. Половинка Э. М. Диагностика форсунок судовых дизелей в условиях эксплуатации / Э. М. Половинка, А. Ю. Яковенко // Судовые энергетические установки: науч. - техн. сб. - 2013. - № 33. - Одесса: ОНМА. - С. 137-144.

Вибір математичної моделі, підготовка вихідних даних для імітаційного моделювання, імітаційне моделювання, аналіз результатів, підготовка публікації.

Профільне спеціалізоване видання. Рекомендований МОН України для публікації дисертаційних матеріалів.

<http://seu.nuoma.edu.ua/index.php?lang=ru>

4. Яковенко А. Ю. Метрологические характеристики регистрации высокого давления в системах топливоподачи дизелей с применением комбинированного датчика / А. Ю. Яковенко // Научно-технический журнал «Двигатели внутреннего сгорания», Харьков №2 2018 року.- С. 47 – 54.

Особиста публікація.

Реєстрація ВАК України №1-05/1 від 10.02.2010

<https://web.kpi.kharkov.ua/dvs/glavnaya/>

5. Яковенко А. Ю. Гармонический анализ метрологических характеристик измерительных систем судовых дизелей/ А. Ю. Яковенко // журнал «Молодий вчений», Херсон №9 (49) вересень 2017 року. – С. 474 – 480. Особиста публікація.

Свідоцтво про державну реєстрацію ЗМІ:КВ №18987-7777Р від 05.06.2012 р.

Повний бібліографічний опис всіх статей журналу представлено у: [НЕБ Elibrary.ru](#), [НБУ ім. В.І. Вернадського](#)

Журнал включено до міжнародних каталогів наукових видань і наукометричних баз: [ScholarGoogle](#), [OAJI](#), [CiteFactor](#), [Research Bible](#), [Index Copernicus](#) <http://molodyvcheny.in.ua/ua/>

6. Половинка Э. М. Совершенствование мониторинга дизелей /Э.М., Половинка, А.Ю Яковенко// American Scientific Journal № (20) / 2018 - Vol.1- Энергетика - С.22 – 33.

Огляд методів та засобів моніторингу дизелів, розробка комбінованого вимірювального перетворювача для моніторингу паливоподачі,

експериментальне дослідження паливоподачі з реєстрацією системою на базі комбінованого вимірювального перетворювача.

Реєстрація в РИНЦ за договором № 338-06/2016. <https://american-issue.info/indeksacziya-zhurnala/>

7. Polovinka E.M. Development and testing of systems for monitoring of marine diesel engines working processes on the basis of combined measuring converters / E.M. Polovinka., A.Y Yakovenko // Судовые энергетические установки: науч. - техн. сб. - 2019. - № 39. - Одесса: НУ «ОМА». - С. 129 - 142.

Вибір математичної моделі, підготовка вихідних даних для імітаційного моделювання, імітаційне моделювання, аналіз результатів, підготовка публікації.

Профільне спеціалізоване видання. Рекомендований МОН України для публікації дисертаційних матеріалів.

<http://seu.nuoma.edu.ua/index.php?lang=ru>

Тези доповідей:

8. Яковенко А. Ю. Совершенствование мониторинга дизелей / А. Ю. Яковенко // ОНМА «Енергетика судна: експлуатація та ремонт» (05.04.2011-07.04.2011). Одеса: ОНМА, 2011. – С. 28 – 31.

9. Половинка Э.М. Метрологические характеристики комбинированного датчика давления топлива для систем впрыскивания судовых дизелей / Э. М. Половинка, А. Ю. Яковенко, А. С. Агопян // Матеріали Науково-технічної конференції «Суднові енергетичні установки: Експлуатація та ремонт» (20.03.2013–22.03.2013). Частина I. – Одеса: ОНМА, 2013. –С. 13-14.

10. Яковенко А. Ю. Гармонический анализ метрологических характеристик измерительных систем судовых дизелей. / Яковенко А. Ю.//

«Енергетика судна: експлуатація та ремонт» (26.03.2014 – 28.03.2014). Частина I. – Одеса: ОНМА, 2014. – С. 31 – 34.

11. Яковенко А. Ю. Разработка и исследование метрологических свойств измерительной системы на базе комбинированного датчика давления топлива / А. Ю.Яковенко // Матеріали 8-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування» (28–29 вересня 2017 р., м. Херсон). – Херсон : Херсонська державна морська академія, 2017. – С. 167-172.

12. Половинка Э.М. Применение комбинированного преобразователя для регистрации процесса топливоподачи в судовых дизелях/ Э.М Половинка, А.Ю. Яковенко // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції на тему «Річковий та морський флот. Експлуатація і ремонт. (22 – 23 березня 2018 р. м. Одеса). – Одеса: НУ «ОМА», 2018. – С. 14 - 20.

13. Половинка Е.М. Експлуатаційні випробування системи контролю дизелів на базі комбінованих вимірювальних перетворювачів/ Е.М. Половинка, А.Ю. Яковенко // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції на тему «Річковий та морський флот. Експлуатація і ремонт. (20 – 21 березня 2019 р. м. Одеса). – Одеса: НУ «ОМА», 2019. – С. 134 - 141.

14. Патент на корисну модель № 126226. Пристрій для діагностики паливної системи дизеля. Номер бюлетеня про видачу патенту № 11 від 11.06.2018 р. Винахідники: Половинка Едуард Михайлович, Яковенко Анатолій Юрійович.

Додаток К

Копії патенту, актів використання в навчальному процесі, актів та звіту щодо використання результатів дисертаційної роботи у суднових випробуваннях і впровадження в експлуатацію суднових дизелів





УКРАЇНА

(19) UA (11) 126226 (13) U

(51) МПК (2018.01)

G01L 23/00

G01L 23/32 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

Ініціатор(и):
Іванко Едуард Михайлович (UA),
Іванко Анатолій Юрійович (UA)

К(и):
Іванко Едуард Михайлович,
Мінарска, 13, кв. 18, м. Одеса,
UA),
Іванко Анатолій Юрійович,

Іванченко Анатолій Юрійович,
пр. Воронцовський, 7, кв. 1, м. Одеса,
65026 (UA)

(74) Представник:
Єрмак Наталія Григорівна, реєстр. №306

(21) Номер заявки: u 2018 00033

(22) Дата подання заявки: 02.01.2018

(24) Дата, з якої є чинними
права на корисну
модель: 11.06.2018(46) Публікація відомостей
про видачу патенту: 11.06.2018, Бюл.№ 11(72) Винахід
Полов
Яковен(73) Власни
Полов
вул. Се
65039 (

СИСТЕМИ ДИЗЕЛЯ

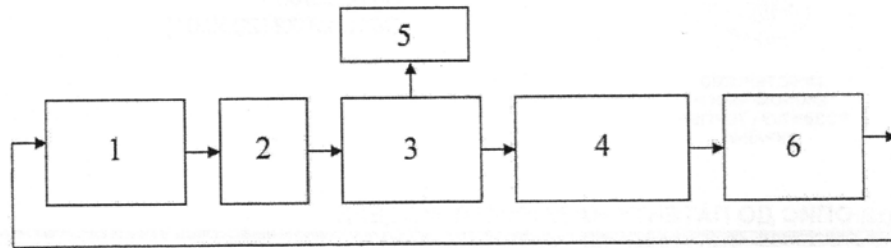
(54) ПРИСТРІЙ ДЛЯ ДІАГНОСТИКИ ПАЛИВНОЇ С

Паливної системи дизеля містить послідовно з'єднані підсилювач
зробки інформації, причому він додатково включає комбінований
ч у вигляді модернізованої шпильки кріплення паливного насоса
щени тензометричні датчики, які з'єднані з підсилювачем сигналу,
палива, вхід якого з'єднаний з виходом блока реєстрації і обробки
інформації, причому вихід з'єднаний з блоком аварійної
вихід зв'язаний з системою управління упрорскуванням палива та блоком аварійної
пальної сигналізації.

(57) Реферат:

Пристрій для діагностики па
сигналу і блок реєстрації і о
вимірювальний перетворюва
високого тиску, на якій розмі
блок управління подавання п
інформації, причому вихід з'єднаний з блоком аварійної
інформації, а
попереджува

UA 126226 U



UA 126226 U

Корисна модель належить до галузі вимірювальної техніки і може бути використана для діагностики дизелів, зокрема для оцінки змін тиску в паливній системі дизеля.

Відомий пристрій для вимірювання тиску в циліндрі двигуна [ПМ РФ № 103 614, пріор. 16.04.2010, опубл. 20.04.2011, бюл. № 11, МПК (2006.01) G01L 23/08], який містить датчик тиску, перетворювач сигналу у вигляді цифрового перетворювача, вхід якого з'єднаний з виходом датчика тиску, а вихід з входом передатчика радіосигналу, як індикатор використаний персональний комп'ютер.

Недоліками даного пристрою є використання спеціального датчика тиску, окремо встановленого на циліндрі двигуна, що ускладнює систему контролю, унеможлиблює безперервний процес моніторингу двигуна, а використання передатчика радіосигналу знижує надійність та достовірність вимірюваних даних.

Відомий пристрій діагностики паливної апаратури дизельного двигуна [ПМ РФ № 133 928, пріор. 06.12.2012, опубл. 27.10.2013, бюл. № 30, МПК (2006.01) G01M 15/00], що містить датчики тиску, фільтр датчиків тиску, аналогово-цифровий перетворювач, персональний комп'ютер, поєднуючі кабелі. Датчики тиску встановлені на паливопроводах високого тиску.

Застосування великої кількості датчиків тиску, що з'єднані між собою поєднуючими кабелями ускладнює систему контролю, потребує конструктивних змін системи, приводить до спотворення результатів вимірювань через збільшення об'єму системи уприскування палива.

Найбільш близьким до заявленого є пристрій для виміру тиску в циліндрі двигуна внутрішнього згоряння [ПМ РФ № 129 233, пріор. 22.01.2013, опубл. 20.06.2013, бюл. № 17, МПК (2006.01) G01L 23/10], що містить п'єзоелектричний датчик тиску, що сполучений з камерою згоряння циліндра двигуна і підключений до нього блок реєстрації, який включає підсилювач, блок обробки інформації та індикації.

Недоліками даного пристрою є використання окремого п'єзоелектричного датчика тиску, що сполучений з камерою згоряння циліндра двигуна, що ускладнює систему і, відповідно, впливає на надійність і достовірність результатів діагностування.

В основу корисної моделі поставлена задача удосконалення пристрою для діагностики паливної системи дизеля шляхом введення комбінованого вимірювального перетворювача і блока керування подаванням палива забезпечується безперервний оперативний контроль роботи паливної апаратури, підвищення надійності і достовірності даних вимірювальної системи при спрощенні конструкції пристрою, що збільшує економічність і екологічність дизеля.

Поставлена задача вирішується тим, що у відомому пристрої для діагностики паливної системи дизеля, що містить послідовно з'єднані підсилювач сигналу і блок реєстрації і обробки інформації, згідно з корисною моделлю, додатково включає комбінований вимірювальний перетворювач у вигляді модернізованої шпильки кріплення паливного насоса високого тиску, на якій розміщені тензометричні датчики, які з'єднані з підсилювачем сигналу, блок управління подавання палива, з'єднаний з блоком реєстрації і обробки інформації, який зв'язаний з системою управління уприскування палива та блоком аварійно-попереджувальної сигналізації.

Причинно-наслідковий зв'язок між сукупністю ознак корисної моделі і технічним результатом, що досягається, полягає у наступному.

Застосування комбінованого вимірювального перетворювача, виконаного у вигляді модернізованої шпильки кріплення паливного насоса високого тиску, на якій розміщені тензометричні датчики забезпечує підвищення надійності і достовірності даних вимірювальної системи при спрощенні конструкції пристрою.

Застосування блока управління подавання палива забезпечує підтримання заданого режиму подавання палива, порівняння поточного процесу уприскування палива з еталонним процесом та видачу сигналу на коректування подавання палива, підвищення економічності та екологічності дизеля.

Застосування блока аварійно-попереджувальної сигналізації підвищує надійність експлуатації дизеля.

За допомогою даного пристрою можливо проводити запис параметрів подачі палива (тиску і фазових параметрів роботи паливної апаратури) системами різної комплектації.

На кресленні представлена блок-схема заявленого пристрою.

Заявлений пристрій містить комбінований вимірювальний перетворювач 1 у вигляді модернізованої шпильки кріплення паливного насоса високого тиску, на якій розміщені тензометричні датчики, які з'єднані з підсилювачем сигналу 2, що сполучений з блоком реєстрації і обробки інформації 3, який з'єднаний з блоком управління подавання палива 4 та блоком аварійно-попереджувальної сигналізації 5. Блок управління подавання палива 4 пов'язаний із системою управління уприскуванням палива 6, яка замкнута на вхід комбінованого вимірювального перетворювача 1.

UA 126226 U

Пристрій працює наступним чином.

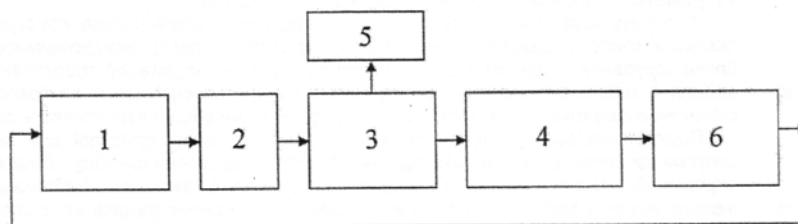
Комбінований вимірювальний перетворювач 1 реєструє тиск палива, що змінюється, в паливній апаратурі (не показано) та перетворює в аналоговий сигнал на виході, далі сигнал передається на підсилювач 2. Далі сигнал передається в блок реєстрації і обробки інформації 3, де аналоговий сигнал перетворюється в цифровий код, аналізується, реєструється і передається в блок управління подавання палива 4 та одночасно в блок аварійно-попереджувальної сигналізації 5. В блоці управління подавання палива 4 проходить порівняння поточного процесу упорскування палива з еталонним процесом, після чого видається керуючий сигнал в систему управління упорскуванням палива 6 для коригування подачі палива паливною апаратурою.

Параметри процесу упорскування реєструються вимірювальним перетворювачем 1 та подаються на вхід підсилювача 2 і цикл повторюється знову.

Використання даного пристрою дозволяє забезпечити безперервний оперативний контроль роботи дизелю, проводити запис процесу подачі палива на електронній обчислювальній машині. Включення вимірювальної системи в загальний комплекс аварійно-попереджувальної сигналізації підвищує надійність та безпечність роботи паливної системи дизеля.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Пристрій для діагностики паливної системи дизеля, що містить послідовно з'єднані підсилювач сигналу і блок реєстрації і обробки інформації, який відрізняється тим, що додатково включає комбінований вимірювальний перетворювач у вигляді модернізованої шпильки кріплення паливного насоса високого тиску, на якій розміщені тензометричні датчики, які з'єднані з підсилювачем сигналу, блок управління подавання палива, вхід якого з'єднаний з виходом блока реєстрації і обробки інформації, а вихід зв'язаний з системою управління упорскуванням палива та блоком аварійно-попереджувальної сигналізації.



Комп'ютерна верстка М. Мацело

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01006, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

(11) 126226

(19) UA

(51) МПК (2018.01)
G01L 23/00
G01L 23/32 (2006.01)

(21) Номер заявки: u 2018 00033

(22) Дата подання заявки: 02.01.2018

(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 11.06.2018

(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: 11.06.2018, Бюл. № 11

(72) Винахідники:
Половинка Едуард Михайлович, UA,
Яковенко Анатолій Юрійович, UA

(73) Власники:
Половинка Едуард Михайлович,
вул. Семінарська, 13, кв. 18, м.
Одеса, 65039, UA,
Яковенко Анатолій Юрійович,
пров. Воронцовський, 7, кв. 1,
м. Одеса, 65026, UA

(54) Назва корисної моделі:

ПРИСТРІЙ ДЛЯ ДІАГНОСТИКИ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДИЗЕЛЯ

(57) Формула корисної моделі:

Пристрій для діагностики паливної системи дизеля, що містить послідовно з'єднані підсилювач сигналу і блок реєстрації і обробки інформації, який відрізняється тим, що додатково включає комбінований вимірювальний перетворювач у вигляді модернізованої шпильки кріплення паливного насоса високого тиску, на якій розміщені тензометричні датчики, які з'єднані з підсилювачем сигналу, блок управління подавання палива, вхід якого з'єднаний з виходом блока реєстрації і обробки інформації, а вихід зв'язаний з системою управління упорскуванням палива та блоком аварійно-попереджувальної сигналізації.

(11) 126226

Державне підприємство
«Український інститут інтелектуальної власності»
(Укрпатент)

Оригіналом цього документа є електронний документ з відповідними реквізитами, у тому числі з накладеним електронним цифровим підписом уповноваженої особи Міністерства економічного розвитку і торгівлі України та сформованою позначкою часу.

Ідентифікатор електронного документа 0085080618.

Для отримання оригіналу документа необхідно:

1. Зайти до ІДС «Стан діловодства за заявками на винаходи та корисні моделі», яка розташована на сторінці <http://base.uipv.org/searchInvStat/>.
2. Виконати пошук за номером заявки.
3. У розділі «Документи Укрпатенту» поруч з реєстраційним номером документа натиснути кнопку «Завантажити оригінал» та ввести ідентифікатор електронного документа.

Ідентичний за документарною інформацією та реквізитами паперовий примірник цього документа містить 2 арк., які пронумеровані та прошиті металевими люверсами.

Уповноважена особа Укрпатенту



І.Є. Матусевич

11.06.2018

« ЗАТВЕРДЖУЮ »
 Перший проректор
 Національного університету
 <Одеська морська академія>
 д.ю.н., професор _____ О.М. Шемякін
 2019 р.
 А К Т

про використання результатів дисертаційної роботи Яковенко Анатолія
 Юрійовича «Удосконалювання експлуатаційного контролю робочих про-
 цесів суднових дизелів» в навчальному процесі НУ <ОМА >

Ми, що нижче підписались, начальник навчального відділу Одеської національної морської академії Пархоменко М.М. та декан судномеханічного факультету к.т.н. , професор Колегаев М.А., склали цей акт у тому, що результати дисертаційної роботи Яковенко Анатолія Юрійовича «Удосконалювання експлуатаційного контролю робочих процесів суднових дизелів» в навчальному процесі НУ <ОМА > впровадженні у навчальному процесі кафедри суднових енергетичних установок , а саме:

- 1) в дисципліні «Суднові дизелі та їх технічна експлуатація», яку читають курсантам 3-го курсу судномеханічного факультету та факультету автоматики , зокрема при викладанні лекцій «Робочі процеси дизеля », « Індикаторні та ефективні показники роботи дизеля», «Експлуатаційні характеристики дизеля»;
- 2) в дисципліні «Суднові дизельні установки та їх експлуатація», яку читають курсантам 5-го курсу судномеханічного факультету - при викладанні лекцій «Режими роботи, контроль та діагностування дизеля» ;
- 3) при проведенні лабораторних занять за темами: « Випробування дизеля по гвинтовий характеристики», « Визначення механічного ККД дизеля».
- 4) При виконанні курсових і випускних робіт за тематикою кафедри СЕУ.

Начальник навчального відділу ОНМА

Пархоменко М.М.

Декан судномеханічного факультету

НУ <ОМА> к.т.н., професор

Колегаев М.О.

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
 Директор ТОВ «Інтреско» ТМД
 Остапов І.І.



« 03 » 07

АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи
 Яковенко Анатолія Юрійовича «Удосконалювання експлуатацій-
 ного контролю робочих процесів суднових дизелів»

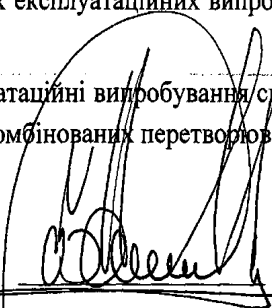
Ми, що нижче підписались, старший механік т/х "Тайфун" Николаєв В.К. , капітан т/х "Тайфун" Ялин В.М. склали цей акт у підтвердження того, що 16.11.2018 р. на головному двигуні т/х "Тайфун" 6Д30\50 були проведені випробування системи контролю робочих процесів, розробленої під керівництвом Яковенко А.Ю. за результатами його дисертаційних досліджень на тему «Удосконалювання експлуатаційного контролю робочих процесів суднових дизелів».

Отримані дані підтверджують висновки дисертаційної роботи А.Ю.Яковенко, а випробувана система може бути використана як базовий варіант для проведення тривалих експлуатаційних випробувань і впровадження на суднових дизелях

Додаток: звіт про експлуатаційні випробування системи контролю робочих процесів дизелів на базі комбінованих перетворювачів.

Капітан
 т/х «Тайфун»

Старший механік
 т/х «Тайфун»

 /Ялин В.М./
 / Николаєв В.К./

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Директор ТОВ «Інтреско»
Остапов Н.Н.

« 03 » 07

АКТ



м. Одеса
ТОВ "Інтреско" ЛТД

Цей акт складений щодо питання використання результатів дисертаційної роботи Яковенко Анатолія Юрійовича "Удосконалення експлуатаційного контролю робочих процесів суднових дизелів".

Згідно даних успішних експлуатаційних випробувань системи контролю дизелів (СКД), розробленої під керівництвом А.Ю. Яковенко на базі виконаних їм дисертаційних досліджень, ТОВ "Інтреско" ЛТД ухвалило рішення щодо застосування системи на судах компанії.

Основною перевагою СКД у порівнянні з аналогічними системами є застосування комбінованих вимірювальних перетворювачів на базі конструктивних елементів двигунів. СКД, за прогнозом, є суттєво дешевшою і в той же час забезпечує постійний контроль вимірюваних параметрів. Спрощується процедура вимірів, підвищується вірогідність інформації.

Постійний контроль параметрів робочих процесів дизелів забезпечує зниження середньоексплуатаційних витрат палива, зменшує викиди шкідливих речовин з газами, що відробили, підвищує надійність двигунів, скорочує витрати праці на обслуговування, заощаджує запчастини.

Зменшення витрат палива становить 1÷1,5 %. При річному споживанні палива головними двигунами суден ТОВ "Інтреско" ЛТД 67160 т економічний ефект від впровадження результатів дисертаційних досліджень А.Ю.Яковенко складе 402960 дол. США. Витрати на обладнання суден СКД віднесені до терміну служби систем, незначні, й не співставні з економічним ефектом.

Додаток:

1. Акт випробувань СКД на т/х "Тайфун".
2. Звіт про випробування СКД на т/х Тайфун".

Суперінтендант

/Хомутовський П.А./

Економіст

/Повольнова Е.Ю./

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Директор ТОВ «Інпреско» ЛПД
Остапов І.Н.

« 03 » 04



ЗВІТ

про суднові випробування системи контролю дизелів на базі комбінованих вимірювальних перетворювачів

Випробування проведені для перевірки пропозицій щодо використання комбінованих вимірювальних перетворювачів у системах контролю дизелів (СКД), розроблених А.Ю.Яковенко в дисертації " Удосконалювання експлуатаційного контролю робочих процесів судових дизелів ".

Для виконання випробувань на кафедрі СЕУ НУ «ОМА» під керівництвом А.Ю. Яковенко створена й випробувана СКД на базі комбінованих вимірювальних перетворювачів, опис якої представлено нижче.

До складу системи входять:

- блок попереднього підсилювача,
- змонтовані на двигуні шпилька - датчик і гайка - датчик,
- кабель зв'язку,
- пристрій індикації (осцилограф).

Функціональна блок-схема СКД представлена на рис.1.

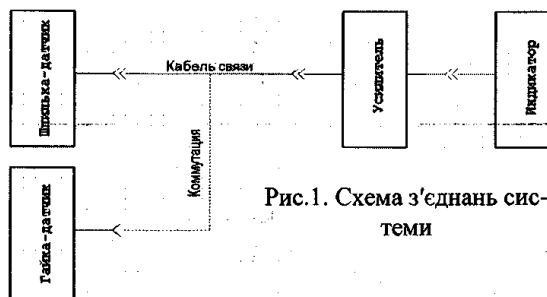


Рис.1. Схема з'єднань системи

У якості пристрою індикації можливе застосування:

- аналогового осцилографа,
- цифрового осцилографа,
- комп'ютера з осцилографічною приставкою.

Оскільки випробування планувалися на середньообертних двигунах Д30/50, то конструкція вимірювальних перетворювачів відповідала використовуваним деталям дизелів. Для реєстрації тиску палива використовувалась шпилька кріплення ПНВТ, а датчиком тиску газів у циліндрі слугувала гайка кріплення кришки циліндра.

Креслення шпильки (шпилька-датчик "Ш-Д") наведене на рис. 2. Гайка для монтажу вимірювального перетворювача тиску газів у циліндрі (гайка-датчик "Г-Д") виготовлена за кресленням рис.3.

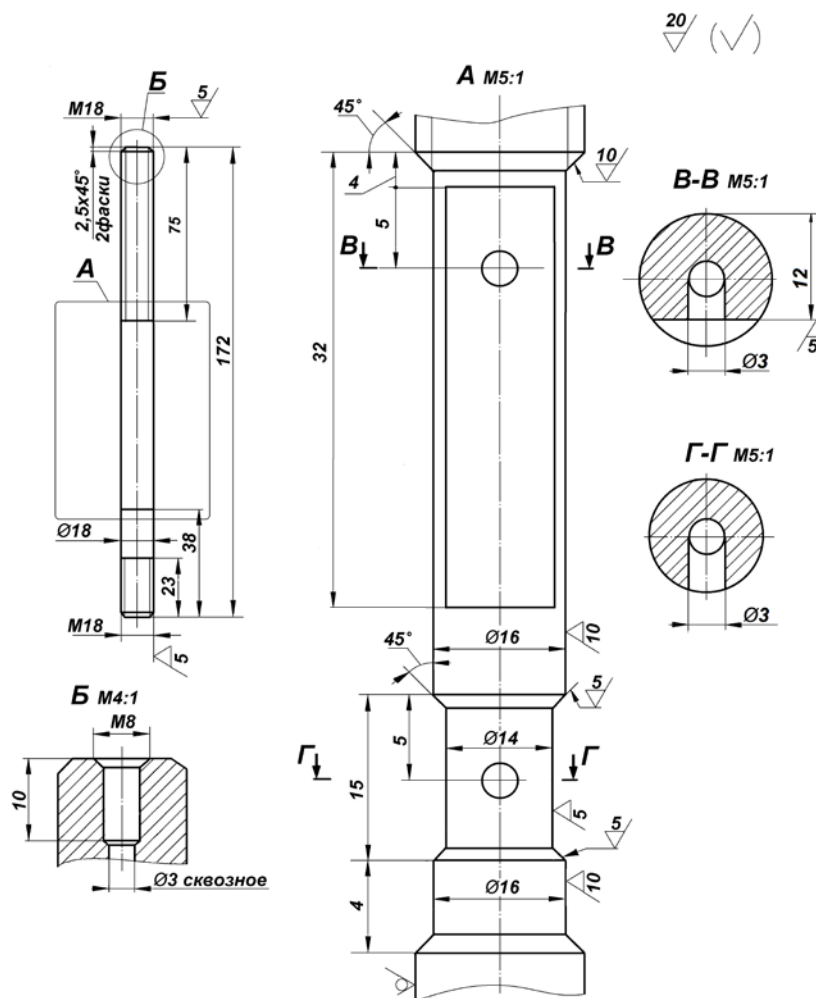


Рис.2. Шпилька - датчик тиску в ПНВТ дизеля Д 30/50.

Підсилювач забезпечує перетворення деформації корпусу датчика в електричний сигнал, його посилення й видачу на реєструючий пристрій. Необхідність попереднього підсилювача обумовлена наступними факторами.

Датчики тиску виготовлені на основі тензорезисторів опором $100 \div 200$ Ом і зібрані за напівмостовою схемою. Враховуючи максимальний струм через тензорезистори порядку $20 \div 30$ мА, коефіцієнт деформування тензорезисторів, місця розташування датчиків, то напруги на виході мосту очікуються не краще рівня $0.05 \div 1$ мВ, що недостатньо для якісного відображення сигналу осцилографом.

Враховуючи вищесказане, були сформульовані наступні вимоги до попереднього підсилювача:

- можливість вибору коефіцієнта підсилення,
- максимальний коефіцієнт підсилення 10000,
- мінімальний коефіцієнт підсилення від $1 \div 20$.

Крім власно підсилювача, необхідно мати джерело живлення півмоста датчика й схему балансування мосту, які вносять істотний вклад у нестабільність (дрейф) вихідної напруги підсилювача.

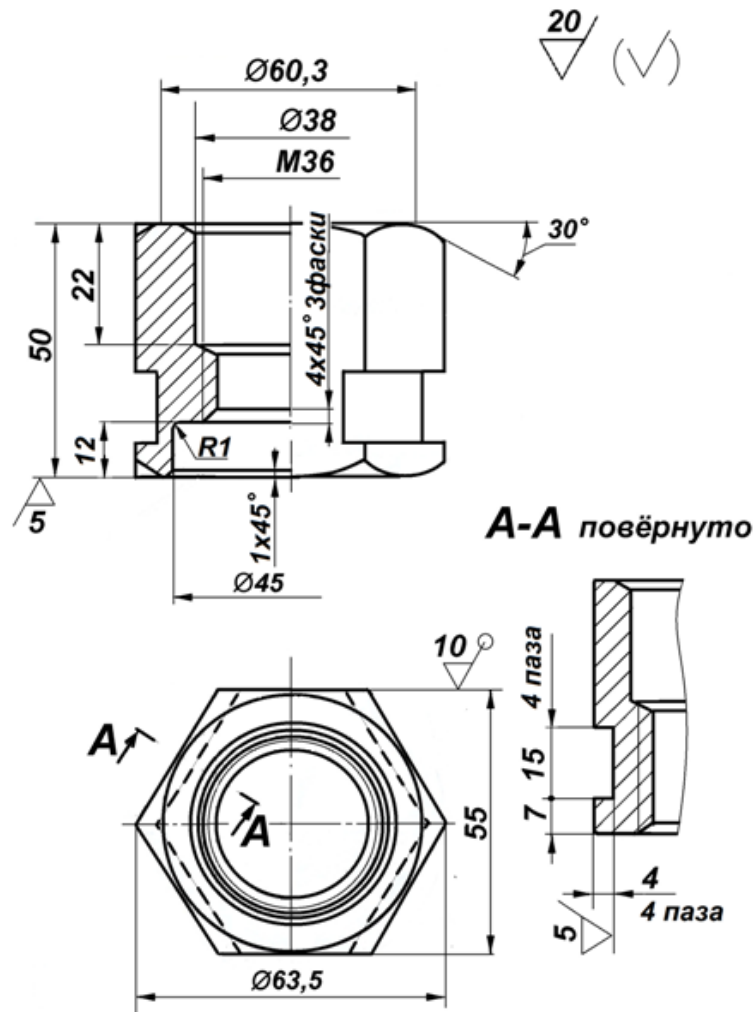


Рис.3 . Гайка – датчик тиску газів у циліндрі дизеля Д

Для забезпечення викладених вище вимог використані прецизійні елементи схеми (рис.4) .

У якості підсилювача застосований прецизійний мікропотужний інструментальний підсилювач INA118 фірми BURR-BROWN з наступними параметрами:

- малий дрейф.....0.5 мкВ/ °С;
- високий коефіцієнт послаблення синфазних сигналів.....110 дБ;
- захист входівдо $\pm 40V$;
- захист від КЗ по виходу;
- коефіцієнт підсилення 1...10000.

Коефіцієнт підсилення встановлюється зовнішнім резистором (R5..R9) за допомогою перемикача S1 "Посилення". Усього доступно 6 діапазонів: 1,100,500,2000,10000. Для забезпечення стабільності посилення в якості задавальних опорів застосовані резистори типу 32-29В, відібрані за мінімальним значенням ТКС.

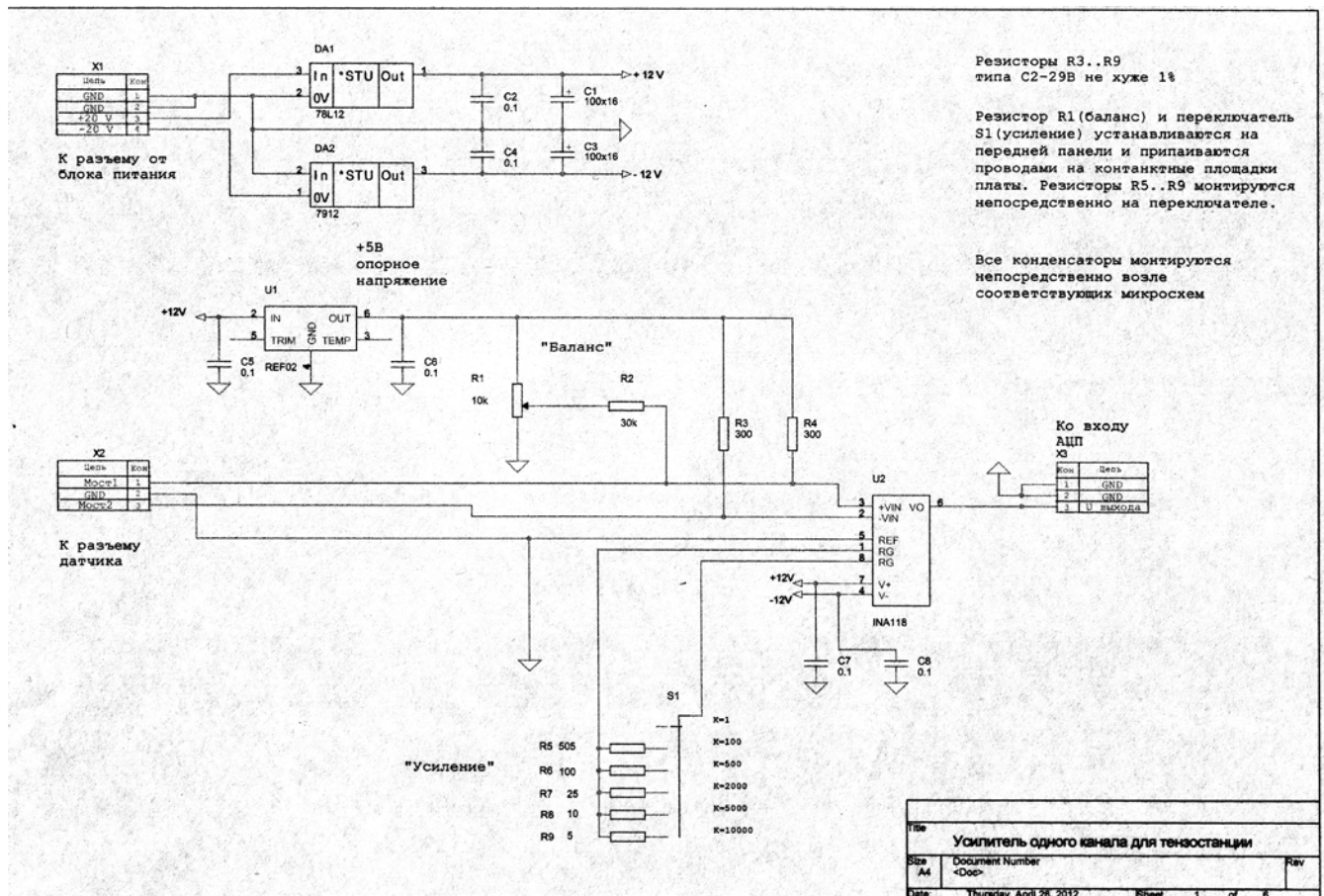


Рис.4. Принципова схема попереднього підсилювача.

Схема живлення й балансування мосту виконана на елементах U1, R1..R4. Мікросхема U1 типу REF02 являє собою прецизійне джерело опорної напруги +5В с максимальним вихідним струмом 30мА й температурною стабільністю не гірше 8 ppm/ °С, що означає приблизно 0.03% у діапазоні зміни температур 30 градусів.

Резистори R3, R4 типу 32-29В доповнюють напівмостову схему тензодатчика до повного мосту, тому вони також відбираються за однаковим знаком й приблизно рівним значенням ТКС.

Балансування мосту здійснюється звичайним для подібного типу схем способом за допомогою зміни струму одного плеча мосту (змінний резистор R1 "Баланс" і резистор R2).

Для реєстрації (індикації) розглянутих процесів передбачено, як зазначено вище, використання трьох пристроїв: двох осцилографів і персонального комп'ютера.

Базовий комплект апаратури СКД, що пройшов випробування на т/х "Тайфун" 16.11.2018р. представлений на рис. 5.

Реєстрація індикаторного процесу (тиск газів) здійснювалася за допомогою вимірювального перетворювача на базі гайки кріплення кришки циліндра Г- Д 1. Для контролю процесу упорскування палива у насосі високого тиску використано два варіанти перетворювачів: препаровані шпильки кріплення насоса на полиці приводів 3 Ш- Дк (короткої) і з'єднуючої шпильки голівки насоса 2 Ш- До (основної).

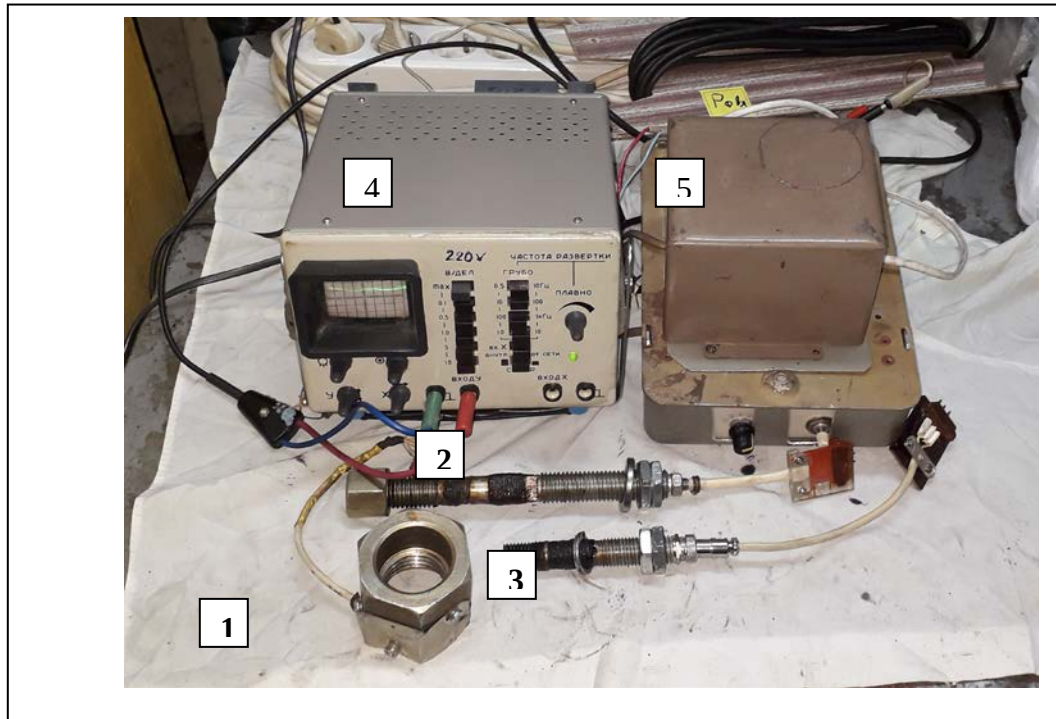


Рис.5. Склад системи контролю дизелів на базі комбінованих перетворювачів тиску: 1- датчик тиску газів Г-Д; 2-датчик тиску палива в ПНВТ основний Ш-До; 3- датчик тиску палива в ПНВТ короткий Ш-Дк; 4 – осцилограф; 5 – підсилювач

Інший варіант комплектації дослідного варіанта системи під час виробувань на т/х "Тайфун" із ПК для запису контрольованих процесів даний на рис.6.



Рис. 6. Система контролю дизелів с ПК

Випробування експериментальної версії системи контролю дизелів на базі комбінованих перетворювачів (датчиків) виконані на середньообертному судновому дизелі 6Д30/50, установленому в якості головного на т/х "Тайфун".

Основні характеристики двигуна:

діаметр циліндра 300 мм, хід поршня 500 мм;

номінальна частота обертання 300 о/хв;

номінальна потужність 600 е.к.с. (441 кВт).

Двигун нереверсивний, працює на гвинт регульованого кроку й слугує приводом валогенератора.

Розміщення датчиків на ПНВТ показане на рис. 7, а датчик тиску газів, змонтований на кришці циліндра, зображений на світлині рис. 8.

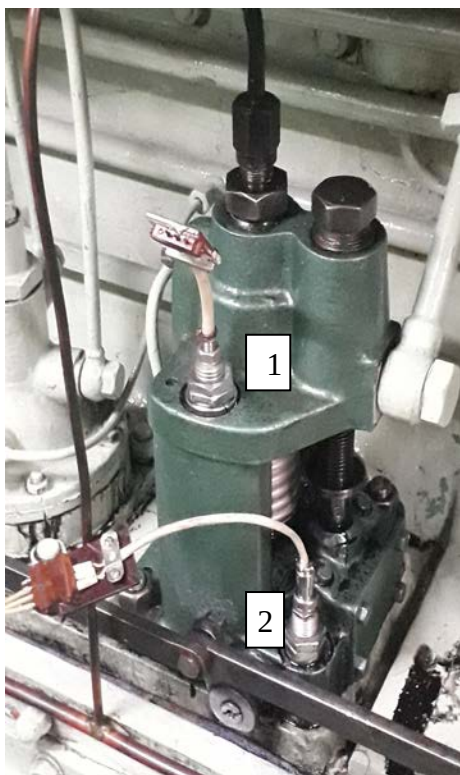


Рис. 7. Датчики тиску палива на ПНВТ: 1 – основний Ш-До, 2 – короткий Ш-Дк

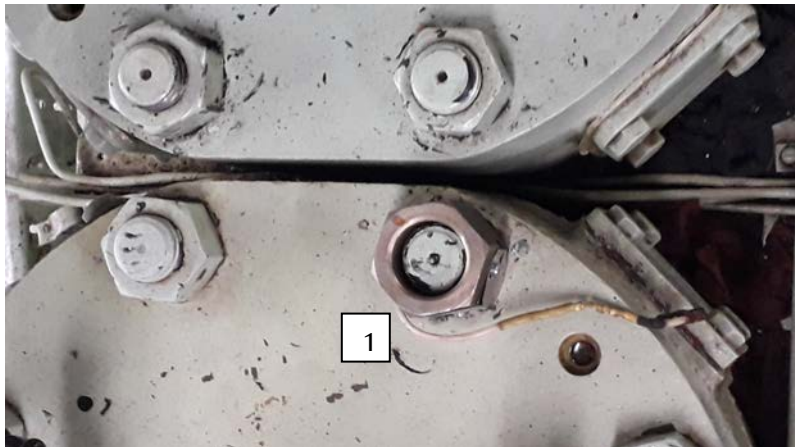


Рис. 8. Датчик 1 тиску газів на кришці циліндра

Запис тиску газів у циліндрі й палива в ПНВТ здійснювався отже по одному каналу на двох режимах:

- на холостому ході (з нульовим розворотом ГРК) при частоті обертання 200 о/хв;
- при 300 о/хв із нульовим кроком ГРК і навантаженням валогенератора 8 кВт.

Реєстрація параметрів здійснена шляхом зйомки процесів з екрану осцилографа й запису на ПК. Записані наступні параметри:

- тиск газів у циліндрі P_g датчиком Г- Д;
- тиск палива в ПНВТ P_n основним датчиком Ш- До;
- тиск палива в ПНВТ P_n коротким датчиком Ш- Дк.

Основний датчик тиску палива Ш- До встановлений замість шпильки, що з'єднує корпус приводу ПНВТ і голівку насоса й має більшу довжину, чим короткий Ш- Дк. Останній заміняє одну зі шпильок кріплення приводу насоса (рис 7, позиції 1,2 відповідно).

Осцилограми тиску в ПНВТ і тиски газів фіксувалися шляхом фотографування з екрана аналогового осцилографа. Запис вівся безупинно протягом декількох обертів. Осцилограми, наведені нижче, є вибіркою з кінограм. Поряд зі світлинами дані їхні копії.

Приклад запису тиску газів, виконаний за допомогою ПК, показаний на рис 9. На діаграмі чітко проглядаються характерні точки: тиск у момент початку видимого згоряння, максимальний тиск згоряння. Можливо оцінити динамічність робочого процесу.

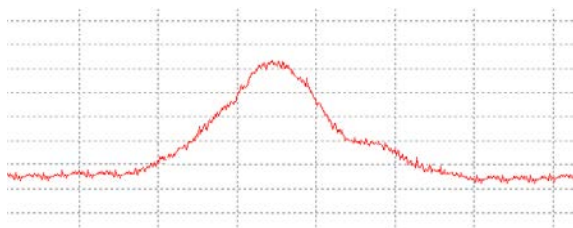


Рис. 9. Запис на ПК тиску P_g для режиму P1

Інші осцилограми (рис.10÷15) отримані шляхом кінозйомки з екрана осцилографа. З них перші чотири отображають тиск палива у ПНВТ. Запис виконано двома датчиками Ш- Д: основним Ш- До рис. 10,11 і меншої довжини Ш- Дк.

Запис Ш- До переважніший, як за рівнем сигналу, так і за відсутністю істотних перешкод. Очевидно, більше навантаження на даний датчик визначає його більшу чутливість

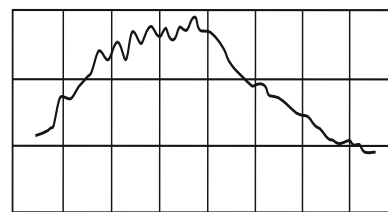
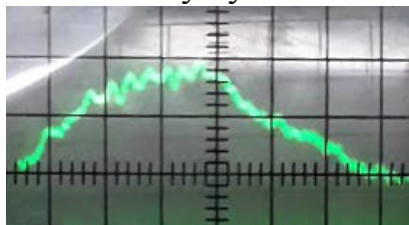


Рис. 10. Тиск палива на х.х.при 200 о/хв - Ш- До

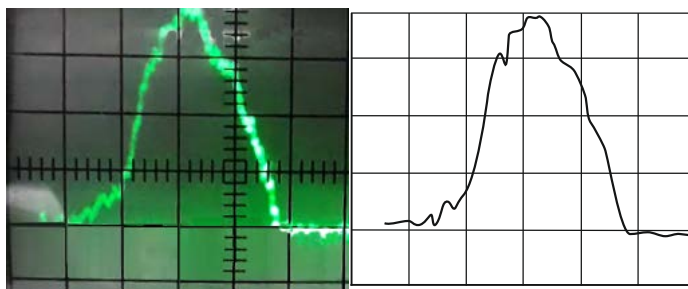


Рис. 11. Тиск палива при 8 кВт, 300 о/хв - Ш- До



Рис. 12. Тиск палива на хх, 200 о/хв - Ш- Дк

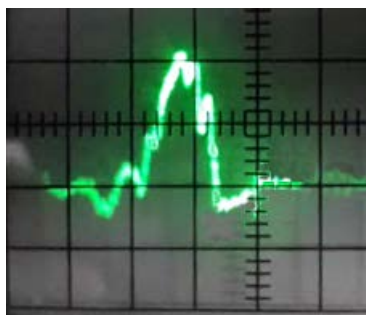


Рис. 13. Тиск палива при 8 кВт, 300 о/хв - Ш- Дк

Під час запису процесу упорскування в ПНВТ і робочого процесу є можливість перетворення осцилограм для більш детального аналізу окремих ділянок або одержання необхідної форми при її документуванні. Це досягається зміною частоти розгорнення й масштабу при виводі на екран осцилографа. Додаткові можливості при цьому виникають при редагуванні зображення на комп'ютері.

Осцилограми робочого процесу в циліндрі (рис. 14, 15) є розгорнутими індикаторними діаграмами. Якість реєстрації забезпечує одержання необхідної інформації щодо характеристик процесів, що формують робочий цикл: стиску, згоряння, розширення.

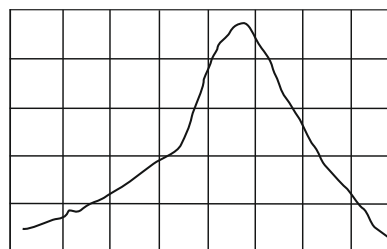
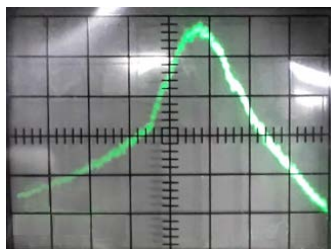


Рис. 14. Тиски газів на х.х. при 200 о/хв - датчик Г- Д

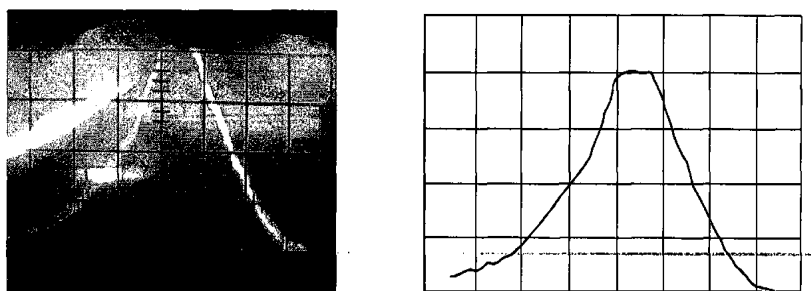


Рис. 15. Тиски газів з навантаженням 8кВт при 300 о/хв - датчик Г- Д

Висновки

Суднові випробування дослідних варіантів СКД на базі комбінованих вимірювальних перетворювачів підтвердили на якісному рівні (без числових параметрів) можливість її застосування для реєстрації паливоподачі й робочого процесу суднових дизелів.

Виконане й основне завдання - перевірка працездатності системи і якості реєстрації робочих процесів двигуна при використанні комбінованих перетворювачів як датчиків високого тиску палива й газів у циліндрі.

Керівник випробувань

/А.Ю. Яковенко/

Ст.механік т/х «Тайфун»

/В.К. Николаєв/

Інженер каф. СЕУ НУ «ОМА»

/М.С. Романченко/

Додаток Л

Технологічна схема розробки теми дисертації

