

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова

**Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису**

ШАЛАПКО ДЕНИС ОЛЕГОВИЧ

УДК 621.431

ДИСЕРТАЦІЯ

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ
СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ
ВИКОРИСТАННЯМ МАЛИХ ДОМШОК ВОДНЮ ДО ОСНОВНОГО
ПАЛИВА

Спеціальність 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки

Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело
_____Д.О.Шалапко

Науковий керівник: Тимошевський Борис Георгійович д.т.н., професор

Миколаїв 2019

АНОТАЦІЯ

Шалапко Д.О. Підвищення ефективності суднових двигунів внутрішнього згоряння застосуванням малих домішок водню до основного палива. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки». – Національний університет кораблебудування, Миколаїв, 2019.

Дисертація присвячена дослідженню робочого процесу в судновому турбопоршневому дизельному двигуні та його паливній апаратурі при використанні малих домішок водню до основного палива. Використання домішок водню до основного палива призводить до покращення екологічних та економічних показників ДВЗ. Відомі способи застосування добавок водню, мають ряд недоліків, серед яких висока витрата водню – що призводить до збільшення витрат, складність з наладкою, збільшення небезпеки вибуху через прямий контакт водню з повітрям. Використання прямого впорскування водню потребує ускладнення конструкції двигуна та додаткового простору в циліндрі двигуна.

Одним з найбільш перспективних способів використання водневих добавок є спосіб запропонований проф. Патрахальцевим М.М.. Даний спосіб характеризуються додаванням водню через незворотній клапан у паливопровід високого тиску між ПНВТ та форсункою на хвилі падіння тиску. Проте в науковій літературі не знайдено джерел щодо використання водню запропонованим способом.

Експериментальні дослідження проведені у «Центрі перспективних енергетичних технологій НУК» підтвердили підвищення експлуатаційних показників дизельного двигуна, зокрема приріст потужності склав на 1,7...3,4%, зменшення питомої витрати палива 2,2...3,7% в залежності від порції доданого водню. Експериментально підтверджено, що кількість водневої домішки залежить від тиску подачі водню, частоти обертання та навантаження двигуна.

Удосконалена математична модель абсорбції водню під час додавання у паливопровід високого тиску, що враховує коливання рідкого палива між впорскуваннями та довжину паливопроводу.

Розроблено експериментальний стенд для дослідження впливу додавання малих домішок водню на процес розпилення палива. Так використання малих домішок водню до основного палива призводить до укорочування факела розпиленого палива, та збільшення його кута розкриття. Відповідно можна судити про покращення подрібненості крапель та руйнування над збагаченої серцевини факела.

Удосконалено математичну модель робочого циклу дизельного двигуна, що враховує вплив використання малих домішок водню до основного палива на процес розпилення.

Розроблено практичні рекомендації щодо вибору раціональних параметрів роботи дизельного двигуна з використанням малих домішок водню до основного палива, які дозволяють налаштувати сучасні та проектувати нові ДВЗ. Встановлено, що внаслідок покращення якості розпилу кут випередження впорскування потребує корегування. Раціональний кут випередження впорскування палива, який лежить в межах $-2...-7^{\circ}$ від заводських налаштувань, дозволяє підвищити ефективну потужність двигуна на 4,1...5,5 %.

Визначено раціональний діапазон додавання водневої домішки, що складає 0,05...0,15% по масі. Визначено ефективність застосування малих домішок водню на судах сучасного флоту.

Наукові результати, які автор захищає, та їх новизна:

Вперше:

– встановлено, що подачу водню в паливопровід високого тиску ДВЗ можна здійснювати додатковим пристроєм, за рахунок використання хвильових процесів у паливній апаратурі дизельного двигуна, розчинності водню в дизельному паливі, що покращує розпилювання дизельного палива та підвищує ефективність ДВЗ;

– встановлено, що зменшення довжини паливного струменя на 5...10% та збільшення кута розкриття цього струменя на 7...12% досягається за рахунок

використання малих домішок водню до основного палива у кількості до 0,15%, що зменшує середній діаметр крапель розпиленого палива на 6...11%, покращує його розпил та зменшує витрати основного дизельного палива;

– встановлено, що максимальна кількість домішок водню складає 0,05...0,12% від маси основного дизельного палива, що досягається за рахунок використання хвильових процесів в паливній апаратурі високого тиску, налаштуванні змішуючого пристрою, коригування кута випередження впорскування в межах $-2...-7^{\circ}$, відповідно заводських налаштувань та параметрів додавання водню, що збільшує ефективну потужність двигуна на 2,6...5,5% та зменшує ефективну витрату палива на 4,5...5,7%;

– встановлено, що підвищення точності математичної моделі досягається за рахунок коригування коефіцієнтів в залежності середнього діаметра крапель розпиленого палива E_k , який визначається з урахуванням типу форсунки та умов розпилювання, та константи випаровування великих крапель палива A_z , що дозволяє визначати параметри та характеристики робочого процесу двигуна при використанні малих домішок водню до основного палива та підвищити точність моделювання.

Удосконалено:

– математичну модель процесів розчинення водню в дизельному паливі, які відбуваються в змішуючому пристрої та паливопроводі високого тиску ДВЗ, шляхом врахування конструктивних параметрів паливної системи та характеристики впорскування, що дозволяє виконувати якісну та кількісну оцінку розчинності водню при його подачі до паливної магістралі високого тиску;

– математичну модель робочого циклу дизельного двигуна, яка враховує використання малих домішок водню до основного палива в паливопроводі високого тиску, що дозволяє досягти максимальної середньоквадратичної похибки визначення тиску в циліндрі та визначення індикаторних показників ДВЗ на рівні 5...12%.

Отримало подальший розвиток:

– методика розрахунків та конструювання пристроїв подачі водню в дизельні двигуни на лінії високого тиску, що дозволяє їх застосовувати для дизельних двигунів різного типу, потужності та підвищити їх ефективність;

Достовірність отриманих у роботі результатів та висновків забезпечена застосуванням сучасних розрахунково-експериментальних засобів та методів. Достовірність експериментальних даних забезпечена використанням сучасних вимірювальних комплексів та високою точністю вимірювальних приладів (границя основної допустимої похибки перетворювачів тиску, температури та витрат не перевищувала 1%).

Практичне значення отриманих результатів:

- вдосконалений пристрій для додавання малих домішок водню дозволяє здійснити насичення основного дизельного палива воднем та забезпечити його подачу в циліндр ДВЗ у раціональній кількості;
- розроблено практичні методики розрахунку конструктивних параметрів пристрою для подачі малих домішок водню до основного дизельного палива, які дозволять проектувати систему подачі палива для ряду судових двигунів;
- розроблено програмне забезпечення для практичного розрахунку робочого циклу ДВЗ, що працює на дизельному паливі з добавками водню.

Ключові слова: судові дизельні двигуни, моделювання, параметри робочого процесу, водень, розпилення палива.

SUMMARY

Shalapko D.O. Improving the efficiency of marine engine combustion using small amounts of hydrogen to the main fuel. Manuscript.

Dissertation for the degree of a candidate of technical sciences (Doctor of Philosophy) in specialty 05.05.03 "Engines and power plants". - National University of Shipbuilding, Nikolaev, 2018.

The dissertation is devoted to the study of the working process in a marine turbopump diesel engine and its fuel equipment with the use of small admixtures of hydrogen to the main fuel. The use of impurities of hydrogen to the main fuel leads to an improvement in the environmental and economic performance of the ICE. Known ways to use hydrogen supplements have several disadvantages, including high consumption of hydrogen - which leads to increased costs, complexity with adjustment, increasing the risk of explosion through direct contact with hydrogen from air. The use of direct hydrogen injection requires complicated engine design and additional space in the engine cylinder.

One of the most promising ways to use hydrogen supplements is the method proposed by Prof. Patrahaltsev M.M. This method is characterized by the addition of hydrogen through an irreversible valve in the fuel line of high pressure between the high pressure pype and the nozzle on the wave of pressure drop. However, sources have not been found in the scientific literature regarding the use of hydrogen in the proposed method.

Experimental studies conducted at the Center for Advanced Energy Technologies of NUOS confirmed the increase in the performance of the diesel engine, in particular, the increase in power was 1.7 ... 3.4%, the reduction of the specific fuel consumption of 2.2 ... 3.7%, depending on the portion of added hydrogen. It has been experimentally proved that the amount of hydrogen impurity depends on the pressure of hydrogen supply, the rotational speed and loading of the engine.

An improved mathematical model for absorbing hydrogen during the addition of a high-pressure fuel line, which takes into account the variation of liquid fuel between the injections and the length of the fuel line.

An experimental test bench was developed for the study of the influence of the addition of small impurities of hydrogen on the process of fuel spraying. So the use of small admixtures of hydrogen to the main fuel leads to a shortening of the torch of sprayed fuel, and an increase in its opening angle. Accordingly, it is possible to judge the improvement of the purity of the droplets and the destruction of the enriched core of the torch.

The mathematical model of the working cycle of a diesel engine, which takes into account the influence of the use of small admixtures of hydrogen to the main fuel on the process of spraying, has been improved.

Practical recommendations on the choice of rational parameters of diesel engine operation with the use of small impurities of hydrogen to the main fuel are developed, which allow to set up modern and design new ICEs. It has been established that due to the improvement of the quality of the cutting, the pre-injection angle needs to be corrected. The rational angle of inertia of fuel injection, which lies in the range $-2 \dots -7^\circ$ from the factory settings, allows you to increase the effective engine power by 4.1 ... 5.5%.

The rational range of addition of hydrogen impurity, which is 0.05-0.15% by weight, is determined. The efficiency of using small admixtures of hydrogen on the ships of modern fleet is determined.

The scientific results that the author protects, and their novelty:

For the first time:

- it has been established that the supply of hydrogen to the high-pressure diesel fuel line can be accomplished by an additional device, due to the use of wave processes in the fuel equipment of the diesel engine, the solubility of hydrogen in diesel fuel, which improves the diesel fuel sawing and increases the efficiency of the ICE;

- it has been established that reducing the length of the fuel jet by 5 ... 10% and increasing the angle of opening of this jet by 7 ... 12% is achieved by using small amounts of hydrogen to the main fuel in an amount up to 0,15%, which reduces the average diameter of the droplets of sprayed fuel by 6 ... 11%, improves its cutting and reduces the cost of the main diesel fuel;

- it was established that the maximum amount of impurities of hydrogen is 0.05 ... 0.12% of the mass of the main diesel fuel, which is achieved through the use of wave

processes in the fuel equipment of high pressure, configuring the mixing device, adjusting the angle of injecting in the range $-2 \dots -7^\circ$, according to factory settings and hydrogen addition parameters, which increases the effective engine power by 2,6 ... 5,5% and reduces the effective fuel consumption by 4,5 ... 5,7%;

- it was established that the increase of the accuracy of the mathematical model is achieved by adjusting the coefficients, depending on the average diameter of the droplets of the sprayed fuel E_k , which is determined by the type of nozzle and the conditions of the spraying, and the constants of evaporation of large droplets of fuel A_z , which allows to determine the parameters and characteristics of the engine working process use of small impurities of hydrogen to the main fuel and increase the accuracy of the simulation.

Improved:

- a mathematical model of processes for dissolving hydrogen in diesel fuel that takes place in the mixing device and the high-pressure fuel line of the internal combustion engine, taking into account the design parameters of the fuel system and the characteristics of the injection, which allows performing a qualitative and quantitative assessment of the hydrogen solubility when it is fed to the fuel line of high pressure;

- a mathematical model of the diesel engine's working cycle, which takes into account the use of small admixtures of hydrogen to the main fuel in the fuel of the high pressure wire, which allows to achieve the maximum mean square error of the determination of pressure in the cylinder and the determination of indicator indicators of ICE at a level of 5 ... 12%.

Has been further developed:

- the method of calculation and design of hydrogen supply devices in diesel engines on the high pressure line, which allows them to be used for diesel engines of different types, power and increase their efficiency;

The reliability of the results and conclusions obtained in the work is ensured by the use of modern calculation and experimental means and methods. The reliability of experimental data is ensured by the use of modern measuring systems and the high accuracy of measuring devices (the boundary of the basic permissible error of the converters of pressure, temperature and costs did not exceed 1%.

The practical value of the results obtained:

- an improved device for the addition of small impurities of hydrogen allows for the saturation of the main diesel fuel with hydrogen and to provide it to the ICE cylinder in rational quantities;
- practical methods for calculating the design parameters of the device for supplying small impurities of hydrogen to the main diesel fuel are developed, which will allow designing a fuel supply system for a number of marine engines;
- Software was developed for practical calculation of the working cycle of the ICE, working on diesel fuel with hydrogen additives.

Key words: marine diesel engines, modeling, parameters of working process, hydrogen, fuel spraying.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

1. Тимошевський Б.Г., Ткач М.Р., Шалапко Д.О. Поліпшення робочих характеристик дизельних двигунів за допомогою додавання водню // Водный транспорт. 2016. №2 (25). С. 24-28.

2. Ткач М.Р., Тимошевский Б.Г., Доценко С.М., Галынкин Ю.Н., Шалапко Д.О. Утилизация теплоты вторичных энергоресурсов судовых малооборотных двигателей, работающих на альтернативном топливе // Двигатели внутреннего сгорания. 2017. №2. С. 8-13.

Особистий внесок: визначення основних показників робочого процесу в ДВЗ з використанням альтернативних палив (водню) та визначення ефективності двигунів.

3. Тимошевський Б.Г., Ткач М.Р., Шалапко Д.О. Основні положення математичної моделі додавання водню на лінії високого тиску паливної апаратури // Вісник Херсонського національного технічного університету. 2017. Т. 1., № 3 (62). С. 233-237.

Особистий внесок: визначення залежностей, які визначають розчинність водню в основному дизельному паливі за допомогою змішувального пристрою, залежностей формування факелу розпаленого факелу, а також процесів в паливопроводі високого тиску.

4. Шалапко Д.О. An experimental study of the wave effect in fuel equipment using hydrogen additives to diesel fuel // Technology audit and production reserves. 2018. Vol 6/1, (44). С 36 – 40.

Особистий внесок: результати експериментального визначення параметрів розчинення водню у дизельному паливі за допомогою змішувального пристрою з урахуванням хвильових процесів у паливній апаратурі високого тиску.

5. Shalapko D.O., Proskurin A.Y., Mitrophanov O.M. Methods to improve the performance of diesel engines by adding hydrogen into high pressure line // Shipbuilding & marine infrastructure. 2018. Vol.9., № 1. С. 82 – 86.

Особистий внесок: визначення показників ефективності дизельного двигуна при додаванні малих домішок водню до основного палива на лінії високого тиску.

6. Шалапко Д.О. Непрямі методи дослідження ефекту використання малих домішок водню до основного палива // Авіакосмічна техніка та технологія. 2018. №6 (150). С. 44 – 51.

Особистий внесок: проведення досліджень параметрів розпилювання палива та робочого процесу в ДВЗ при додаванні малих домішок водню до основного дизельного палива з використанням методів акустичної та оптичної діагностики.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	2
SUMMARY	6
СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА	10
ЗМІСТ	12
УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ ТА ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ	16
ВСТУП	20
РОЗДІЛ 1	28
ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	28
1.1 Особливості застосування водню в якості палива для двигунів внутрішнього згоряння.....	28
1.2 Застосування водню в дизельних двигунах.....	33
1.3 Вплив способу додавання водню на параметри дизеля	40
1.4 Висновки по першому розділу.....	50
РОЗДІЛ 2	52
МЕТОДИ І МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ МАЛИХ ДОМІШОК ВОДНЮ НА ПАРАМЕТРИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА.....	52
2.1 Основні методи та методика дослідження.	52
2.2 Методи експериментального дослідження використання малих домішок водню.	55
2.3 Методи теоретичного дослідження параметрів ДВЗ при використанні малих домішок водню.	58
2.4 Формування математичної моделі	60

2.4 Висновки по другому розділу	78
РОЗДІЛ 3	80
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ТА РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВЗ ПРИ ВИКОРИСТАННІ МАЛИХ ДОМІШОК ВОДНЮ	80
3.1 Мета та завдання експериментального дослідження	80
3.2 Експериментальні стенди для дослідження додавання малих домішок водню в ДВЗ.....	81
3.3. Оцінка похибки при експериментальних дослідженнях та розрахунок дослідних величин.....	93
3.4 Експериментальне дослідження впливу використання малих домішок водню до палива в двигуні 1Ч8,6/7,2	95
3.5 Експериментальні стенди для дослідження додавання малих домішок водню в ДВЗ.....	95
3.5.1 Електронний автоматизований стенд для дослідження паливної апаратури необхідної для додавання малих домішок водню в лінію високого тиску.....	95
3.5.2 Дослідження параметрів паливної апаратури при додаванні малих домішок водню	99
3.5.3 Віброакустичні параметри роботи паливної апаратури при додаванні водню.	106
3.5.4 Оптичні дослідження параметру процесу розпилу палива з малими домішками водню.....	107
3.7 Вплив водневих присадок до палива на показники роботи дизель-генератора, диму та токсичності.....	110
3.6 Висновки по третьому розділу.....	117

РОЗДІЛ 4	120
МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В СУДНОВОМУ ДВЗ З ВИКОРИСТАННЯМ МАЛИХ ДОМІШОК ВОДНЮ	120
4.1. Загальна постановка задачі математичного моделювання	120
4.2 Алгоритм реалізації математичної моделі.....	122
4.2.1. Фізико-хімічна модель розчинення газу в дизельному паливі.....	122
4.2.2 Розчинення газу в конвективному потоці рідини.....	124
4.3 Уточнення математичної моделі згоряння палива, насиченого водневою добавкою	137
4.4 Математичний опис впливу вмісту водню на показники згоряння.....	139
4.5 Перевірка адекватності моделі робочого циклу двигуна, що працює з додаванням водню.....	140
Висновок по четвертому розділу.....	142
РОЗДІЛ 5	144
ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТА ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА З ВИКОРИСТАННЯМ МАЛИХ ДОМІШОК ВОДНЮ.....	144
5.1 Загальні положення.....	144
5.2 Дослідження впливу використання малих домішок водню на робочий процес та ефективні показники двигуна 6ЧН20/28 (W6L20 фірми «Wartsila».) ..	145
5.2.1 Дослідження впливу масової частки домішки водню до палива на робочий процес та індикаторні показники двигуна 6ЧН20/28.....	145
5.2.2 Дослідження впливу параметрів налаштування паливної апаратури при використанні малих домішок водню на робочий процес та ефективні показники двигуна 6ЧН20/28	149
5.3 Аналіз впливу відповідного налаштування двигуна 6ЧН12/14 та параметрів подачі водню на ефективні показники ДВЗ	153

5.4 Упровадження	результатів	дисертаційної	роботи	
.....				155
Висновки до розділу 5				161
ВИСНОВКИ				162
Список літературних джерел				164
ДОДАТКИ				175

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ ТА ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ

T	– температура, К
η	– коефіцієнт корисної дії
ρ	– густина повітряного заряду та газового потоку, кг/м ³
φ	– кут повороту колінчастого вала, град, рад
c	– питома теплоємність, Дж/(кг·К)
Q	– кількість теплоти, Дж
R	– газова стала, Дж/(кг·К)
F	– площа поверхні та прохідного перерізу, м ²
V	– об'єм, м ³
g	– прискорення сили тяжіння, м/с ²
m	– маса, кг
t	– час, с
p	– тиск, кН/м ² (кПа)
i	– кількість циліндрів двигуна
n	– частота обертання, с ⁻¹
χ	– коефіцієнт тактності
$D_{\text{ц}}$	– діаметр робочого циліндра, м
$S_{\text{п}}$	– хід поршня, м
$H_{\text{к.з}}$	– висота камери згоряння, м
$F_{\text{п}}$	– площа поршня, м ²
$F_{\text{о}}$	– площа поверхні циліндра при знаходженні поршня у верхній мертвій точці, м ²
V_a	– об'єм циліндра на початку стиску, м ³
V_c	– об'єм камери згоряння, м ³
V_s	– робочий об'єм циліндра, м ³
$\delta_{\text{ст}}$	– товщина стінки циліндра, м
$\lambda_{\text{ш}}$	– стала кривошипно-шатунного механізму

C_m – середня швидкість поршня, м/с
 α – коефіцієнт надлишку повітря
 ε – ступінь стискання
 ρ_p – ступінь наступного розширення
 λ – ступінь підвищення тиску при згорянні
 η_n – коефіцієнт наповнення
 γ_r – коефіцієнт залишкових газів
 n_1 – показник політропи стискання
 n_2 – показник політропи розширення
 L_o – теоретична кількість повітря, необхідна для згорання 1 кг палива, кг/кг
 L – дійсна кількість повітря, що бере участь при згорянні палива, кг/кг
 Q_n – теплотворна здатність палива, кДж/кг
 M – маса повітряного заряду циліндра, кг
 $g_{\text{ц}}$ – циклова подача палива, кг/цикл
 g_e – питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год)
 g_i – питома індикаторна витрата палива, кг/(кВт·год)
 G_n – витрата повітря через двигун, кг/с
 k – показник адіабати
 c_p – ізобарна теплоємність газу, кДж/(кг·К)
 c_v – ізохорна теплоємність газу, кДж/(кг·К)
 α_r – коефіцієнт тепловіддачі від газу, Вт/(м²·К)
 α_p – коефіцієнт тепловіддачі до охолоджуючої рідини, Вт/(м²·К)
 $\lambda_{\text{ст}}$ – коефіцієнт теплопровідності стінки циліндра, Вт/(м²·К)
 I – ентальпія, Дж/кг
 R_f – радіус фронту полум'я
 F_f – активна поверхня фронту полум'я
 z – координата положення поршня
 V_b – об'єм продуктів згорання
 w_n – нормальна швидкість розповсюдження фронту полум'я
 w_t – турбулентна швидкість розповсюдження фронту полум'я

m – емпіричний коефіцієнт характеру згоряння
 φ_z – загальна тривалість згоряння
 x_z – коефіцієнт тепловиділення в момент завершення процесу згоряння
 R – швидкість абсорбції;
 P_o – тиск навколишнього середовища, МПа
 P_s – тиск у повітряному ресивері, МПа
 P_a – тиск у циліндрі наприкінці процесу наповнення, МПа
 P_c – тиск у циліндрі наприкінці процесу стиску, МПа
 P_z – максимальний тиск згоряння, МПа
 P_b – тиск наприкінці процесу розширення, МПа
 P_r – тиск залишкових газів, МПа
 P_i – середній індикаторний тиск, МПа
 P_e – середній ефективний тиск, МПа
 Q_w – втрата теплоти в охолоджуючу рідину, кДж
 $T_o (t_o)$ – температура навколишнього середовища, К (°C)
 T_s – температура повітря у ресивері, К
 T_a – температура заряду наприкінці процесу наповнення, К
 T_c – температура заряду наприкінці процесу стиску, К
 T_z – максимальна температура згоряння, К
 T_b – температура наприкінці процесу розширення, К
 T_r – температура залишкових газів, К
 T_w – температура охолоджуючої рідини, К
 ζ – коефіцієнт округлення індикаторної діаграми
 L_i – індикаторна робота циклу, кДж/кг
 N_i – індикаторна потужність двигуна, кВт
 N_e – ефективна потужність двигуна, кВт
 η_e – ефективний ККД двигуна
 η_i – індикаторний ККД двигуна
 η_m – механічний ККД двигуна

ВГ – відпрацьовані гази

ВМТ – верхня мертва точка

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння

ККД – коефіцієнт корисної дії

КШМ – кривошипно-шатунний механізм

НМТ – нижня мертва точка

НУК – Національний університет кораблебудування

СЕУ – суднова енергетична установка

СОД – середньообертовий двигун

МОД – малообертовий двигун

МДВ – малі домішки водню

ПНВТ – паливний насос високого тиску

ВСТУП

Актуальність дослідження. Однією з найбільш важливих проблем морського транспорту є зменшення вартості вантажоперевезень. У вартості тон/милі перевезень частка витрат на паливо становить до 80%. Одночасно зростають вимоги Міжнародної Морської Організації (ІМО) до екологічних показників двигунів особливо на перехідних і часткових режимах навантаження.

Тому поліпшення паливної економічності і екологічних характеристик ДВЗ є однією з найважливіших проблем які стоять перед дослідниками і проектантами двигунів.

На найближчі десятиліття для малих і середніх транспортних установок перспективними типами двигунів вважаються дизельні двигуни внутрішнього згоряння і двигуни з примусовим запалюванням. У зв'язку з цим основною проблемою в розвитку транспортної енергетики є забезпечення ефективної роботи двигунів з використанням водневих добавок.

Проблемою застосування водню як основного і додаткового палива в ДВЗ займалися вітчизняні та зарубіжні вчені: Варшавський, Міщенко, Вагнер та ін. Вони показали, що добавки водню позитивно впливають на екологічні та економічні показники ДВЗ.

Одним з найбільш перспективних способів - є використання добавок водню до основного палива, що отримується з різних видів сировини і різними способами.

Організація процесу подачі водню до основного палива в якості добавки має важливий вплив на техніко-економічні показники ДВЗ. Так існуючі способи добавки газподібного водню в дизельні двигуни сприяють поліпшенню еколого-економічних показників двигуна.

Одним з перспективних способів використання рідких та газоподібних добавок є спосіб з використанням системи подачі добавок запропонований професором Патрахальцевим М.М.

В результаті вивчення вітчизняних та зарубіжних публікацій не вдалося виявити досить достовірних та надійних теоретичних й експериментальних даних, які

б свідчили про можливість та ефективність додавання водню запропонованим способом. Тому використання малих домішок водню до основного палива вимагає подальшого теоретичного та експериментального дослідження для визначення раціональних параметрів, які б забезпечили раціональне співвідношення витрат палива, водню, потужності та ефективних показників роботи двигуна.

Таким чином, робота в напрямку підвищення ефективності суднових ДВЗ шляхом використання малих домішок водню є актуальною, своєчасною та становить науковий та практичний інтерес.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана у відповідності до тематичного плану фундаментальних науково-дослідних держбюджетних і госпдоговірних робіт НУК імені адмірала Макарова: №2111 "Розробка технології отримання та безпечного акумулювання водню з сірководню Чорного моря" (ДР № 0117U007283); № 2025 «Покращення екологічних показників суднових двигунів шляхом подачі домішок в паливопровід високого тиску» (ДР № 0116U4394), в яких автор брав участь на посаді молодшого наукового співробітника.

Метою наукового дослідження є підвищення паливної економічності суднових дизельних енергетичних установок шляхом використання малих домішок водню до основного дизельного палива.

Основні завдання наукового дослідження:

– проаналізувати вітчизняні та іноземні літературні джерела, які стосуються розчинення водню в дизельному паливі, розпилення паливного струменя в циліндрах ДВЗ та використання водневих домішок до основного дизельного палива, що дозволить з'ясувати проблеми, пов'язані з технологією додавання водню, його впливу на характеристики робочого процесу та екологічні показники двигунів.

– експериментально підтвердити можливість використання малих домішок водню шляхом його подачі в паливопровід високого тиску та встановити ефективні показники дизельного двигуна;

– вдосконалити математичну модель розчинення водню дизельним паливом, що дозволить розраховувати кількість водневої добавки з достатньою точністю;

- експериментально виявити та підтвердити вплив малих домішок водню на процес розпилювання палива;
- вдосконалити математичну модель робочого циклу ДВЗ, що дозволить врахувати наявність водневої добавки з достатньою точністю;
- виконати перевірку адекватності математичної моделі робочого циклу ДВЗ та її апробацію для визначення похибки моделювання;
- оцінити можливість впровадження системи додавання водню до основного палива на лінії високого тиску для суднових двигунів.

Об'єкт дослідження – робочі процеси в судновому турбопоршневому дизельному двигуні та його паливній апаратурі при застосуванні водневих добавок до основного палива.

Предмет дослідження – характеристики і параметри робочих процесів в циліндрах та паливній апаратурі суднового ДВЗ при застосуванні водневих добавок до основного палива.

Методи дослідження. У дисертаційній роботі використані відомі методи фізичного та математичного моделювання на основі фундаментальних рівнянь газової динамки і термодинаміки. Розроблені математичні моделі побудовані із застосуванням системного підходу на основі перевірених методик, з використанням початкових і граничних умов, які забезпечують надійність і достовірність результатів. Теоретичні дослідження процесів, які мають місце в циліндрі суднового ДВЗ при використанні палива з застосуванням водневих добавок, здійснювалися з використанням об'єктивних критеріїв порівняльної ефективності впливу діючих в робочому циліндрі двигуна. Експериментальні дослідження проводилися з використанням найбільш перевіреного та інформативного методу індиціювання робочого процесу з використанням сучасної цифрової вимірювальної апаратури та комп'ютерної системи збору та обробки інформації.

Теоретичні дослідження особливостей організації робочого циклу й основних параметрів ДВЗ, що працюють з використанням малих домішок водню, а також вивчення відмінностей процесу згоряння здійснювалися методом математичного моделювання.

Експериментальні дослідження проводилися на дизельному двигуні 1Ч8,6/7,2 і двигуні, що працює на генератор, найбільш перевіреним та інформативним методом - індиціюванням робочого процесу - з використанням сучасної цифрової вимірювальної апаратури і комп'ютерної системи збору та обробки інформації.

Наукова новизна одержаних результатів.

Вперше:

– встановлено, що подачу водню в паливопровід високого тиску ДВЗ можна здійснювати додатковим пристроєм, за рахунок використання хвильових процесів у паливній апаратурі дизельного двигуна, розчинності водню в дизельному паливі, що покращує розпилювання дизельного палива та підвищує паливну економічність ДВЗ;

– встановлено, що зменшення довжини паливного струменя на 5...10% та збільшення кута розкриття цього струменя на 7...12% досягається за рахунок використання малих домішок водню до основного палива у кількості до 0,15%, що зменшує середній діаметр крапель розпиленого палива на 6...11%, покращує його розпил та зменшує витрати основного дизельного палива;

– встановлено, що максимальна кількість домішок водню складає 0,05...0,12% від маси основного дизельного палива, що досягається за рахунок використання хвильових процесів в паливній апаратурі високого тиску, налаштуванні змішуючого пристрою, коригування кута випередження впорскування в межах $-2...-7^{\circ}$, відносно заводських налаштувань та параметрів додавання водню, що збільшує ефективну потужність двигуна на 2,6...5,5% та зменшує ефективну витрату палива на 4,5...5,7%;

– встановлено, що підвищення точності математичної моделі робочого циклу ДВЗ досягається за рахунок коригування коефіцієнтів в залежності середнього діаметра крапель розпиленого палива E_k , який визначається з урахуванням типу форсунки та умов розпилювання, та константи випаровування великих крапель палива A_z , що дозволяє визначати параметри та характеристики робочого процесу двигуна при використанні малих домішок водню до основного палива та підвищити точність моделювання.

Удосконалено:

- математичну модель процесів розчинення водню в дизельному паливі, які відбуваються в змішуючому пристрої та паливопроводі високого тиску ДВЗ, шляхом врахування конструктивних параметрів паливної системи та характеристики впорскування, що дозволяє виконувати якісну та кількісну оцінку розчинності водню при його подачі до паливної магістралі високого тиску;

- математичну модель робочого циклу дизельного двигуна, яка враховує використання малих домішок водню до основного палива в паливопроводі високого тиску, що дозволяє досягти максимальної середньоквадратичної похибки визначення тиску в циліндрі та визначення індикаторних показників ДВЗ на рівні 5...12%.

Отримало подальший розвиток:

- методика розрахунків та конструювання пристроїв подачі водню в дизельні двигуни на лінії високого тиску, що дозволяє їх застосовувати для дизельних двигунів різного типу, потужності та підвищити їх ефективність.

Достовірність отриманих у роботі результатів та висновків забезпечена застосуванням сучасних розрахунково-експериментальних засобів та методів. Достовірність експериментальних даних забезпечена використанням сучасних вимірювальних комплексів та високою точністю вимірювальних приладів (границя основної допустимої похибки перетворювачів тиску, температури та витрат не перевищувала 1%).

Практичне значення отриманих результатів:

- розроблено практичні методики розрахунку конструктивних параметрів пристрою для подачі малих домішок водню до основного дизельного палива, які дозволять проектувати систему подачі палива для ряду нових суднових двигунів та модернізації існуючих;

- розроблено програмне забезпечення для практичного розрахунку робочого циклу ДВЗ, що працює на дизельному паливі з добавками водню.

Апробація результатів дослідження. Крім того, результати досліджень можуть бути поширені на двигуни різних типів (наприклад, стаціонарні, транспортні та спеціального призначення), що безумовно підвищує практичну цінність роботи.

Результати дослідження впроваджено у ПрАТ «Херсонская верфь SMG», на підприємстві "Енерготехнологія", ВАТ «Мегаімпекс», а також навчальному процесі кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння» Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова (м. Миколаїв) та кафедри Суднового машинобудування та енергетики Херсонської філії НУК (м. Херсон).

Особистий внесок здобувача полягає в аналізі задач, які пов'язані з ефективним використанням альтернативних добавок до основного палива у ДВЗ, а саме малих домішок водню.

Розроблена здобувачем математична модель згоряння дозволяє враховувати вплив порції домішки водню на швидкість та характер кривої тепловиділення. Запропоновані рівняння основних параметрів математичної моделі Н.Ф. Разлейцева враховують порцію водневої домішки. Вони дозволяють значно підвищити точність математичної моделі робочого циклу ДВЗ.

На базі дизельного двигуна 1Ч8,6/7,2 створено експериментальні установки, на яких проведені дослідження, пов'язані з визначенням основних параметрів робочого циклу та характеристик двигуна при використанні малих домішок водню, а також перевірка адекватності запропонованої математичної моделі.

Особистий внесок здобувача полягає в аналізі задач, які пов'язані з ефективним використанням водню в дизельних ДВЗ. На експериментальних установках особисто здобувачем проведені дослідження, що пов'язані з визначенням можливості реалізації та ефективності застосування малих домішок водню для установки на базі чотиритактного дизельного ДВЗ, а також здійснена перевірка адекватності запропонованої математичної моделі. Здобувач особисто проводив експериментальні дослідження роботи двигуна з використанням малих домішок водню до основного палива та обробляв їх результати. Особисто здобувачем визначені задачі моделювання й основні параметри математичної моделі. Вдосконалена здобувачем математична модель поршневого ДВЗ з МДВ дозволяє розраховувати та досліджувати параметри процесів, що відбуваються в двигуні, визначати потоки енергії та її розподіл, а також здійснювати численні дослідження процесів в широкому діапазоні режимних параметрів.

Апробація результатів роботи. Основні положення даної дисертації були представлені на науково-практичних семінарах кафедри ДВЗ Національного університету кораблебудування у 2011-2018 рр. та наступних наукових конференціях: V Міжнародній науково-технічній конференції "Суднова енергетика: стан та проблеми", Миколаїв, НУК, 2011 р., III Міжнародній науково-технічній конференції "Інновації в суднобудуванні та океанотехніці", Миколаїв, НУК, 2012 р., міжнародній науково-технічній конференції "Advanced technologies in textile industry", Хмельницький, ХНУ, 2012 р, Міжнародній науково-технічній конференції, присвяченій 75-річчю утворення Миколаївської області "Сучасний стан та проблеми двигунобудування", Миколаїв, НУК, 2012 р., V Всеукраїнській науково-технічній конференції «Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення», – Первомайськ: ППІ НУК, 2013 р., VIII Міжнародній науково-технічній конференції "Проблеми екології та енергозбереження", Миколаїв, НУК, 2013 р., IV Міжнародній науково-технічній конференції "Інновації в суднобудуванні та океанотехніці", Миколаїв, НУК, 2013 р., Міжнародній науково-технічній конференції "Суднова енергетика: стан та проблеми", Миколаїв, НУК, 2013 р., Міжнародній науково-технічній конференції "Сучасний стан та проблеми двигунобудування", Миколаїв, НУК, 2014 р., VI Міжнародній науково-технічній конференції "Інновації в суднобудуванні та океанотехніці", Миколаїв, НУК, 2015 р., Міжнародній науково-технічній конференції "Суднова енергетика: стан та проблеми", Миколаїв, НУК, 2015 р., VI Всеукраїнській науково-технічній конференції "Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення ", Миколаїв, НУК, 2015 р., VII Міжнародній науково-технічній конференції "Інновації в суднобудуванні та океанотехніці", Миколаїв, НУК, 2016 р., XI Міжнародній науково-технічній конференції "Проблеми екології та енергозбереження", Миколаїв, НУК, 2016 р., 1-й Міжнародна науково-технічна конференція (заочна) «Транспорт: Механічна інженерія, експлуатація, матеріалознавство», Херсон: ХДМА, 2017 р., VIII Міжнародна науково-технічна конференція "Інновації в суднобудуванні та океанотехніці", Миколаїв, – НУК, 2017 р., VIII Міжнародна науково-технічна конференція "Суднова енергетика. Стан та проблеми", Миколаїв, НУК, 2017 р. VII Міжнародній науково-технічній конференції

"Сучасні проблеми двигунобудування", Миколаїв, НУК, 2018 р. де отримали позитивну оцінку наукової спільноти.

Публікації. За темою дисертації опубліковано 6 статей у фахових виданнях, з них 2 – одноосібні. Ці роботи у достатній мірі відображають зміст дисертації та її основні результати.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу та п'яти розділів, які викладені на 175 сторінках, списку літературних джерел зі 118 найменувань, 3 додатків. Робота ілюстрована __ рисунками й __ таблицями.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Особливості застосування водню в якості палива для двигунів внутрішнього згоряння

Майже третина всієї споживаної нафти витрачається в транспортній енергетиці, тому проблема раціонального використання паливно-енергетичних ресурсів у світі на сьогодні є вельми актуальною. Обмеженість запасів викопних ресурсів визначає ту велику увагу, що приділяється можливості застосування альтернативного палива в транспортних установках. На найближчі десятиліття для малих і середніх транспортних установок перспективними типами двигунів вважаються дизельні установки й двигуни внутрішнього згоряння із примусовим іскровим запалюванням. У зв'язку із цим основною проблемою в розвитку транспортної енергетики стає забезпечення ефективної роботи двигунів, в яких використовують альтернативне паливо [7].

В енергетичних установках із ДВЗ можуть бути використані різні види альтернативного палива: етиловий та метиловий спирти [7], масла рослинного походження (пальмове, соєве, соняшникове, рапсове) [9, 10], природний і попутний газ, газовий конденсат [11, 12, 14], водень [13], синтез-газ (переважно 40...70 % водню та оксид вуглецю [21, 23, 24]).

Очевидно, що саме водень є найбільш перспективним з альтернативних видів палива [1, 18, 21]. Людство має безмежні запаси елемента номер 1 періодичної таблиці Менделєєва. Переклад поршневих двигунів на водень - вірний шлях до ліквідації парникового ефекту і вирішення проблеми забруднення повітряного басейну планети [13].

З кожним роком інтерес до досліджень в області альтернативних палив тільки зростає. В основному це відбувається з двох причин:

- стрімке скорочення запасів розвіданих нафтових ресурсів в результаті активного споживання вуглеводнів;
- погіршити екологічна обстановка в зв'язку з постійним збільшенням кількості використовуваних поршневих двигунів у всьому світі.

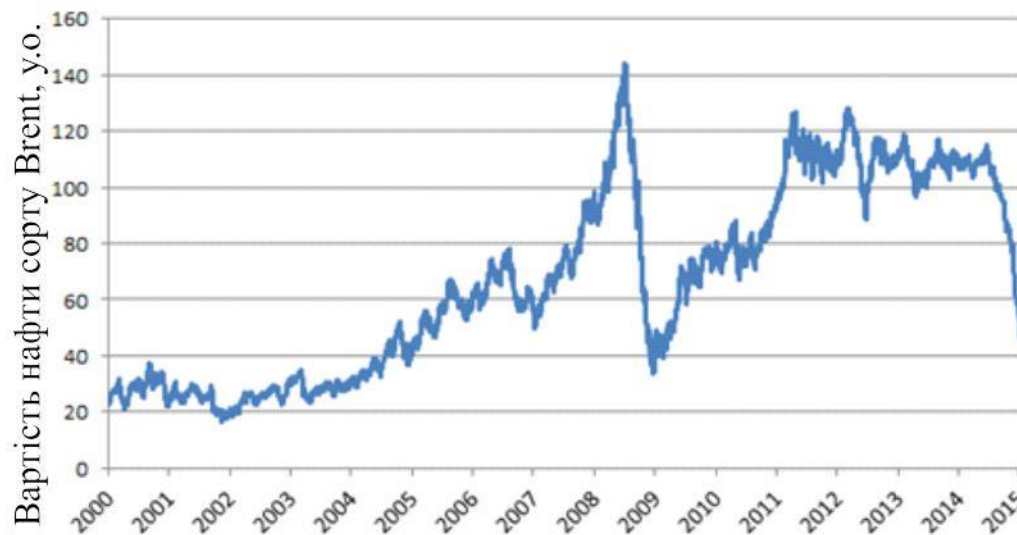


Рис. 1.1 Динаміка росту цін на нафту в світі за 15 років

Використання водню як палива для ДВЗ являє собою комплексну проблему, яка включає велике коло питань:

- можливість переведення на водень сучасних двигунів;
- вивчення робочого процесу двигунів при роботі на водні;
- визначення оптимальних способів регулювання робочого процесу, забезпеч мінімальну токсичність і максимальну паливну економічність;
- розробку системи паливоподачі, що забезпечує організацію ефективного робочого процесу в циліндрах ДВЗ;
- розробку ефективних способів зберігання водню на борту транспорту.

Але, незважаючи на всю привабливість застосування розглянутого палива, не варто забувати про його недоліки. Варто відзначити, що, на сьогоднішній день, отримання водню є непростим завданням, і вимагає окремого пророблення [4, 6].

Наприклад, найпростішим способом отримання водню є електроліз води. Результатом такого процесу є суміш водню і кисню. Недолік способу - висока енергоємність. Для отримання 1 м³ водню необхідно витратити 4 кВт енергії, коли

1 м³ водню може віддати лише 1,8 кВт в паливному елементі. Незважаючи на це, електроліз є перспективним напрямком [18, 30].

Також існує думка, що в відпрацьованих газах (ВГ) двигуна, що працює на водні, присутній тільки вода, і такий двигун абсолютно нешкідливий з екологічної точки зору. Проте, водень дійсно є найбільш екологічним з відомих видів палива, але разом з цим відбувається істотне збільшення емісії оксидів азоту термічного походження в ВГ. Причиною такого збільшення служить підвищення температури циклу і швидкості згоряння.

Водень як моторне паливо відрізняється від більшості використовуваних сьогодні видів палив як рідких так і газоподібних. Теплофізичні особливості різних видів палив наведено в табл. 1. [10]. Водень володіє найвищим значенням нижчою питомої теплоти згорання на одиницю маси (120 МДж/кг), але при зовнішньому сумішоутворення поступається бензо-повітряної або метано-повітряної суміші в теплоті згорання на одиницю об'єму. У випадку з воднем існує можливість якісно регулювати робочий процес у всьому діапазоні температур завдяки широким меж значень температури займання. Перевагою водню є його здатність горіти в складі гомогенної суміші з повітрям при коефіцієнті надлишку повітря $a_v = 10$, споживаючи при цьому менше енергії для займання (табл. 1). Як недолік водню варто відзначити його порівняно високу температуру самозаймання, що ускладнює його використання в якості моторного палива в дизелях. Незважаючи на це, висока температура самозаймання перешкоджає виникненню детонаційного згорання в разі гомогенної суміші. Завдяки високій швидкості ламінарного полум'я згорання водню можна здійснити за порівняно короткий проміжок часу з вигідним виділенням тепла для збільшення ККД.

Високі значення локальних температур робочого тіла по всьому об'єму КС створюють підвищені теплові навантаження на основні деталі камери згорання і призводять до інтенсифікації утворення оксидів азоту. Поліпшення екологічних показників двигуна, зокрема зниження концентрації оксидів азоту, досягається за допомогою оптимізації робочого процесу. При цьому зменшують локальні температури в циліндрі двигуна.

Висока швидкість згоряння водню в двигунах (згідно з експериментальними даними деяких авторів швидкість згоряння водню в 8...10 разів більша, ніж інших палив, та досягає 100...115 м/с [41-44]) спричиняє детонаційне згоряння, характерними при цьому є відсутність індуктивного періоду згоряння і виникнення хвилі тиску відразу ж після іскрового розряду на свічці запалення [44, 47]. На рис. 1.3 наведена залежність відносної швидкості наростання тиску від складу суміші для двигунів, що працюють на водні, при цьому автором [43] відзначається жорсткість роботи двигуна на слух при $\alpha = 1,0..1,6$.

При переведенні ДВЗ із зовнішнім сумішоутворенням на синтез-газ відбувається зниження коефіцієнта наповнення, що, насамперед, пов'язано з дуже низькою густиною водню. Так, для двигунів, які працюють на чистому водні, коефіцієнт наповнення може зменшуватися до 15% [43]. У табл. 1.2 наведені дані з ефективності використання об'єму циліндра двигуна для різних видів палива при зовнішньому та внутрішньому сумішоутвореннях.

Таблиця 1.1

Ефективність використання об'єму циліндра [41]

Тепло, яке вводиться на м ³ об'єму циліндра, кДж	Паливо					
	Бензин	Метан	Пропан	Бутан	Оксид вуглецю	Водень
Сумішоутворення зовнішнє	3553	3218	3454	3490	3553	3022
внутрішнє	3624	3553	3586	3603	5057	4284

Певним чином на температуру займання воднево-повітряної суміші впливає тиск, при якому вона знаходиться [44]. Залежність температури займання від тиску (рис. 1.5), отримана Діксоном за методом змішування попередньо підігрітих газів у концентричних трубах, показала, що при зниженні тиску нижче 0,1 МПа температура різко падає, а при тиску 0,01 МПа займання практично неможливе [44].

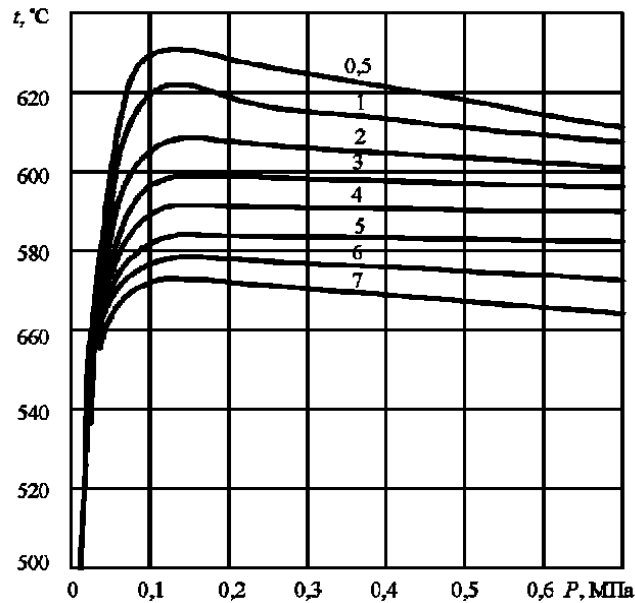


Рис. 1.2 Залежність температури займання водню у суміші із сухим повітрям від тиску (цифри на кривих - період індукції у секундах)

Таблиця 1.2

Нормальна швидкість розповсюдження полум'я в сумішах горючих газів з повітрям [51]

Газ	Стехеометрична суміш			Суміші з максимальною W_H		
	Вміст за об'ємом, %		W_H , см/с	Вміст за об'ємом, %		W_H , см/с
	газу	повітря		газу	повітря	
Водень	29,5	70,50	160...180	42...43	57...58	265...267
Оксид вуглецю	29,5	70,50	28...30	43,0...52,5	47,5...57,0	41...46
Метан	9,5	90,50	28...37	9,5...10,5	89,5...90,5	37...38
Пропан	4,03	95,97	40,6...40,8	4,26	95...74	42,0...43,2
Бутан	3,14	96,86	34	3,3	96,7	37
Ацетилен	7,75	92,25	100...128	10,0...10,7	89,3...90,0	131...157
Етилен	6,54	93,46	60...63	7,0...7,4	92,6...93,0	63...81

Відомо, що на W_H значний вплив має коефіцієнт надлишку повітря. Залежність нормальної швидкості розповсюдження полум'я від складу паливо-повітряної суміші можна чітко дослідити з рис. 1.6.

Критерієм порівняння для різних палив може бути значення мінімальної енергії займання $Q_{ц}$, яка має зв'язок з нормальною швидкістю розповсюдження полум'я W_n (за табл. 1.2 найбільшу нормальну швидкість має водень).

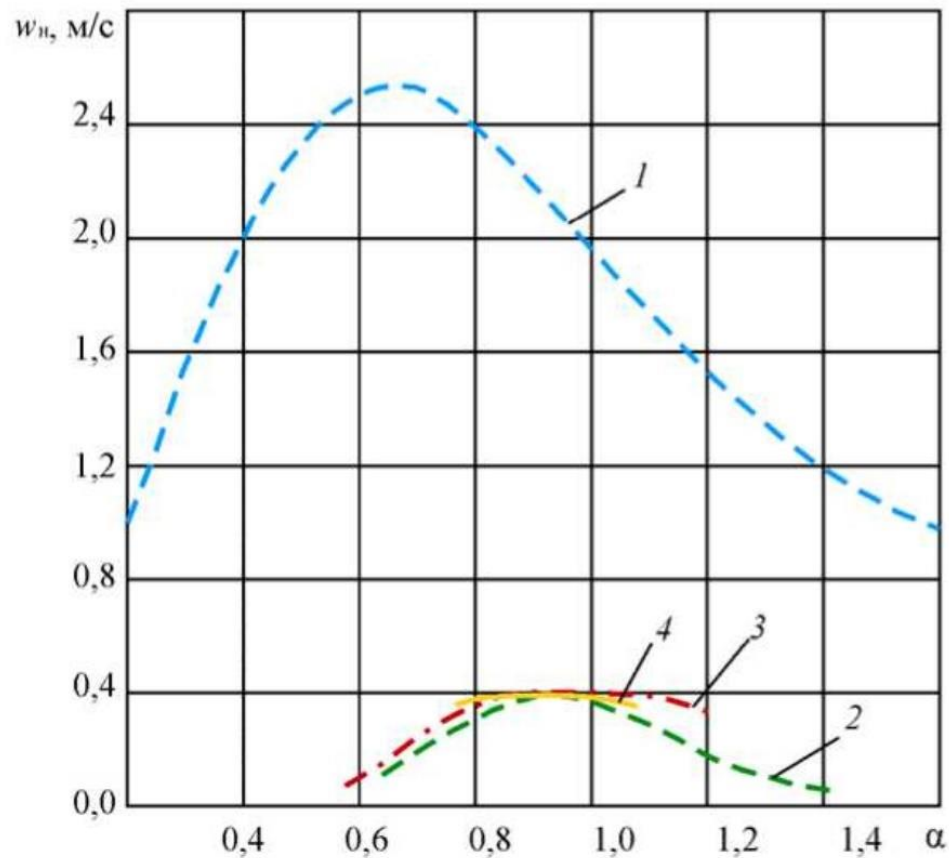


Рис. 1.3 Залежність нормальної швидкості горіння від типу газового палива: 1 - водень; 2 - метан; 3 - ізооктан; 4 – пропан

1.2 Застосування водню в дизельних двигунах

Стосовно до дизелів в даний час розглядаються можливості використання водню як в якості самостійного виду палива, так і в якості присадки до основного палива. При цьому відзначається поліпшення економічних і токсичних характеристик дизеля як при роботі з відносно великими добавками водню (до 5% по масі по відношенню до основного палива), так і при малих добавках (0,02- 0,1%) [1, 17, 18, 29, 30].

Ефективність активування паливно-повітряної суміші воднем або газовими сумішами, що містять водень, залежить від відносного вмісту водню в складі робочого тіла, газодинамічного стану реагує середовища, які в сукупності визначають тимчасову (кінетичну) і просторову протяжність активованої зони камери згорання, а також сумарний ефект активації по вихідним показникам двигуна, що визначає його еколого-економічні якості. В результаті впливу активованих компонентів умовна (здається) енергія активації основної маси паливно-повітряної суміші, що характеризує її реакційну здатність, зменшується, що пов'язано зі зменшенням участі в сумарному хімічному процесі реакцій самозародження, що вимагають високих енергій активації.

Одним з варіантів вирішення даної проблеми є спосіб, в якому в якості енергоносія в транспортному засобі використовується не сам водень, а будь-який безпечний і зручний для зберігання продукт, з якого безпосередньо на борту транспортного засобу можна було б шляхом його перетворення отримувати газоподібні продукти з високим вмістом водню [44].

Як сировинного продукту для отримання водневмісного палива, в принципі, може бути використано будь-який традиційний моторне паливо, оскільки масова частка водню в ньому становить близько 15%.

Однак на шляху розвитку подібних систем отримання водню виникає ряд серйозних проблем, що стримують на даний момент їх впровадження в промисловість. Високий температурний рівень дисоціації (конверсії) цього виду рідких вуглеводнів зумовлює необхідність додаткових витрат теплової енергії на організацію конверсійного процесу; присутність сірки в моторному паливі виключає можливість використання каталізаторів, а велике відносне зміст інертних компонентів у складі цільових продуктів конверсії створюють додаткові складності при їх згоранні в ДВЗ.

У ряді випадків через високу реакційну здатності водню спостерігаються зворотні спалахи полум'я у впускний трубопровід, передчасне займання паливних сумішей і їх жорстке згорання. Застосовуючи ту чи іншу модифікацію паливної системи двигуна можна в значній мірі усунути зазначені недоліки.

Енергетичні показники гідридних систем для зберігання водню [42]

Середа	Вміст водню, кг/кг	Здатність накопичування водню, кг/л об'єму	Вагова щільність енергії ваги, кДж/кг	Об'ємна щільність енергії, кДж/л
MgH ₂	0,07	0,101	9,933	14,330
Mg ₂ NiH ₂	0,0316	0,081	4,484	11,494
VH ₂	0,0207	-	3,831	-
FeTiH _{1,95}	0,0175	0,096	2,483	13,620
TiFe _{0,7} Mn _{0,2} H _{1,9}	0,0172	0,090	2,440	12,770
LaNi ₅ H ₇	0,0137	0,089	1,944	12,630
R.E.Ni ₅ H _{6,5}	0,0135	0,090	1,915	12,770

На сьогоднішній день можна виділити декілька способів подачі водню в ДВЗ:

1. застосування спеціального змішувача, призначеного для роботи на природних і пропан-бутанових газах;
2. впорскування водню у впускний трубопровід;
3. подача водню в зону впускного клапана кожного циліндра;
4. безпосереднє впорскування в камеру згоряння під високим тиском.

Необхідно відзначити, що перший і другий способи подачі водню можуть забезпечити стабільну роботу двигуна тільки в сукупності з наступними заходами: добавка води до паливного заряду, часткова рециркуляція відпрацьованих газів або використання бензину в якості основного палива.

При роботі двигуна на стехіометричних і багатих сумішах вдається пом'якшити, а також запобігти зворотні спалаху за допомогою часткової рециркуляції ВГ, яка здійснюється за рахунок розведення заряду інертними компонентами. У сучасних двигунах внутрішнього згоряння ступінь рециркуляції може досягати 50% і більше

від паливного заряду, що надходить у двигун. Це призводить до додаткових втрат наповнення циліндра незалежно від ступеня рециркуляції. Добавка бензину або води, на відміну від рециркуляції ВГ, (в основному впорскуванням у впускний трубопровід) не тягне за собою погіршення наповнення циліндра [5].

Організація впорскування водню безпосередньо в камеру згоряння демонструє найкращі результати [13, 17, 23]. Це повністю виключає зворотні спалахи в пропускному трубопроводі. При цьому значення максимальної потужності навіть може бути підвищено на 10-15% [43].

Безпосереднє впорскування водню в камеру згоряння водневого дизеля має переваги як з точки зору термодинаміки процесу так і з точки зору молекулярного вимірювання. З термодинамічної точки зору перевага стандартного дизеля в порівнянні з водневим двигуном із зовнішнім сумішоутворенням полягає в тому, що, згідно з рис. 1.3, кожен моль вихідної речовини (кисню) після подачі в циліндр водню переходить в 2 моль води; це призводить до збільшення обсягів по ма газів в циліндрі двигуна. У разі використання водню в двигунах із зовнішнім сумішоутворенням, згідно рис. 1.3, 3 моль вихідної речовини (2 моль водню + 1 моль кисню) в результаті реакції переходить в 2 моль води, що призводить до зменшення його обсягу газів в циліндрі двигуна.

До недоліків водневого дизеля можна віднести наступне: подача водню в циліндр двигуна здійснюється під тиском, що вимагає певних витрат енергії; при використанні рідкого водню в якості моторного палива додатково витрачається енергія на скраплення водню.

Усі пропоновані схеми можливого застосування водню в двигунах внутрішнього згоряння можна розділити на дві групи: як основне паливо і як водневої добавки. В рамках існуючих варіантів водень може використовуватися як монопаливо або в складі вторинних енергоносіїв.

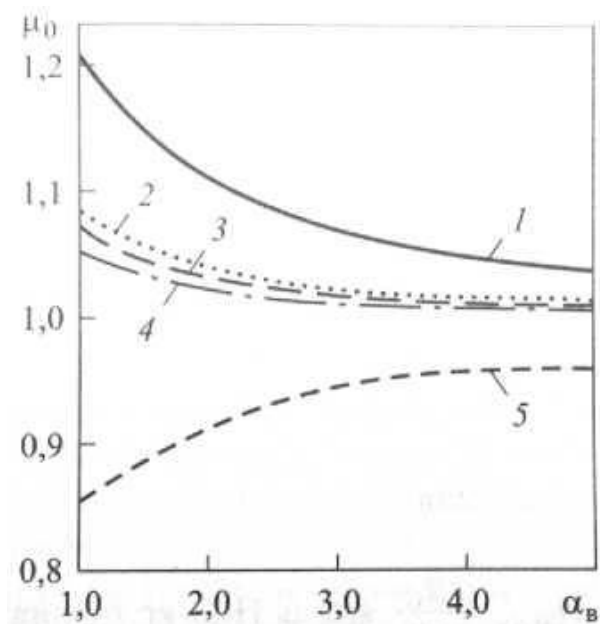


Рис 1.4 Залежність хімічного коефіцієнта молекулярного зміни для різних видів палива і способів сумішоутворення: 1,5 - водень, внутрішнє і зовнішнє сумішоутворення відповідно; 2 - дизельне паливо, внутрішнє сумішоутворення; 3,4 - бензин, внутрішнє і зовнішнє сумішоутворення відповідно.

На сьогоднішній день існує безліч робіт, в яких водень розглядається як додаткове паливо, а не єдине. Також варто відзначити, що в більшості досліджень за основу беруться бензинові прототипи. Це пов'язано з тим, що для сучасного двигунобудування такий спосіб поліпшення ефективних і екологічних показників є економічно більш привабливий. По-перше, виробництво водню в необхідних для двигунобудування масштабах - серйозне завдання, яке навряд чи буде вирішена найближчим часом. По-друге, організувати оптимальний робочий процес із застосуванням водню в дизелі набагато складніше, ніж в двигуні із запалюванням від електричної іскри. Коли ми маємо справу з бензиновим двигуном, займання відбувається завдяки електричній іскрі, а це значить, що процес горіння може бути здійснений практично в будь-яких умовах. По-третє, вважається, що чим менше водню на борту транспортного засобу, тим безпечніше.

Застосування водню в дизелях не можливе, як вже було зазначено, через його високу температуру самозаймання [27]. Внаслідок цього для організації стабільності процесу займання дизелі конвертують в двигуни з примусовим запалюванням від

свічки запалювання або запальний дози рідкого палива. В даному випадку водень може подаватися в камеру згоряння або спільно з повітрям, або шляхом безпосереднього впорскування в циліндри. Проте, стійка робота дизеля на водні може бути забезпечена лише у вузькому діапазоні паливних сумішей, який обмежений пропусками займання і детонацією збільшення дози запального палива вдосконалюють антидетонаційну стійкість суміші, розширюючи при цьому межі займання. Завдяки цьому нормальна робота водневого дизеля стає можливою при строго визначеному мінімальному витраті запального палива. Витрата, в свою чергу, визначається складом суміші і режимом роботи двигуна [26-30].

Шляхом екстраполяції цих результатів з урахуванням умов роботи досліджень можна припустити, що підвищення паливної економічності даного дизеля за рахунок ефекту термохімічної регенерації відповідає 4,5%. Отже, ефект по зниженню витрати питомої ефективної теплоти за рахунок вдосконалення робочого процесу складає близько 4%.

Екологічні показники, що характеризують якісну зміну робочого процесу дизеля при його роботі на сумішевих паливі, до складу якого входить водень, представлені на графіках рис. 1.5. Чому очевидно, що зниження вмісту сажі та оксидів азоту в відпрацьованих газах спостерігається у всьому діапазоні зміни навантажувальних режимів дизеля. На режимі, близькому до номінального ($P_e = 0,55$ МПа), присутність в сумішевих паливі водневмісних продуктів конверсії метанолу сприяє зниженню вмісту сажі в ВГ з 3,2 до 1,8 од. Бош, тобто на 45%, при зменшенні концентрації в ВГ оксидів азоту на 16% [32, 35, 36].

Зміна (підвищення) концентрації СО в ВГ, заміряне перед реактором, виявилось незначне. Слід зазначити, що при використанні модифікованого варіанту реактора, конструктивно поєднаного з каталітичним окислювачем продуктів неповного згоряння ВГ, присутність в випускних газах дизеля СО практично не виявлялося [44, 52].

Тут можна відзначити, що знижений вміст сажі в ВГ дизеля, що працює на сумішевих воднево-дизельному паливі, зумовлює можливість його форсування за межею димлення.

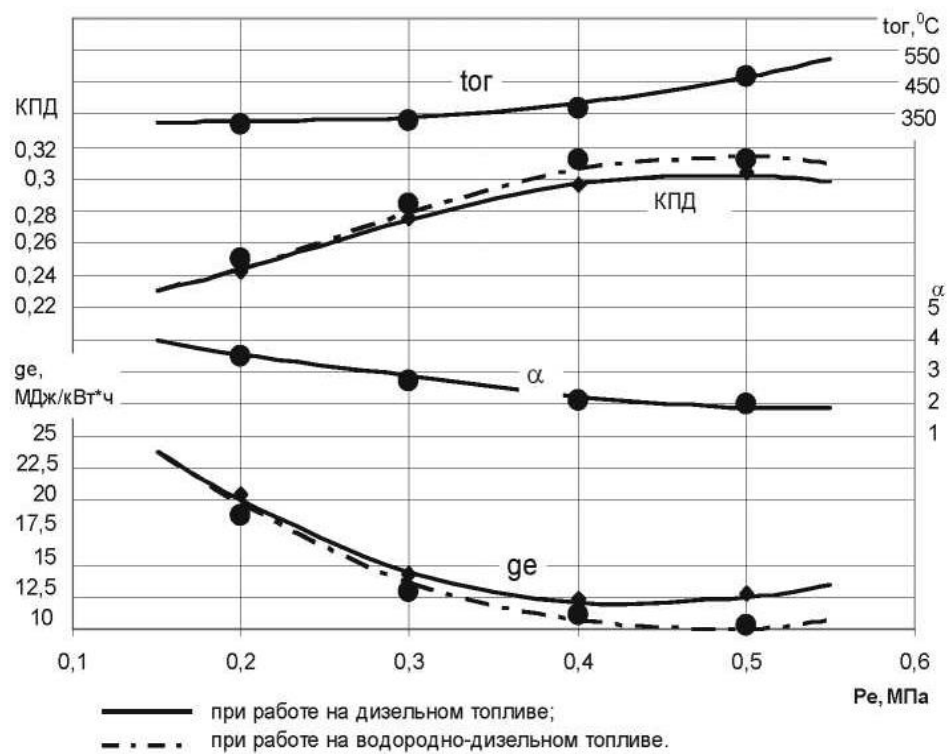
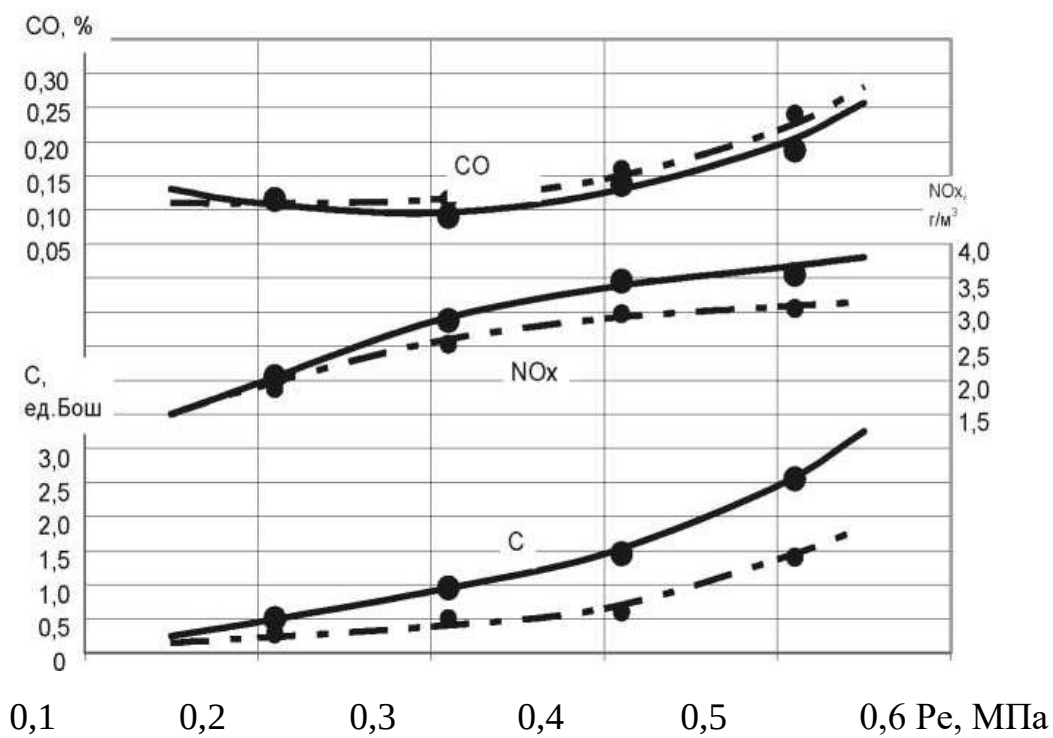


Рис. 1.5 Навантажувальна характеристика дизельного двигуна



----- при роботі на дизельному паливі

____.____.____ при роботі на воднево-дизельному паливі

Рис. 1.6. Екологічні показники дизеля при його роботі на традиційному і воднево-дизельному сумішевих паливі по навантажувальній характеристиці ($n = 2000 \text{ хв}^{-1}$)

1.3 Вплив способу додавання водню на параметри дизеля

Проблеми використання альтернативних палив також пов'язані зі зберіганням та подачею палива до камери згоряння. Найбільший інтерес становить саме подача водню в робочий циліндр. Інтерес насамперед обумовлений тим, що водень має досить малу густину та низьку енергію займання, яка спричиняє зворотні спалахи на всмоктуванні. При застосуванні водневмісного палива в дизельних двигунах можливо використовувати як внутрішнє, так і зовнішнє сумішоутворення. Найбільш розповсюдженим методом подачі є зовнішнє сумішоутворення, що обумовлено насамперед відносною простотою системи живлення двигуна паливом.

Найбільш поширеним методом подачі газу при зовнішньому сумішоутворенні є подача циклової дози в область впускного клапана кожного циліндра окремо. Аналіз найпоширеніших схем подачі водню наведений у роботі [44]. Так, на рис. 1.7 подача газу здійснюється крізь декілька трубочок, виведених на додаткове сидло впускного клапана [44].

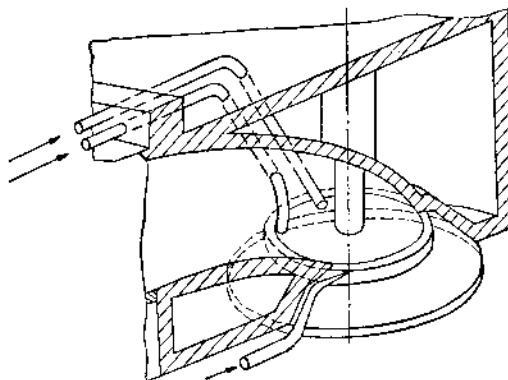


Рис. 1.7 Принципова схема подачі водню через сидло впускного клапана

Під час відкриття клапана додаткова фаска відкриває отвори та під дією розрядження водневе паливо потрапляє до робочого циліндра.

У схемах подачі газу, наведених на рис. 1.8 [44] та 1.9 [43], подача водню починається з деяким запізненням відносно відкриття впускного клапана та закінчується раніше закриття клапана.

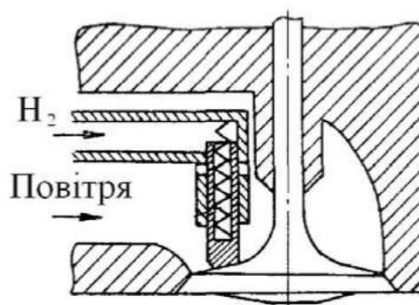


Рис. 1.8 Принципова схема золотникового механізму подачі водню

Час подачі відповідає приблизно половині тривалості відкритого стану клапана. Механізм подачі, що наведений на рис. 1.9, являє собою золотник, розташований у впускному каналі. Під час відкриття впускного клапана відкривається і подача водню, який знаходиться під тиском близько 0,1 МПа.

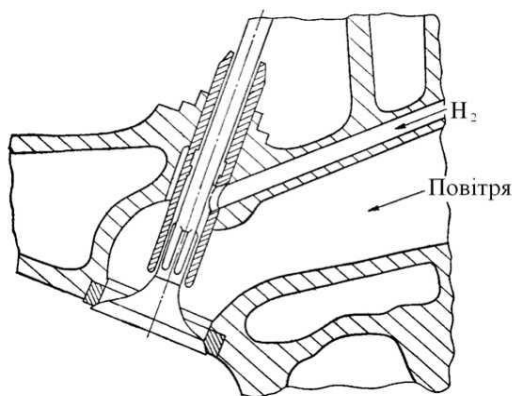


Рис. 1.9 Принципова схема подачі водню через направляюча впускного клапана
[44]

При подачі газу за схемою рис. 1.21 роль золотника виконують стрижень клапана та направляюча. Завдяки ступінчастості клапана та направляючої утворюється порожнина, завдяки якій водень потрапляє на впуск. При цій схемі тиск водню в системі складає 0,1 МПа.

Як зазначалося раніше, більш перспективним є внутрішнє сумішоутворення - подача газу безпосередньо до циліндра двигуна наприкінці впуску або при стисненні. Цей спосіб дозволяє підвищити потужність двигуна, а також повністю виключити можливість утворення зворотних спалахів. Однак така схема подачі має і деякі недоліки, зокрема достатньо складно забезпечити подачу значної кількості водню за

досить малий проміжок часу, а також існують проблеми з реалізацією системи подачі, дозування водню та деякі інші [44]. На рис. 1.10 наведена схема водневої форсунки для внутрішнього сумішоутворення одноциліндрового двигуна СБЯ [43].

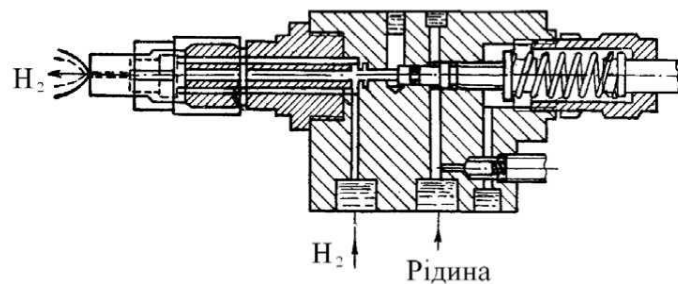


Рис. 1.10 Принципова схема водневої форсунки з гідравлічним приводом одноциліндрового двигуна СБЯ [43]

Витрата водню регулюється зміною тривалості впорскування та тиском водню 3,8 МПа. Також ця схема подачі дозволяє змінювати момент впорскування водню.

Наведені схеми подачі водню є цілком прийнятними для використання водню. Зокрема, особливий інтерес викликає застосування саме внутрішнього сумішоутворення внаслідок його значних переваг над зовнішнім.

У ряді випадків, особливо якщо палива добре змішуються, створюють стійкі суміші, можливе використання схеми системи паливоподачі для впорскування в дизель заздалегідь підготовленої суміші традиційного і альтернативного палив однієї форсункою, одним ПНВТ, з можливістю переходу на роботу на традиційному дизельному паливі (рис. 1.11). Тут паливна суміш ПД + ОП (паливна добавка + основне паливо) зберігається в спеціальній ємності 3 і звичайним порядком подається насосом 5 по ЛВТ 6 через форсунку 7 в двигун. Часто в таких системах доводиться мати додаткову ємність з чистим ОП, що необхідно для ефективного запуску і прогріву двигуна перед виходом на стійкі режими роботи.

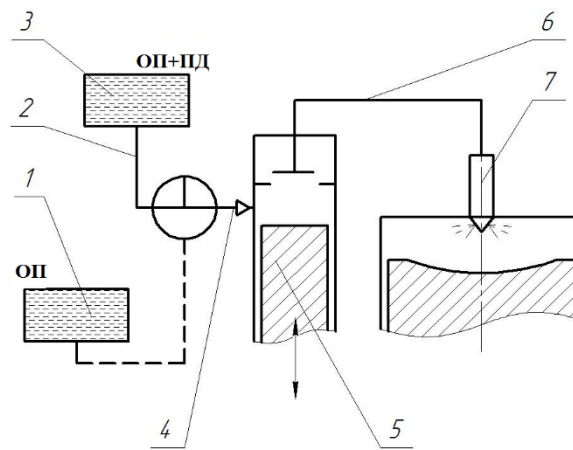


Рис. 1.11 Принципова схема системи паливоподачі для впорскування в дизель заздалегідь підготовленої суміші традиційного і альтернативного палив однієї форсункою, одним ПНВТ, з можливістю переходу на роботу на традиційному дизельному паливі

Робота на суміші палива і добавки може відбуватися при змішуванні компонентів в лінії низького тиску 2 за допомогою підкачуючого паливного насоса 8 (рис. 1.12). При цьому компоненти палива зберігаються в роздільних ємностях.

Характеристики ПД визначають доцільність роботи на паливній суміші постійно або ж у міру необхідності. Однак щодо регулювання робочого процесу двигуна зміною властивостей палива з такою системою говорити не можна, так як перехідний процес зміни складу палива є надто тривалим. У разі поганого змішування палив в систему можуть бути включені, наприклад, ультразвукові, електричні, електромагнітні емульгатори. Таким шляхом створюється, наприклад, водопаливна емульсія (ВПЕ) перед впорскуванням її в дизель. Різні розчинно-паливні емульсії (РПЕ), наприклад, антидимні, що знижують в'язкість основного палива та температуру в циліндрі і, отже, утворення оксидів азоту і т.д [1, 7, 34, 35].

В системі за схемою на рис. 1.13 прийняті роздільне зберігання компонентів, а змішування їх - у ЛВТ 6. Таке рішення дозволяє оперативно змінювати склад сумішевого палива, покращує характеристики змішування компонентів. Однак очевидна складність такого рішення через наявність двох ПНВТ.

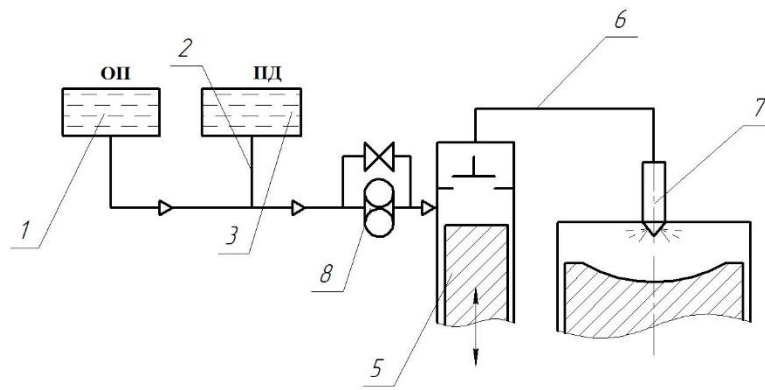


Рис. 1.12 Схема системи паливоподачі для вприскування в дизель суміші традиційного і ПД, підготовлюваної під час роботи двигуна, однією форсункою і одним ПНВТ

Удавана складність системи компенсується можливостями організації ефективних робочих процесів в циліндрі і регулюванням їх зміною складу палива – його фізико-хімічних і моторних властивостей.

У всіх наведених системах ПД вводиться в циліндри двигуна за допомогою додаткових насосів, обмінників тиском і т.д., тобто з витратою додаткової енергії, з ускладненням системи. В системі на рис. 1.14 введення ПД в ЛВТ 6 відбувається за допомогою, умовно кажучи, зворотного клапана 12.

Система працює з використанням гідродинамічних явищ в ЛВТ 6. При відсічці подачі палива насосом 5, коли нагнітальний клапан ПНВТ сідає в сідло і своїм розвантажувальним пояском формує в ЛВТ хвилі зниженого тиску або розрідження, клапан 12 відкривається всередину порожнини ЛВТ і добавка ПД вводиться в неї, причому бажано поблизу форсунки 7. Завдяки хвиловим процесам ПД добре змішується з основним паливом, що перебуває в ЛВТ. А в черговому циклі паливоподачі ПНВТ 5 звичайним порядком вприскує паливну суміш форсункою 7.

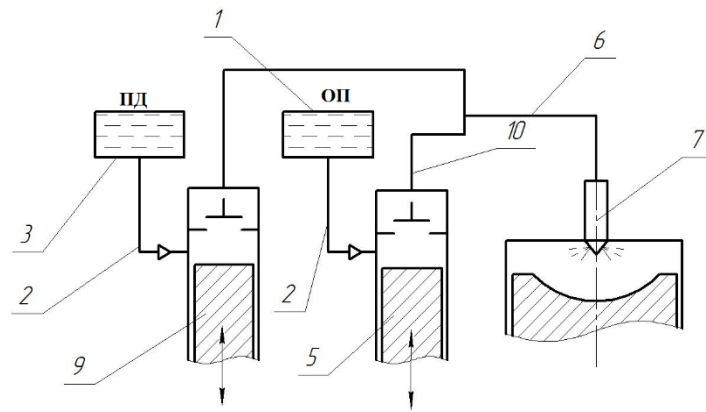


Рис. 1.13 Схема системи паливоподачі для впорскування в дизель суміші традиційного і альтернативного палив, підготовленої під час роботи двигуна в лінії високого тиску, однією форсункою, але двома ПНВТ

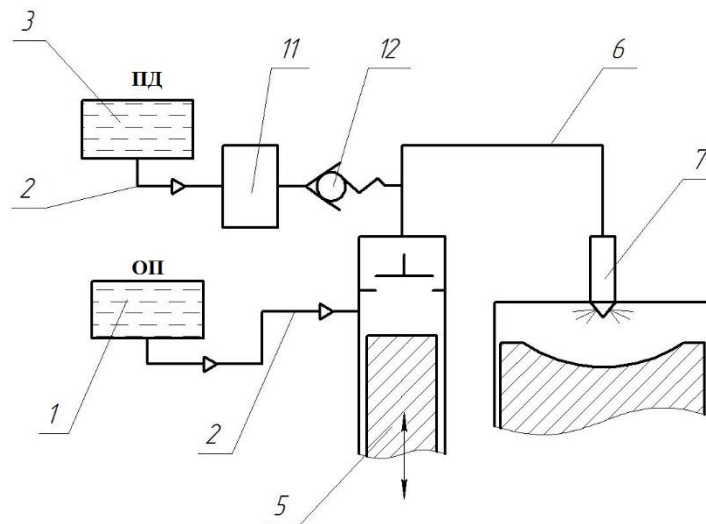


Рис. 1.14 Схема системи паливоподачі для впорскування в дизель суміші традиційного ДП і АП, підготовлюваної в ЛВТ під час роботи двигуна, однією форсункою, одним ПНВТ, але з використанням гідродинамічних явищ в ЛВТ

Завдяки тому, що через клапан 12 в ЛВТ вводиться додаткове паливо, в ЛВТ підвищується тиск. Паливо акумулюється в об'ємі ЛВТ. Тиск в ній підвищується, створюється підвищений початковий тиск ($P_{\text{поч.}}$). Причому часто його величина може регулюватися, наприклад, за допомогою регулятора 11. Тому такі системи отримали назву систем паливоподачі з регулюванням початкового тиску (РПТ). ЛВТ 6 виконує функцію гідравлічного акумулятора малого об'єму. Завдяки цьому ефекту

покращуються характеристики розпилювання та впорскування палива. У роботах по застосуванню альтернативних палив (особливо твердих - вугільних суспензій) клапан 12 РПТ стали називати клапаном імпульсної подачі, а системи - з імпульсним введенням добавок.

Використання водню як основного палива ДВЗ в даний час не є доцільним через високу вартість водню і труднощів щодо його зберігання в великій кількості [56]. Очевидно, прийнятним для ДВЗ є часткова заміна воднем вуглеводневого палива, тобто подача в циліндри двигуна поряд з основним паливом невеликих добавок водню, що дозволяє підвищити експлуатаційну ефективність ДВЗ та їх екологічну безпеку. Використання водню як невеликих добавок до органічного палива двигунів СЕУ не створює проблем, пов'язаних з його виробництвом і зберіганням. Використання екологічно чистих водневих добавок особливо доцільно при входженні суден у прибережні акваторії і порти, коли основне навантаження припадає на високотоксичні дизель-генератори. Застосування невеликих добавок водню до дизельного палива дозволяє поліпшити якість сумішоутворення та горіння палива в циліндрах двигуна. Водневі добавки призводять до зменшення швидкості процесів спалаху і зменшення періоду затримки запалення.

Одним з шляхів щодо вирішення цієї проблеми є використання малих (0,2...1,0% по масі) домішок водню до основного рідкого палива ДВЗ. При цьому слід зауважити, що водень в даному випадку використовується не як енергоносіє, що заміщує вуглеводневе паливо, а як каталізатор процесу вигорання зазначеного палива у циліндрах ДВЗ.

Твердження, що водень виступає саме як каталізатор процесу горіння основане на тому, що при незначній його кількості, незважаючи на високу теплотворну здатність ($Q_H=120$ МДж/(кгК)) його кількість (до 1,0% по масі) не впливатиме на горіння як додаткове паливо. Проте наявність водню в циліндрі стимулюватиме сам процес горіння та виступатиме саме як каталізатор.

Дослідження малих домішок водню до основного рідкого дизельного палива ДВЗ, які були проведені в лабораторії перспективних енергетичних технологій, дають змогу стверджувати, що домішки водню призводять до інтенсифікації процесу

вигорання дизельного палива (особливо важких сортів) таким чином, що робочий процес ДВЗ зміщується вліво, що наближає його до процесу при постійному об'ємі. Було встановлено також, що при цьому спостерігається перерозподіл теплового балансу ДВЗ: зменшуються частки тепла, яке викидається у навколишнє середовище системою охолодження та з випускними газами. Це призводить до підвищення ККД двигуна на 0,5...5,0% залежно від кількості домішок водню та навантаження, що також підтверджується результатами інших дослідників [29, 48, 60, 62].

Попередні дослідження показали, малі домішки водню позитивно впливають роботу ДВЗ на часткових та перехідних режимах, а також при використанні важких сортів основного дизельного палива. У цих випадках відносний позитивний ефект є найбільшим.

Однак отримані результати мали якісний характер та не дозволяють розробити методики розрахунку робочих процесів з використанням домішок водню, остаточно визначити раціональну кількість подачі водню у циліндри дизельного ДВЗ, надати практичні рекомендації щодо модернізації ДВЗ при використанні таких домішок.

Одним з вельми важливих факторів, який суттєво впливає на ефективність застосування домішок водню є спосіб подачі у ДВЗ. Додавання водню на всмоктування двигуна, як найпростіший засіб, знайшов використання на ранніх стадіях впровадження. Але цей засіб ускладнює якісне регулювання ДВЗ, а також не є повністю безпечним завдяки можливості утворення вибухонебезпечної суміші у впускному тракті ДВЗ та її запаленню з наступним вибухом. Такі явища спостерігалися, як у ДВЗ, що працюють за циклом Отто, так і у дизельних двигунах.

Одним з можливих є подача малих домішок водню із застосуванням рішення, запропонованого науковим колективом під керівництвом проф. Н.Н. Патрахальцева [1]. Головна ідея полягає в тому, щоб додавати водень у дизельне паливо в магістраль високого тиску на хвилі низького тиску за допомогою спеціального пристрою. При цьому на хвилі тиску дизельне паливо насичується воднем та поступає у форсунку і далі впорскується у циліндр двигуна. Після впорскування та зниження тиску в циліндрі водень звільнюється з дизельного палива, сприяє подальшому подрібненню крапель та швидко дифундує у об'єм надпоршневого простору. Кількість водню, який

додається до циклової подачі дизельного палива, регулюється тиском водню на вході у пристрій.

Проте, у науковій літературі не знайдено достатньо інформації щодо результатів експериментального дослідження додавання водню до основного рідкого палива ДВЗ. Тому задачею дослідження було саме експериментальне підтвердження даної теорії та отримання якісних результатів.

Принципова схема цього рішення представлена на рис. 1.15, а на рис. 1.16 представлені осцилограми параметрів у зазначених елементах паливної системи [1].

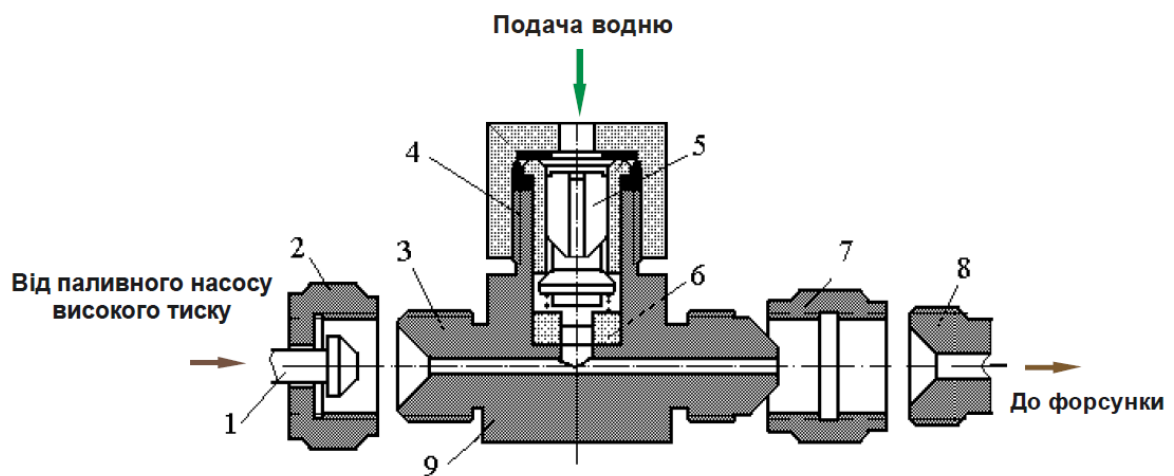


Рис. 1.15 Принципова схема та пристрій подачі малих домішок водню до дизельного ДВЗ [112]

Застосування такого рішення дозволяє не вносити суттєвих змін в конструкцію двигуна або паливної апаратури, забезпечити достатньо високий рівень якості регулювання та безпеку при використанні водню.

Попередні дослідження, які були проведені у лабораторії перспективних енергетичних технологій з використання вдосконаленого пристрою такого типу, показали, що використання зазначеного пристрою є досить ефективним з точки зору раціонального додавання водню до дизельного палива та дозволяє підвищити ККД двигуна та відповідно зменшення витрату нафтового палива шляхом покращення характеристики підводу тепла у ДВЗ, а також сприяє перерозподілу складових теплового балансу в бік зменшення втрат тепла у систему охолодження та с випускними газами.

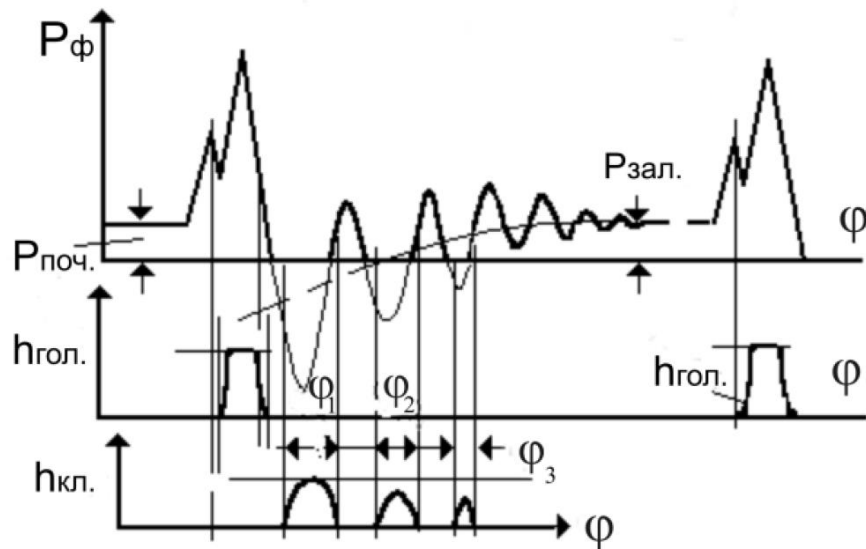


Рис. 1.16 Осцилограми зміни тиску палива біля форсунки ($P_{\text{ф}}$), ходу голки форсунки ($h_{\text{гол.}}$) и хода клапана РНД ($h_{\text{кл.}}$) [1, 112]

За попередніми оцінками експериментальних даних, зменшення витрати дизельного палива двигуна 8V12/12 (КАМАЗ 740.11-240) складає 0,4...2,8% залежно від кількості водню (0,1...0,06% по масі) та навантаження ДВЗ (0,25...0,75 N_e). Крім того, були отримані дані щодо покращення екологічних показників двигуна: кількість викидів вуглеводнів (C_mH_n) знизилася на 40...50%, монооксиду вуглецю (CO_2) – на 15...25%. Поряд з цим було встановлено, що викиди оксидів азоту (N_xO_y) збільшилися на 3...7%, що пов'язане з певним підвищенням максимальної температури циклу.

Потрібна кількість водню на борту транспортного заходу, наприклад, для автомобіля КАМАЗ 4308 (ємність паливного бака – 250 л (210 кг) при додаванні 0,1% водню до дизельного палива складає 0,21 кг, що при будь-якому засобі зберігання є цілком припустимим. Так, наприклад, при використанні металогібридного акумулятора з використання інтерметаліда $TiFe$ маса пристрою оцінюється у 13...16 кг при об'ємі 2,0...2,5 л, а при використанні композитних балонів на основі полімерних матеріалів – 1,5...2 кг при об'ємі 2,8...3,0 л.

Однак ці дані носять значною мірою якісний характер та не можуть бути використані для остаточних висновків та рекомендацій щодо впровадження.

Попередній економічний аналіз ефективності застосування малих домішок водню до дизельного палива дає змогу стверджувати, що вартість додаткового обладнання та водню є досить малими величинами у порівнянні з вартістю двигуна складає 0,09...1,14%. Додаткові витрати на водень складають приблизно 0,11...0,53 % від вартості витраченого дизельного палива (при використанні технічного водню марки Б або нижчого ґатунку). В цьому випадку зменшення витрат на дизельне паливо складає приблизно 4...9%, що обумовлює загальний позитивний економічний та екологічний ефекти.

На шляху впровадження зазначених заходів треба вирішити комплекс завдань, які, насамперед, пов'язані з експериментальним дослідженням робочого процесу дизельного ДВЗ при використанні малих домішок водню, визначенням раціональних параметрів цього процесу та доцільного обсягу водню, який додається до дизельного палива з метою досягнення максимального ефекту.

Попередні дослідження, які були проведені у лабораторії перспективних енергетичних технологій з використання вдосконаленого пристрою такого типу показали, що використання зазначеного пристрою є досить ефективним з точки зору раціонального додавання водню до дизельного палива та дозволяє підвищити ККД двигуна та відповідно зменшення витрату нафтового палива шляхом покращення характеристики підводу тепла у ДВЗ, а також сприяє перерозподілу складових теплового балансу в бік зменшення втрат тепла у систему охолодження та с випускними газами.

1.4 Висновки по першому розділу

1. Використання малих домішок водню як каталізатора згоряння дизельного палива, у тому числі й важких сортів, дозволяє знизити витрати палива та знизити навантаження на довколишнє середовище за рахунок зменшення викидів шкідливих речовин.

2. Необхідним є створення адекватних математичних моделей щодо робочого процесу в ДВЗ при використанні малих домішок, що здійснюються зазначеним

способом та математичних моделей процесів, які мають місце у пристрої для подачі водню у паливну магістраль високого тиску.

3. Впровадження зазначеного заходу є економічно доцільним та може бути реалізоване на теперішньому рівні розвитку техніки.

4. Запропоноване технічне рішення може бути застосоване у складі суднових дизельних енергетичних установок, які працюють на важких сортах палива. При цьому виробництво водню може бути здійснено на борту судна шляхом електролізу. Використання малих домішок водню є особливо доцільним при роботі на часткових та перехідних режимах, заходах судна в порти, вузькості, проливи та в інших районах з підвищеними вимогами щодо екологічних показників енергетичних установок.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИ І МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ МАЛИХ ДОМІШОК ВОДНЮ НА ПАРАМЕТРИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

2.1 Основні методи та методика дослідження.

Суднові енергетичні установки більшості об'єктів транспортного і допоміжного флоту використовують ДВЗ. Дані двигуни розроблені і адаптовані під використання стандартного ряду палив. При цьому перспектива використання паливних добавок має істотну економічну та екологічну доцільність. Найкращі техніко-економічні показники таких об'єктів можуть бути реалізовані в разі забезпечення економічної, надійної і довговічної експлуатації ДВЗ при використанні стандартних палив із застосуванням паливних добавок.

Проте, ймовірно, що використання паливних домішок призведе до зміни робочого процесу в циліндрах ДВЗ, а дана зміна може призвести до порушення режиму роботи двигуна, зниження надійності і довговічності.

Розробка конструктивних, схемних, практичних і технічних моделей вимагає експериментального і теоретичного дослідження особливостей робочого процесу в циліндрах ДВЗ при використанні домішок водню до дизельного палива для забезпечення економічно ефективної роботи ДВЗ.

У першу чергу це пов'язано з характером протікання процесів сумішоутворення і горіння паливо-водневої суміші, що відбуваються в циліндрі двигуна.

Враховуючи, що в літературі є відомості про робочі процеси ДВЗ при використанні нестандартних палив, цей механізм недостатньо вивчений.

Для проведення досліджень робочого процесу у двигуні, при використанні паливних добавок до дизельного палива, має місце необхідність перевірки справедливості висунутих припущень. Перевірити справедливості висунутих пропозицій можна перевірити кількома методами.

Серед цих методів найбільш ефективний з них - системний аналіз. Він дозволяє проаналізувати, з використанням об'єктивних критеріїв порівняльної ефективності, вплив діючих в робочому об'ємі двигуна факторів на показники двигуна.

Метод зіставлення впливу на робочі процеси в ДВЗ таких факторів, як фракційний склад палива, цетанове число, період затримки самозаймання, щільність, в'язкість, теплотворна здатність та ін., дозволяє зробити припущення про правомірність прийнятих припущень. Однак, ґрунтуючись тільки на дані такого зіставлення, неможливо однозначно стверджувати, що один і той же фактор буде однаково впливати на процеси в ДВЗ, як при використанні стандартних палив, так і у випадку використання паливних домішок, в особливості водню. Це впливає з того, що є істотні відмінності в протіканні робочих процесів в ДВЗ, що використовують лише основне паливо, або паливо змінного фракційного складу.

Аналіз літературних джерел, наведений у першому розділі, показав що робочі процеси в ДВЗ вивчені досить добре тільки у випадку застосування традиційних стандартних палив, в той час як в двигунах, що працюють з добавками до основного дизельному паливу ці процеси вивчені недостатньо.

Ухвалений метод зіставлення дозволяє:

- проаналізувати вплив на характер робочих процесів в ДВЗ факторів, пов'язаних з використанням добавок до основного палива;
- систематизувати та проаналізувати запропоновані способи організації робочого процесу, визначити найбільш раціональні параметри паливної апаратури.

Аналіз проблем, пов'язаних із застосуванням домішок водню до основного дизельному паливу в суднових ДВЗ, показав, що ефективність експлуатації двигунів залежить від наступного:

- співвідношення між легкокиплячими, середніми і важкими фракціями палива, що істотно впливає на характер протікання робочого процесу в циліндрах;
- співвідношення між параметрами паливоподачі і фазами газорозподілу ДВЗ;
- перерозподілу складових теплового балансу внаслідок зміни характеристики підведення теплоти;

- характеру і закону підведення теплоти в термодинамічному циклі ДВЗ працюючому з малими домішками водню.

Метод прямої аналогії між процесами в ДВЗ працюючому на стандартних паливах з робочими процесами в ДВЗ у випадку використання паливних добавок до основного дизельного палива дає можливість знайти такі рішення, які дозволяють забезпечити прийнятні характеристики тепловиділення, зберегти або знизити теплонапруженість елементів ДВЗ і поліпшити екологічні показники.

Метод фізичного моделювання робочих процесів в ДВЗ при використанні малих добавок водню до палива дозволяє не тільки однозначно визначитися з адекватністю математичної моделі і справедливістю прийнятих в роботі припущень, але і переконатися в працездатності, паливної економічності, надійності і довговічності двигуна. Крім цього результати експериментального дослідження дозволяють отримати достовірні дані про деякі маловивчених процесах, що протікають в ДВЗ при використанні малих домішок водню до палива, які важко отримати іншими методами, наприклад, математичним моделюванням.

Математичне моделювання робочого процесу в ДВЗ у випадку використання малих домішок водню до основного дизельного палива дозволить визначити характер процесів протікання в циліндрах двигуна, визначити вплив параметрів палива на характер робочого процесу і термодинамічну ефективність двигуна в цілому, розробити методики розрахунків робочого циклу двигуна.

При реалізації математичної моделі використовується широко відомий і поширений модифікований метод Ейлера, який має задовільну збіжність і дає досить точні результати.

При розробці методики дослідження робочого процесу в ДВЗ із застосуванням малих домішок водню слід виділити такі напрямки:

- проаналізувавши проблеми, пов'язані із застосуванням малих домішок водню в ДВЗ, а також проведений аналіз факторів впливу домішок на робочий процес слід відзначити найбільш важливі для розробки;

- на підставі аналізу проблем, пов'язаних з використанням домішок водню до основного палива в судових ДВЗ, а також на підставі аналізу чинних на робочий процес факторів, встановити найбільш важливі з них;

- експериментально, методом індиціювання робочих процесів у двигуні та реєстрації теплового і матеріального балансів, перевірити припущення про можливість збереження або поліпшення характеристики підведення тепла і перерозподілі складових балансів ДВЗ;

- розробити математичну модель робочого процесу в ДВЗ із застосуванням малих домішок водню до основного палива;

- перевірити адекватність математичної моделі робочого процесу в ДВЗ із застосуванням малих домішок водню до основного палива;

- методом математичного моделювання встановити раціональні діапазони подачі водню і параметрів паливоподачі в ДВЗ;

- визначити вплив складу паливо-водневої суміші на характеристики робочого процесу ДВЗ;

- розробити практичні рекомендації для впровадження малих домішок водню в енергетичні комплекси з ДВЗ;

- визначити шляхи вдосконалення робочого процесу в ДВЗ при використанні малих домішок водню до основного палива.

2.2 Методи експериментального дослідження використання малих домішок водню.

Основним завданням експериментального дослідження є отримання якісних і кількісних результатів, що підтверджують працездатність судових ДВЗ із застосуванням малих домішок водню при збереженні прийнятної паливної економічності, надійності і ресурсу, а також достовірність прийнятих при математичному моделюванні припущень. Тому для експериментального дослідження прийнятий метод індиціювання робочого процесу двигуна з комп'ютерною системою збору та обробки інформації. Цей метод дозволяє отримати найбільш повне уявлення

про особливості термодинамічного циклу і про характер підведення теплоти, що повною мірою відповідає поставленим завданням експериментального дослідження.

Проаналізувавши вплив водню на робочий процес в циліндрах двигуна, після огляду літературних джерел, дає можливість зробити висновок про можливість застосування малих домішок водню до основного палива в ДВЗ. У той час вимагає дослідження характер протікання процесів згоряння паливо-водневої суміші, а також процес розпилю і сумішоутворення в циліндрі двигуна.

Існуючі дослідження робочого процесу із застосуванням водневих добавок даного типу не розкривають повної картини процесу згоряння і тепловиділення і дійсних параметрів ДВЗ при використанні малих домішок водню.

Для уточнення перерахованих вище особливостей впливу властивостей палив виконувалися дослідження робочого процесу чотиритактного високооборотного двигуна з вільним газотурбінним наддувом. Завдання цього дослідження - отримати відомості для підтвердження адекватності математичної моделі робочого процесу і отримання нової достовірної інформації про процеси, що мають місце в ДВЗ при використанні малих домішок водню.

Загальна методика проведення експериментів.

При проведенні експериментальних досліджень дизель-генератор виводився на стаціонарний тепловий режим на кожному з режимів навантаження, щоб уникнути впливу нестационарності на результати вимірювання відповідних параметрів і забезпечити повторюваність результатів.

Експериментальні дослідження на кожному режимі повторювалися не менше 5 разів, після чого отримані дані оброблялися і, відкидалися дані, явно виходять за межі раціональних значень параметрів.

При проведенні досліджень реєструвалися автоматично за допомогою комп'ютерної системи збору наступні параметри двигуна:

- температура, барометричний тиск, вологість і витрата повітря на вході в двигун;
- температура і тиск повітря після тубонаддувочного агрегату;

- температура і тиск повітря після охолоджувача надувочного повітря;
- температури і витрата охолоджуючої води на вході і виході з охолоджувача надувочного повітря;
- тиск в циліндрі двигуна (індикаторна діаграма);
- температура, тиск і витрата газів на виході з двигуна;
- температура і витрата охолоджуючої води на вході і виході з системи охолодження двигуна;
- температура і витрата мастила на вході і виході з маслоохолоджувача;
- тиск водню на підводі до паливної магістралі високого тиску;
- тиск паливо-водневої суміші в магістралі високого тиску.

Всі датчики, термоперетворювачі і витратомірні пристрої перед проведенням експериментальних досліджень піддавалися індивідуальному таруванню з метою виключення похибок і підвищення точності вимірювань.

Обробка та реєстрація параметрів здійснювалася за допомогою швидкодіючих АЦП в реальному масштабі часу з індикацією на моніторі.

Обробка результатів експериментальних досліджень виконувалася за стандартними методиками, які широко застосовуються для подібних досліджень.

Прийнято вважати, що наявність у великій кількості водню в паливі призводить до збільшення швидкості згоряння [41-44]. Цей факт потребує врахування кута випередження впорскування палива й тривалості згоряння. Також відомо, що збільшення коефіцієнта надлишку повітря та вмісту оксиду вуглецю сприяє зменшенню цієї швидкості [5, 6]. Деякі автори приділяють значну увагу вивченню впливу ступеня стиснення на швидкість згоряння палива [43, 44, 52]

У той час залишається невизначеним те, який із зазначених факторів має найбільш значний вплив на швидкість згоряння палива з малими домішками водню та в якому напрямку й наскільки інтенсивно змінюється цей вплив, а також чи потрібні взагалі корективи цих параметрів при використанні малих домішок водню.

Для уточнення вищеперерахованих особливостей впливу параметрів робочого циклу виконувалися дослідження чотиритактного високообертового дизельного двигуна 1Ч 8,6/7 із внутрішнім сумішоутворенням, який переобладнаний під

використання малих домішок водню, та працює на генератор змінного струму. Задача цього дослідження - отримати дані для підтвердження адекватності математичної моделі робочого циклу двигуна, що працює з додаванням малих домішок водню до основного палива, а також отримати нову достовірну інформацію про процеси, які відбуваються у робочому циліндрі ДВЗ.

2.3 Методи теоретичного дослідження параметрів ДВЗ при використанні малих домішок водню.

Основна задача дослідження робочого циклу двигуна, що працює з використанням малих домішок водню, метод математичного моделювання полягав у тому, щоб установити зв'язок між основними параметрами робочого процесу ДВЗ кількістю малої домішки водню, а також вплив кожного параметра на швидкість тепловиділення та якість розпилювання палива в циліндрі двигуна.

Вирішення зазначених задач необхідне для розробки фізично коректних і надійних методів розрахунку та проектування двигунів, у яких використовується добавка малих домішок водню, а також оптимізації режимів їх роботи. Вони можуть бути вирішені експериментальними методами. Однак використання математичного моделювання дозволило встановити вплив на робочий процес тих факторів, урахувати які досить важко при експериментальних дослідженнях. Це дозволило отримати достовірні результати при найбільш загальній постановці задачі та скоротити обсяг кошовних досліджень.

Найбільш важким у дослідженні робочого циклу ДВЗ, що використовує малі домішки водню до основного палива, є визначення характеристик тепловиділення та встановлення впливу на них основних параметрів двигуна. Варто зазначити, що робочі процеси в двигунах, що працюють з використанням малих домішок водню до основного палива, не в повній мірі вивчені. Ця обставина впливає на структуру й основні властивості математичної моделі, а також на методи, які використовуються для її реалізації. Тому важливу роль у процесі моделювання робочого циклу відіграють збір та узагальнення інформації про перебіг й особливості робочих

процесів при застосуванні різних видів газоподібного палива в двигунах, особливо водню.

Математична модель робочого циклу дизельного ДВЗ, що працює з використанням малих домішок водню до основного палива, в достатньо загальній постановці внаслідок її складності не може бути замкнута без відповідних експериментальних даних. Модель повинна бути доповнена експериментальними залежностями, які відображають вплив наявності малих домішок водню до основного палива на якість розпилу та випаровування палива у робочому циліндрі, а також залежностями швидкості випаровування від основних параметрів робочого циклу: кута випередження запалення, тиску впорскування та кількості додаваного водню.

До основних задач моделювання робочого циклу ДВЗ, що працює з використанням малих домішок водню до основного палива, належать:

- сформулювати математичну модель, яка враховує особливості робочого процесу ДВЗ, що працює з використанням малих домішок водню до основного палива, та є адекватною реальним процесам у двигуні;
- математична модель повинна реагувати на зміну основних параметрів робочого циклу, враховувати взаємозв'язок різної кількості домішки водню зі швидкістю тепловиділення у робочому циліндрі, а також установлювати вплив окремих факторів на ефективні й екологічні показники ДВЗ;
- математична модель має бути придатною для числового дослідження робочих процесів у дизельних ДВЗ, що працює з використанням малих домішок водню до основного палива у різній пропорції.

При розробці методики розрахунку робочого циклу застосовуються фундаментальні рівняння в диференціальній формі, які в результаті перетворень приведені до кінцевої різності з використанням неявних різницевих схем та розв'язуються відомими методами прогонки.

Описана методика дає змогу розрахувати всі необхідні характеристики робочого процесу, перевірити та довести правомірність прийнятих припущень, відпрацювати режими випробувань й планувати експерименти, здійснити числові дослідження у досить широкому діапазоні режимних параметрів.

2.4 Формування математичної моделі

З метою формування математичної моделі і врахування впливу фізико-хімічних властивостей палива на роботу судових дизельних двигунів при створенні і розробці математичної моделі процесу сумішоутворення і згоряння використовуються вирази і критеріальні залежності, запропоновані А.С. Лишевським і уточнені М.Ф. Разлейцевим [31].

Основні рівняння, що описують робочий процес в судовому ДВЗ при його роботі на паливі з використанням МДВ, мають такий вигляд:

$$\alpha = \frac{M}{g_{\text{ц}} L_0} = \frac{p_s \eta_{\text{H}}}{T_s g_{\text{e}}} \times \frac{60 V_s n i}{L_0 N_{\text{e}} \chi}; \quad (2.4.1)$$

$$\xi_z = x_z - \frac{Q_{\text{wz}}}{Q_{\text{H}} g_{\text{ц}}}; \quad (2.4.2)$$

$$\mu C_v = A + B \cdot T; \quad (2.4.3)$$

$$i_0 dM = d(Mu) + p dV + dQ_w; \quad (2.4.4)$$

$$dV = \frac{V_s}{2} \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi; \quad (2.4.5)$$

$$dM = G d\tau; \quad (2.4.6)$$

$$Q_{\omega} = K(T_{\text{r}} - T_{\text{b}}) F \tau \quad (2.4.7)$$

$$\Pi_{\text{к}}, \eta_{\text{ад}} = f(G, n_{\text{тк}}) \quad (2.4.8)$$

$$\tau_i = (0.36 + 0.22 \cdot C_m) \times \exp \left(E_A \left(\frac{1}{R \cdot T} - \frac{1}{17190} \right) + \left(\frac{21.2}{p - 12.4} \right)^{0.63} \right); \quad (2.4.9)$$

$$U_0 = \frac{24 \cdot G_{\text{ц}} n}{\varepsilon_{\text{c}} \pi \cdot d_{\text{c}}^2 i_{\text{c}} \rho_{\text{f}} \Phi_{\text{впп}}} \quad (2.4.10)$$

$$We = \frac{U_0^2 d_{\text{c}} \rho_{\text{f}}}{\sigma_{\text{f}}} \quad (2.4.11)$$

$$M = \frac{\mu_f^2}{\rho_f d_c \sigma_f} \quad (2.4.12)$$

$$\rho = \rho_B / \rho_f \quad (2.4.13)$$

$$d_{32} = E_\kappa d_c (\rho \cdot We)^{-0.266} M^{0.0733} \quad (2.4.14)$$

$$b_{иТ} = \frac{K}{d_{32}^2}, \quad (2.4.15)$$

$$b_{и} = Y \cdot b_{иТ} = y \cdot (H \cdot n \cdot d_{32})^{0.75} b_{иТ}; \quad (2.4.16)$$

$$\tau_{и} = \frac{d_{пп}^2}{K^*} = \frac{B^2 d_{32}^2}{K^*} = \frac{a_z}{b_{и}} \quad (2.4.17)$$

$$\varphi_z = \varphi_{впп} + 6n(\tau_{и} - \tau_i) \quad (2.4.18)$$

$$\left(\frac{d\sigma_{и}}{d\tau} \right)_1 = \left[1 - (1 - b_{и}\tau)^{3/2} \right] \cdot \frac{\sigma}{\tau}; \quad (2.4.19)$$

$$\left(\frac{d\sigma_{и}}{d\tau} \right)_2 = \frac{\left[1 - b_{и}(\tau - \tau_{впп}) \right]^{3/2} - (1 - b_{и}\tau)^{3/2}}{\tau_{впп}}; \quad (2.4.20)$$

$$\sigma_{и} = \int_0^\tau \left(\frac{d\sigma_{и}}{d\tau} \right) d\tau \quad (2.4.21)$$

$$\left(\frac{dx}{d\tau} \right)_1 = k \frac{[A]}{[A]_0} n_0 + k_{и} \frac{d\sigma_{и}}{d\tau} + \varphi_1 \frac{[A]}{[A]_0} x \quad (2.4.22)$$

$$\left(\frac{dx}{d\tau} \right)_2 = A_2 \cdot \alpha_T \cdot (1 - \Delta_T - x) \cdot x \quad (2.4.23)$$

$$x = \int_{\varphi_B}^{\varphi} \left(\frac{dx}{d\tau} \right) d\tau. \quad (2.4.24)$$

Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні відповідно до запропонованої схеми і в повній відповідності з фізичним змістом цього параметра повинен визначатися за формулою (2.4.1). Перед дослідженням впливу фізико-хімічних властивостей палива на робочий цикл двигуна модель повинна бути налаштована, бажано з використанням експериментальних даних. У цьому випадку повинні бути відомі значення g_e , N_e і L_0 .

Значення g_e коригується після визначення потужності двигуна. Якщо розрахунки виконуються за умови збереження сталості ефективної потужності двигуна N_e , то підтримку незмінною потужності двигуна може бути забезпечено тільки відповідним підбором циклової дози палива або корекцією величини g_e , яка з нею однозначно пов'язана при зазначених умовах. Нові значення g_e , N_e , L_0 і η_n дадуть нове значення α по (2.4.1). Остаточне значення всіх параметрів циклу визначається рядом наступних наближень.

Коефіцієнт тепловикористання при згорянні в точці "z", ξ_z , на початку розрахунків визначається як чисельна величина, що забезпечує відповідність настраюється моделі основними параметрами циклу двигуна, встановленим в умовах експерименту відповідно до звичайних рекомендацій [26, 27, 31, 34, 35, 36, 41, 49]. В ході досліджень зі зміненими значеннями Q_n цей коефіцієнт повинен визначатися відповідно до вираження (2.4.2) [60]. У цій формулі Q_{wz} позначає кількість теплоти, відведеної від робочого тіла з моменту початку згоряння і по момент "z", теоретичного завершення згоряння і тепловиділення. Величину Q_{wz} можна визначити з розрахунку процесу теплопередачі від газу в охолоджуючу воду за рівнянням

$$Q_{wz} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} + \frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}} + \sum \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{ж}}} (T_g - T_{ж}) F_z \frac{\varphi_z}{6n} ; \quad (2.4.25)$$

де φ_z - загальна тривалість згоряння по куту повороту колінчастого валу, F_z - площа поверхні передачі тепла з боку газу, відкрита поршнем до моменту "z", T_g і $T_{ж}$ - середні інтегральні температури газу і рідини за період згоряння, α_g і $\alpha_{ж}$ - середні інтегральні коефіцієнти тепловіддачі для газу і рідини за виділений період. Температура T_g і коефіцієнт α_g обчислюються з використанням кривих зміни температури газів при згорянні - розширення і зміни коефіцієнта тепловіддачі від газу відповідно до рекомендацій [31, 79, 80, 81, 93]. $T_{ж}$ і $\alpha_{ж}$ приймаються постійними.

Коефіцієнт тепловикористання до кінця процесу розширення, ξ_b , визначається аналогічно коефіцієнту ξ_z , але тільки при іншому значенні кута повороту колінчастого валу, іншій температурі газу в циліндрі і іншій площі поверхні теплопередачі. Аналогічно коефіцієнту ξ_z він буде змінюватися зі зміною кількості тепла, що відводиться від газу в стінки.

Якщо відповідно до [57, 59, 62, 68] прийняти

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}; \quad (2.4.26)$$

то величину ξ_z можна знаходити з цього виразу, прийнявши x_z на підставі відомих рекомендацій [3, 8, 44, 66, 67, 68, 71, 78]. Значення величини ξ_b в цьому випадку зручно визначити на підставі простіших, хоча і менш точних розрахунків, ніж рекомендованих раніше для обчислення ξ_z і ξ_b . Зокрема, представляється можливим визначити середні інтегральні значення температури і коефіцієнта тепловіддачі по залежностям, запропонованим В.С. Семеновим [57, 78]. У цьому випадку немає необхідності отримувати криві зміни температур і коефіцієнтів тепловіддачі по куту повороту колінчастого валу. Такий підхід дозволяє істотно скоротити обсяг розрахунків на рівні перших наближень. Завершальні обчислення рекомендується виконувати по більш точному методу, викладеного вище.

Теплоємність. Рівняння (2.4.3) є емпіричною залежністю, визначеної зміни теплоємності в залежності від температури (де А, В - емпіричні константи; Т - поточна температура газу) [19, 25].

Як показали дослідження, саме такою залежністю відображається зв'язок мольних теплоємностей свіжого заряду і продуктів згоряння величиною поточної температури. Розглянемо відповідні вирази.

Середня молярна теплоємність сухого повітря

$$\bar{c}'_v = 19,26 + 0,0025T; \quad (2.4.27)$$

Середня молярна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння (що утворюються при $\alpha = 1$) для палива середнього елементарного хімічного складу

$$\bar{c}''_v = 20,47 + 0,0036T; \quad (2.4.28)$$

В результаті згоряння палива при $\alpha > 1$ в циліндрі утворюється газова суміш, що складається з чистих продуктів згоряння і повітря, не використаного при згорянні. Теплоємність такої суміші $\bar{c}''_{vсм}$ при частці згорілого палива, що дорівнює x , визначається згідно з правилом змішання газів, як

$$\overline{c''}_{vcm} = \frac{(1,064x + \gamma_r)\overline{c''}_v + [\alpha(1 + \gamma_r) - (x + \gamma_r)]\overline{c'}_v}{\alpha(1 + \gamma_r) + 0,064x} \quad (2.4.29)$$

Формула (2.4.29) дійсна для будь-якого моменту циклу від початку стиснення до кінця розширення. Якщо знехтувати збільшенням кількості газів в результаті згоряння палива, то з цієї формули в результаті перетворення можна вивести спрощену формулу, яка використовується при визначенні теплоємності кінцевих продуктів згоряння в наближених розрахунках

$$(2.4.30)$$

де a_{vcm} , b_{cm} - коефіцієнти, що визначаються в результаті розв'язання рівняння.

У розрахунках процесу стиснення теплоємність заряду визначають за формулою теплоємності суміші повітря і залишкових газів:

$$\overline{c'}_{vcm} = \frac{\overline{c'}_v + \gamma_r \overline{c''}_v}{1 + \gamma_r} = a_{va} + b_a T \quad (2.4.31)$$

де a_{va} , b_a - коефіцієнти, що визначаються в результаті розв'язання рівняння.

Середня молярна ізобарна теплоємність, кДж / кмоль·К

$$\overline{c}_{pсм} = \overline{c}_{vсм} + R_\mu \quad (2.4.32)$$

де R_μ - універсальна газова постійна.

Диференціальне рівняння швидкості зміни тиску в циліндрі двигуна. Рівняння (2.4.4) являє собою перший початок термодинаміки і визначає зміна внутрішньої енергії робочого тіла при здійсненні роботи продуктами згоряння. Тут $i_0 = c_p T_0$, i - питома ентальпія робочого тіла; dM - елементарна маса робочого тіла; M - маса робочого тіла в циліндрі; $u = c_v T$ - питома внутрішня енергія робочого тіла; p - тиск робочого тіла в циліндрі; dV - зміна об'єму циліндра; Q_w - теплота, отримана (віддана) робочим тілом в результаті теплообміну.

Вирішуючи рівняння (2.4.4) спільно з рівняннями стану (рівнянням Майєра), збереження маси, теплопередачі і ряду залежностей, що пов'язують підведення теплоти до кількості палива, що спалюється і законом його згоряння, отримуємо

рівняння швидкості зміни тиску в циліндрі відповідно кожного процесу робочого циклу. Відповідне диференціальне рівняння швидкості зміни тиску в процесі стиснення має вигляд

$$\frac{dp}{d\phi} = -p \cdot \left(k \frac{d \ln M}{d\phi} + \frac{k d \ln V}{d\phi} + \frac{1}{M c_v T} \frac{dQ_w}{d\phi} \right) \quad (2.4.33)$$

Процес згоряння-розширення описується рівнянням

$$\frac{dp}{d\phi} = p \cdot \left[\frac{g_u}{M} \left(\frac{Q_u}{c_v T} + k \right) \frac{dx}{d\phi} - \frac{k}{M} \frac{dM_u}{d\phi} - k \frac{d \ln V}{d\phi} - \frac{1}{M c_v T} \frac{dQ_w}{d\phi} \right]. \quad (2.4.34)$$

Процеси газообміну описуються трьома рівняннями:

для випуску газу з циліндра

$$\frac{dp}{d\phi} = -kp \cdot \left(\frac{d \ln M}{d\phi} - \frac{d \ln V}{d\phi} - \frac{1}{M c_v T} \frac{dQ_w}{d\phi} \right). \quad (2.4.35)$$

для процесу надходження робочого тіла в циліндр

$$\frac{dp}{d\phi} = -p \cdot \left(\frac{c_{ps} T_s}{c_v T} \frac{d \ln M}{d\phi} - k \frac{d \ln V}{d\phi} - \frac{1}{M c_v T} \frac{dQ_w}{d\phi} \right). \quad (2.4.36)$$

При надходженні в циліндр свіжого заряду dM_s з температурою T_s і одночасному закінченні з нього маси газу dM_m з температурою, що дорівнює температурі газу в циліндрі T , швидкість зміни тиску в циліндрі має вигляд

$$\frac{dp}{d\phi} = -p \cdot \left(\frac{c_{ps} T_s}{c_v T M} \frac{dM_s}{d\phi} - \frac{k}{M} \frac{dM_m}{d\phi} - k \frac{d \ln V}{d\phi} \right) \quad (2.4.37)$$

У цих рівняннях M_u означає втрату маси заряду циліндра через нещільності. Температура, тиск і маса без індексів позначають поточні параметри робочого тіла в циліндрі.

Приріст об'єму, dV , для двигунів зі звичайним механізмом головного руху визначається як таблична математична функція вираження, що визначає переміщення поршня в залежності від кута повороту колінчастого валу. Поточний об'єм циліндра визначається за формулою

$$V = V_s \left[\frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2} \left(1 - \cos \varphi + \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \varphi \right) \right], \quad (2.4.38)$$

де V_h - об'єм, описаний поршнем; ε - ступінь стиснення; λ - відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна; φ - поточний кут повороту колінчастого валу;

У зв'язку з тим, що ε для даного двигуна - величина постійна, приріст об'єму циліндра на підставі цієї формули дорівнюватиме (2.4.5).

Відносне зміна обсягу циліндра на підставі (2.4.5) і (2.4.38) складе

$$\frac{dV}{V} = \frac{\left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2 \sin 2\varphi} \right) d\varphi}{2 \left[\frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2} \left(1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right) \right]}, \quad (2.4.39)$$

Зміна маси робочого тіла в циліндрі, dM , за елементарний відрізок часу $d\tau$ визначається за рівнянням (2.4.6), де в рівнянні $d\tau = d\varphi/6n$ ($d\varphi$ - елементарний кут повороту колінчастого валу, °п.к.в.; n - частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}); G - секундна витрата робочого тіла.

Секундна витрата робочого тіла G визначається на підставі рівняння витрати через перетин з певними характеристиками під дією відомого перепаду тиску. При малих значеннях відношення тисків $d\pi = p_*/p > (0.9 \dots 0.95)$, G визначається за формулою

$$G = (\mu f) \psi \sqrt{p/v}, \quad (2.4.40)$$

де μ - коефіцієнт витрати; f - площа прохідного перетину; p , v - відповідно тиск і питомий об'єм газу перед отвором; ψ - функція закінчення

$$\psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_*}{p} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_*}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (2.4.41)$$

де p_* - тиск на виході з каналу. При $p_*/p < 0.9 \dots 0.95$ витрату рекомендують визначати по залежності [8]:

$$G = q G_{\max}; \quad (2.4.42)$$

$$G_{\max} = (\mu f)_{\max} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\frac{p}{v \cdot (\pi_k^{2/k} - \pi_k^{(k+1)/k})} \right]}, \quad (2.4.43)$$

де $(\mu f)_{\max}$ - максимальний ефективний прохідний перетин каналу, k - показник адіабати, π_k - функція критичного ставлення тиску для непрофільованих каналів.

Приведена витрата q - комплексна функція різниці тисків і характеристик каналу $q = q(\pi, l/s)$.

Теплопередача. Загальна кількість теплоти, переданої від газів до води, для даної різниці температура, визначається за формулою (2.4.7) [2, 22].

Тут T_z - поточна температура газу в циліндрі, °К; T_e - температура охолоджуючої води, °К; K - загальний коефіцієнт теплопередачі від газів до охолоджувальної води; F - поверхня охолодження стінок, м²; τ - час, секунд.

Поточна температура в циліндрі знаходиться з рівняння стану

$$pV = GRT, \quad (2.4.44)$$

Як визначальною температурою прийнята середня температура охолоджуючої води [22, 81]

$$T_B = \frac{T_{вх} + T_{вых}}{2}, \quad (2.4.45)$$

де $T_{вх}$, $T_{вых}$ - температура охолоджуючої рідини на вході і виході з зарубашечного простору.

Коефіцієнт K визначається наступним виразом:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e}}, \quad (2.4.46)$$

де α_r - коефіцієнти тепловіддачі від газу до стінки, кДж/м²·град·годину; α_e - коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, кДж/м²·град·годину; s - товщина стінки, м; λ - коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, кДж/м·град·годину;

На підставі дослідів з судновими двигунами Ейхельберг запропонував формулу для коефіцієнта тепловіддачі від газу до стінки [22, 55]

$$\alpha_z = 2,1 \sqrt[3]{C_m} \sqrt{p \cdot T}, \quad (2.4.47)$$

Коефіцієнт тепловіддачі від гарячих стінок до води, по досвідченим даним, змінюється в межах від 4200 до 8400 кДж/м²·год·град. Величина α_B залежить від швидкості руху води ω і властивостей охолоджуючої поверхні. Для суднових двигунів задовільні результати дає формула [2 + 2]

$$\alpha_B = 300 + 1800 \sqrt{\omega}. \quad (2.4.48)$$

Загальна охолоджуюча поверхню внутрішніх стінок робочого циліндра визначається за формулою [26]

$$F(\phi) = 2F_{\text{ц}} + \pi D s(\phi) \quad , \quad (2.4.49)$$

де $F_{\text{ц}}$ - поверхня поршневого днища, м^2 ; ϕ - кут повороту колінчастого валу; s - хід поршня, м .

$$s(\phi) = R(1 - \cos \phi) + \frac{\pi^2}{2} \sin^2 \phi \quad . \quad (2.4.50)$$

Звідки визначається миттєве значення кількості теплоти, віднесеної до одиниці часу $\frac{dQ_w}{d\phi}$.

Математична модель турбокомпресора. При роботі на різних паливах внаслідок впливу зміни фізико-хімічних властивостей палива змінюються енергія вихлопних газів, потужність і інші показники двигуна, що змінює число обертання і ступінь підвищення тиску компресора. Отже, необхідно враховувати вплив цих змін на роботу турбокомпресора. Це можливо тільки при використанні характеристики турбокомпресора. Застосовувати для розрахунку на ЕОМ звичайні характеристики (2.4.8) у вигляді графіків або відповідних таблиць значень незручно, так як вони займають великий обсяг машинної пам'яті, що збільшує час розрахунків. До того ж характеристика такого виду є дискретною, тобто придатною тільки для режимів, представлених на графіку або в таблиці.

З метою отримання безперервної характеристики, по якій можна визначити Π_k і $\eta_{\text{ад}}$ на будь-якому режимі роботи турбокомпресора, замінюється характеристика турбокомпресора в координатах $\Pi_k, \eta_{\text{ад}} - G, n_{\text{тк}}$ характеристикою $\bar{\Psi}, \bar{\eta} - \bar{\phi}$, яка представляє собою систему двох кривих для всіх режимів роботи турбокомпресора на відміну від великої серії кривих в колишніх координатах. Рівняння характеристики турбокомпресора повинні бути доповнені рівняннями для визначення роботи турбіни і компресора і системою виразів, що визначають залежність між к.к.д. і роботами в турбіні і компресорі, між коефіцієнтами витрати, напору і важливими параметрами $G, \Pi_k, n_{\text{тк}}$, а також рядом інших виразів.

Відповідно до [53, 63] коефіцієнт витрати компресора ϕ визначається за формулою

$$\varphi = \frac{c_1}{u_k} = \frac{4 \cdot G_k}{\pi \cdot D_k^2 \cdot \rho_1 \cdot u_k}, \quad (2.4.51)$$

Окружна швидкість на зовнішньому діаметрі визначається за формулою

$$u_k = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_{\text{TK}}}{60} \quad (2.4.52)$$

де u_k - окружна швидкість на діаметрі D_k , м/с; D_k - діаметр колеса на виході, м; G_k - масова витрата повітря, кг/с; ρ_1 - густина повітря перед колесом, кг/м³; n_{TK} - частота обертання ротора турбокомпресора, хв⁻¹.

Коефіцієнт напору колеса визначається за рівнянням:

$$\Psi = \frac{2010 \cdot T_a \left(\Pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{u_k^2} \quad (2.4.53)$$

В результаті розрахунків по (2.4.52), (2.4.53) і даними характеристик турбокомпресора отримано ряд кривих $\Psi = f(\varphi)$ для значень чисел частоти обертання турбокомпресора. Треба отримати одну криву, що має залежність $\bar{\Psi} = f(\bar{\varphi})$, яка б задовольняла будь-яке значення частоти обертання турбокомпресора в зазначеному діапазоні. $\bar{\Psi}$ та $\bar{\varphi}$ - це відносні величини, які визначаються наступним чином:

$$\begin{aligned} \bar{\varphi}_i &= \frac{\varphi_i}{\varphi_0}, \\ \bar{\Psi}_i &= \frac{\Psi_i}{\Psi_0}, \end{aligned} \quad (2.4.53)$$

$$\varphi_0, \Psi_0 = f(n_{\text{TK}}).$$

φ_0 і Ψ_0 - величини, різні для різних величин чисел оборотів турбокомпресора. Ці пари вибиралися шляхом спроб таким чином, щоб крива $\bar{\Psi} = f(\bar{\varphi})$ наклала одна на іншу для різних чисел оборотів. Для кожного числа оборотів є свої φ_0 і Ψ_0 , отже, можна вивести закон зміни φ_0 і Ψ_0 в залежності від зміни числа обертів турбокомпресора. Знати такі закони необхідно для використання їх в рівняннях, що представляють математичну модель турбокомпресора, а також для зворотного переходу від координат $\bar{\varphi} - \bar{\Psi}$ до координат $\Pi_k, \eta_{ad} - G, n_{\text{TK}}$.

Період затримки займання характеризується початком розвитку факела розпорошеного палива, початком його прогріву і випаровування, хімічними перетвореннями що передумовлюють спалах, накопиченням в відстаючому спаласі на периферії факела дрібних крапель і парів палива з підвищеною концентрацією активних центрів - продуктів передзапальної реакції. Цей період досить вивчений. На підставі цих досліджень можна виділити вираження, що зв'язують період затримки запалення при згорянні τ_i з температурою, тиском заряду циліндра і хімічною характеристикою палива, а потім зв'язують значення τ_i зі швидкістю тепловиділення при згорянні. Так, відповідно до [96, 97] рівняння (2.4.9) являє собою залежність для визначення періоду затримки запалення в залежності від температури, тиску газового заряду циліндра і цетанового числа розглянутих палив. Тут C_m - середня швидкість поршня, м/с; P , T - тиск і температура заряду в циліндрі; E_A - енергія активації палива, кДж/кмоль .

Зв'язок енергії активації і цетанового числа досить добре описується залежністю [34]:

$$E_A = \frac{618840}{\text{Цч} + 25} \quad (2.4.51)$$

де Цч - цетанове число палива.

Константа випаровування палива. Як було показано в [53, 63], випаровування палива в циліндрі дизеля на ділянці подачі палива можна розрахувати за середніми показниками палива, що впорскується і повітряного заряду в циліндрі, константу випаровування палива - по характеристикам випаровування одиночної краплі в умовах кондуктивного теплообміну і молекулярної дифузії з параметрами парів палива у поверхні краплі близькими до критичних.

Вирази (2.4.10) - (2.4.13) визначають характеристику впорскування палива. Критеріальні залежності використовуються для розрахунку показників струменя розпиленого палива: критерій Вебера (We), характеризує співвідношення сил поверхневого натягу і інерції (2.4.11); критерій M , характеризує співвідношення сил поверхневого натягу, інерції і в'язкості (2.4.12) і відношення густини повітря і палива ρ (2.4.13). Тут n - частота обертання колінчастого валу; $\varphi_{впр}$ - тривалість впорскування

палива, °К; i_c - кількість соплових отворів розпилювача; d_c - діаметр сопла, м; ε - коефіцієнт звуження струменя; μ_f - коефіцієнт динамічної в'язкості палива, Н.С/м²; σ_f - коефіцієнт поверхневого натягу палива, Н/м; ρ_v, ρ_f - густина повітря і палива, кг/м³; τ - час від початку впорскування, с.

Рівняння (2.4.14) визначає середній діаметр крапель паливної струменя для оцінки відносної зміни якості розпилювання палива при зміні умов впорскування. Тут E_K - постійний коефіцієнт, що залежить від конструкції форсунки і способу осереднення розмірів крапель. Для закритих форсунок з багатоструменевим розпилювачем $E_K = 1,7$ [53, 63].

Вирази (2.4.15), (2.4.16) використовується для визначення константи випаровування палива b_i . Згідно [53], по залежності Срезневського можна знайти час повного випаровування діаметром d_{np} залежно (2.4.17). Вплив частоти обертання колінчастого валу і коефіцієнта надлишку повітря на інтенсивність випаровування і вигорання палива враховано в функції Y і емпіричному коефіцієнті a_z :

$$a_z = \frac{A_z}{\alpha^{0,6}}; \quad (2.4.52)$$

де $y \approx 10$; H - відношення кутових швидкостей газового заряду і валу двигуна; n - частота обертання колінчастого валу; α - коефіцієнт надлишку повітря; $A_z = 2 \dots 5$.

Тривалість згорання палива. Строго встановити момент закінчення згорання палива в дизелях не можна. Це пов'язано з тим, що швидкість вигорання палива поступово наближається до деякого рівня, що відрізняється від нуля і визначає рівноважний стан хімічного реагування системи. Можна говорити тільки про умовне закінчення згорання, що відповідає моменту вигорання основної маси розпорошеного палива. Цей момент залежить від швидкості випаровування і згорання, а також від якості розпилювання палива, зокрема від розмірів і кількості великих крапель. З рівнянь (2.4.9), (2.4.16) і (2.4.17) визначено тривалість згорання палива за формулою (2.4.18).

Вирази (2.4.19) і (2.4.20) визначають відносну швидкість випаровування палива. На ділянці впорскування (з моменту початку φ_n до кінця впорскування $\varphi_{к.в}$), до визначеного конкретного моменту часу τ в циліндр надійде G кілограм палива,

середня масова швидкість впорскування в інтервалі $0 \dots \tau$ буде дорівнює G/τ . Тут $\sigma = G/G_{\text{ц}}$, $\sigma_i = G_i/G_{\text{ц}}$ - частки циклової порції палива $G_{\text{ц}}$, поданого в циліндр і випаровувавшогося до даного часу. У момент закінчення впорскування $\tau = \tau_{\text{впр}}$, $\sigma = 1$, $\sigma/\tau = 1/\tau_{\text{впр}}$. Після $\tau_{\text{впр}}$ швидкість випаровування палива визначиться як швидкості випаровування при умовно продовженому впорскуванні за вирахуванням швидкості випаровування уявних крапель, що надійшли після $\tau_{\text{впр}}$.

Швидкість тепловиділення при згорянні, $\frac{dx}{d\varphi}$, може задаватися різними способами. Зокрема, можливе завдання цієї величини на підставі раніше отриманих експериментальних даних [25, 38, 45, 46, 53, 78, 83]. З урахуванням відмінності технохімічних властивостей палив використовуються математичні вирази і критеріальні залежності, запропоновані А.С. Лишевским і уточнені Н.Ф. Разлейцевим стосовно швидкохідних форсованих дизелів. На підставі цих даних визначаються константи випаровування палива і по кінетичним рівнянням випаровування і вигорання розпиленого палива розраховуються характеристики тепловиділення на ділянках впорскування, розвиненого дифузного горіння і догорання.

Період подачі палива. Згорання в цьому періоді відрізняється спалахом парів палива, які утворилися за період затримки запалення, швидким прогріванням і активацією зони навколо факела палива, наявністю в системі загальмованих випаровувань крапель, охоплених полум'ям, а також рухомих крапель, що знаходяться в стадії прогріву і початкового випаровування, безперервним відновленням зазначених умов за рахунок надходження нових порцій палива, накопиченням в системі продуктів неповного згорання. Швидкість вигорання на цій ділянці лімітується в основному випаровуванням палива, що впорскується. На підставі [53] відносна швидкість згорання палива на цій ділянці визначається за формулою (2.4.22).

Тут перший доданок характеризує швидкість вигорання парів палива, які утворилися за період затримки запалення; другий - швидкість згорання частини парів палива безпосередньо в момент їх утворення після закінчення періоду затримки

запалення (ця швидкість пропорційна швидкості випаровування палива $d\sigma_i/d\tau$); третє - швидкість догоряння парів палива і продуктів неповного згоряння, не вигорівших до даного моменту часу (за винятком парів палива, які утворилися за період затримки запалення і враховуються першими складовими).

Розрахункова повна концентрація палива

$$[A]_0 = G_u / m_m V \quad (2.4.54)$$

де G_u - циклова подача палива; m_m - молекулярна маса палива; V - об'єм циліндра.

Поточна концентрація парів палива

$$[A] = [A]_0 (\sigma_u - x) \quad (2.4.55)$$

Тут σ_i - частка циклової порції палива, що випарувалася до зазначеного моменту часу.

Початкова концентрація активних центрів прийнята пропорційною кількості парів палива σ_{ui} , що утворилися за період затримки запалення, і часу їх перебування в циліндрі, відраховується від початку впорскування палива:

$$n_0 = k[A]_0 \sigma_{ui} e^{\phi_0 \tau} \quad (2.4.56)$$

Підставляючи наведені вище вирази величин в формулу (2.4.22), отримуємо кінетичне рівняння динаміки тепловиділення на ділянці подачі палива

$$\begin{aligned} \left(\frac{dx}{d\tau}\right)_1 &= A_0 \frac{G_u}{V_g} \sigma_{ui} \{ \exp(\phi_0 \tau) \} (\sigma_{ui} - x_0)_{\text{от } x_0=0}^{\text{до } x_0=\sigma_{ui}} + \\ &+ \psi \frac{d\sigma_u}{d\tau} + A_2 \frac{G_u}{V_c} (\sigma_u - x)(\alpha - x), \end{aligned} \quad (2.4.57)$$

де A_0 , A_2 - коефіцієнти пропорційності A_0 , A_2 залежать в основному від технохімічних характеристик палива і конструктивних особливостей камери згоряння; V_g - обсяг циліндра в момент займання. На підставі [53] $A_0 = (2-4) \cdot 10^5$ м³/(кг·с); $\phi_0 = 5900 - 6200$; для швидкохідного двотактного двигуна $A_2 = 25 n^{0,5}$ м³/(кг·с), для чотиритактних дизелів з нероздільною камерою згоряння: високообертових - $A_2 = 20 n^{0,5}$, середньообертових - $A_2 = 15 n^{0,5}$, де n - частота обертання колінчастого валу. Наступні значення використовувалися для моделювання: $A_0 = 2.40 \cdot 10^5$, $\phi_0 = 6100$, $A_2 = 20 n^{0,5}$.

Коефіцієнт повноти згоряння палива ψ враховує, що частина парів палива знаходиться за межами займистості і в процесі хімічних перетворень утворюються продукти неповного згоряння палива. Згідно [53]

$$\psi = 1 - A_1 \frac{dx}{d\tau}; \quad (2.4.58)$$

де A_1 - приймається постійним, незалежно від режиму роботи двигуна. На підставі обробки опублікованих результатів газового аналізу по ходу згоряння в швидкохідних дизелях [53], можна прийняти $A_1 = 0,0005 \dots 0,0010$.

Рівняння згоряння палива на ділянках розвиненого горіння і догорання. На цих ділянках повну концентрацію палива встановлюємо згідно виразу (2.4.54), а поточну концентрацію незгорілого палива - за рівнянням

$$[A] = [A]_0(1 - x) \quad (2.4.59)$$

Фактор автоприскорення хімічних реакцій характеризується вже повною концентрацією палива

$$\phi_2 = 2k[A]_0(1 - x)x \quad (2.4.60)$$

На підставі виразів (2.4.21), (2.4.31) маємо

$$\frac{dx}{d\tau} = 2k\vartheta[A]_0(1 - x)x \quad (2.4.61)$$

Згідно [53], це рівняння аналогічно узагальненому рівнянню динаміки в дизелях, задовільно узгоджується з експериментальними характеристиками тепловиділення після закінчення впорскування. Тому в якості розрахункового рівняння для відносної швидкості вигорання палива на ділянці розвиненого горіння і догорання визначиться за формулою (2.4.21). Ця залежність враховує особливості хімічної кінетики автокаталітичних реакцій і характеристики турбулентної дифузії, сумарно виражаються поточному значенням коефіцієнта надлишку повітря в зоні полум'я. Тут A_3 - коефіцієнт пропорційності; Δ_m - частка циклової порції палива, що не згоріла до моменту відкриття випускних клапанів (недопал палива).

Коефіцієнт α_T характеризує поточне значення коефіцієнта надлишку повітря в визначальній зоні горіння, швидкість згоряння в одиниці об'єму якої дорівнює середній швидкості у всьому об'ємі циліндра. Згідно [53]

$$\alpha_r = \frac{\xi_b \alpha}{x} \quad (2.4.62)$$

де α - розрахункове (кінцеве) значення коефіцієнта надлишку повітря для згоряння палива; ξ_b - ступінь використання повітря в циліндрі для згоряння.

Як було показано в [53], можна знайти залежність

$$\xi_b = f\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right) = 1 - c_b h \bar{\varphi}_z \frac{2}{\sqrt{\pi}} e^{-h^2 \bar{\varphi}_z^2} \quad (2.4.63)$$

Для визначення коефіцієнтів рівняння (2.4.63) скористається гранична умова:

При $\bar{\varphi}_z = \bar{\varphi}_{z0}$ $\xi_b = \xi_{b0}$, де $\bar{\varphi}_{z0}$, ξ_{b0} , координати мінімуму функції $\xi_b = f(\bar{\varphi}_z)$.

Похідна цієї функції

$$\frac{d\xi_b}{d\bar{\varphi}_z} = c_b h \bar{\varphi}_z \frac{2}{\sqrt{\pi}} e^{-h^2 \bar{\varphi}_z^2} \left(2h^2 \bar{\varphi}_z - \frac{1}{\bar{\varphi}_z} \right) \quad (2.4.64)$$

При $\bar{\varphi}_z = \bar{\varphi}_{z0}$ $\frac{d\xi_b}{d\bar{\varphi}_z} = 0$, отже $\left(2h^2 \bar{\varphi}_{z0} - \frac{1}{\bar{\varphi}_{z0}} \right) = 0$, звідси

$$h = \frac{0,707}{\bar{\varphi}_{z0}} \quad (2.4.65)$$

Коефіцієнт пропорційності c_b знаходиться з рівняння (2.4.61) з урахуванням формули (2.4.63) при постановці координат мінімуму кривої ξ_b :

$$c_b = \frac{(1 - \xi_b)}{0,485}, \quad (2.4.66)$$

На базі даних отриманих в результаті рішення рівняння (2.4.22) і (2.4.23) визначається загальна частка вигорілого палива за виразом (2.4.4).

Побудова індикаторної діаграми.

Для побудови індикаторної діаграми використовуються рівняння (2.4.5 ... 2.4.9), представлені в алгебраїчному вигляді шляхом заміни диференціалів на еквівалентні їм кінцеві прирости. Основою заміни є уявлення диференціала кута повороту колінчастого валу $d\varphi$ кінцевим збільшенням кута $\Delta\varphi$, яке вибирається досить малим - від 1 до 3 градусів повороту колінчастого валу, що є загальноприйнятим і часто використовується при вирішенні подібного роду завдань [85]. Диференціал збільшення маси заряду в циліндрі dM замінюється кінцевим збільшенням цієї маси.

Величина ΔM визначається з (2.4.6) як функція збільшення кута повороту колінчастого валу $\Delta\varphi$, Оскільки в (2.4.6) диференціал часу dt замінюється на $\Delta\tau = \Delta\varphi / 6n$. Подібно диференціалу маси, диференціали всіх інших параметрів в рівняннях (2.4.33) - (2.4.34) подаються у вигляді збільшень по $\Delta\varphi$. Отримана таким чином система алгебраїчних рівнянь вирішується ітераційним методом.

Так, для ділянки стиснення вихідне диференціальне рівняння набуде вигляду

$$\frac{\Delta p}{\Delta\varphi} = -p \left[k \frac{\Delta M}{M\Delta\varphi} + k \frac{\Delta V}{V\Delta\varphi} + \frac{2}{3}(k-1) \frac{D/2 + H}{DH} \frac{K(T - T_w)}{n} \right], \quad (2.4.67)$$

де $\frac{\Delta V}{V}$ визначається по (2.4.39); ΔM встановлюється за рівнянням (2.4.6). Якщо не враховувати втрати маси робочого тіла через нещільності (рамки кілець, порушення герметичності клапанів), то $\Delta M = 0$ і рівняння (2.4.67) буде спрощене

$$\frac{\Delta p}{\Delta\varphi} = -p \left[k \frac{\Delta V}{V\Delta\varphi} + \frac{2}{3}(k-1) \frac{D/2 + H}{DH} \frac{K(T - T_w)}{n} \right], \quad (2.4.68)$$

Температура в циліндрі знаходиться з рівняння стану (2.4.44). Газова стала повітря R повинна визначатися з урахуванням поточного складу газу в циліндрі. Показник адіабати k в (2.4.68) також повинен коригуватися в залежності від складу газу.

З рівняння (2.4.68) видно, що для визначення величини збільшення тиску, необхідно знати значення середнього тиску на виділеному інтервалі часу, який визначається збільшенням $\Delta\varphi$. У той же час на початку моделювання маємо тільки значення кінцевого тиску на попередньому інтервалі p_{i-1} . Це тиск або задається в початкових умовах або є результатом попереднього моделювання.

При моделюванні індикаторної діаграми зручно застосувати модифікований метод Ейлера, як найбільш простий і досить ефективний [19]. Метод застосовується на кожному кроці інтегрування і, крім того, його застосовують по завершенні підсумовування для всього циклу. Для визначення приросту тиску на кожному кроці в Відповідно до цього методу слід визначити спочатку значення $(\Delta p / \Delta\varphi)_{i-1}$ в першому наближенні, приймаючи при всіх обчисленнях за діюче значення тиску p ,

тиск лівого краю інтервалу $-p_{i-1}$. Тоді тиск правого краю інтервалу в першому наближенні, p_i^* , визначиться з виразу

$$p_i^* = p_{i-1} + \left(\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}\right)_{i-1} \Delta \varphi \quad 2.4.69$$

Далі слід виконати аналогічну процедуру для визначення $(\Delta p / \Delta \varphi)_i$ в другому наближенні, в якому за чинне тиск приймається p_i^* -тиск правого краю інтервалу, обчислене в першому наближенні.

Після цього визначається середня швидкість зміни тиску на інтервалі

$$\overline{\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}} = \frac{(\Delta p / \Delta \varphi)_{i-1} + (\Delta p / \Delta \varphi)_i}{2} \quad 2.4.70$$

Тиск на правому краї інтервалу в другому наближенні

$$p_i^{**} = p_i = p_{i-1} + \left(\overline{\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}}\right) \Delta \varphi \quad 2.4.71$$

Аналогічним чином трансформуються і вирішуються всі рівняння системи (2.4.33-2.4.37).

При побудові індикаторної діаграми підсумовування відповідно до (2.4.68) виконується для всього циклу (720° п.к.в. для 4-х тактного або 360° п.к.в. Для 2-х тактного двигуна).

Система рівнянь, що моделюють робочий цикл двигуна, повинна бути доповнена рівнянням стану робочого тіла в циліндрі, і рівняннями, на основі яких знаходяться збільшення всіх членів рівнянь зазначеної системи. У такому вигляді ця система є замкнутою і можливо розв'язати щодо невідомих параметрів.

Початкові і граничні умови для системи рівнянь моделі турбопоршневий двигуна при роботі на різних паливах.

Для визначення параметрів турбопоршневий двигуна при роботі на різних паливах за розглянутою вище моделі повинні бути задані наступні початкові умови: p_s - тиск в повітряному ресивері; T_s - температура повітря в повітряному ресивері.

У математичної моделі використовуються наступні параметри:

- циклова доза, g_u і елементний склад палива;
- температура охолоджуючої води, T_w ;
- геометричні параметри робочого циліндра двигуна;
- ступінь стиснення двигуна, ϵ ;
- кінематичні параметри кривошипно-шатунного механізму;
- геометричні параметри органів газорозподілу;
- кінематичні параметри механізму газорозподілу;
- коефіцієнти рівнянь, що описують закон зміни швидкості тепловиділення при згорянні $dp/d\phi$;
- термічні опори стінок камери згоряння;
- коефіцієнти закінчення і геометричні характеристики каналів;
 - відношення тисків перед двигуном і перед турбіною, p_s/p_g .

Крім того, використані обмеження по допустимих змін допустимих значень наступних параметрів:

- потужність двигуна, N_e ,
 - частота обертання колінчастого валу двигуна, n , приймаються постійними; p_z - максимальний тиск згоряння; T_z - максимальна температура згоряння; T_g - температура газів перед турбіною.

2.4 Висновки по другому розділу

1. Основні методи й загальна методика дослідження, які передбачено використовувати в роботі, відповідають задачам дослідження, є загальноприйнятими й дозволяють отримати достовірні результати.

2. Задачі експериментального дослідження сформульовані у відповідності до цілей роботи, а методи проведення цього дослідження дозволяють перевірити адекватність математичної моделі робочого циклу двигуна, що працює з використанням малих домішок водню до основного палива, й експериментально встановити вплив основних параметрів робочого циклу на швидкість тепловиділення в ДВЗ.

3. Наведено основні рівняння математичної моделі розрахунку робочого циклу двигуна проф. Разлейцева М.Ф., що використовуються як базові для подальшого моделювання.

4. Задачі та методика математичного моделювання, які прийняті в роботі, дозволили розробити модель робочого циклу, адекватну дійсним процесам згоряння палива насиченого малими домішками водню.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ТА РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВЗ ПРИ ВИКОРИСТАННІ МАЛИХ ДОМІШОК ВОДНЮ

3.1 Мета та завдання експериментального дослідження

Дійсні процеси робочого циклу двигунів внутрішнього згоряння з запаленням від стиснення, що працює з використанням малих домішок водню, а особливо процес згоряння залежать від багатьох факторів хімічної кінетики вигорання палива, термодинаміки і газодинаміки, тепло- й масообміну та багатьох інших. За допомогою математичного моделювання, на базі класичних диференціальних рівнянь та відповідних початкових і граничних умов, не завжди можна описати реальні процеси, що відбуваються у робочому циліндрі та елементах газовипускного тракту. Особливо складними є процеси розпилення та згоряння палива з малими домішками водню, що насамперед пов'язано з наявністю газоподібного водню у складі, який в свою чергу, особливим чином впливає на наведені процеси. Тому математичні моделі потребують використання деяких припущень, емпіричних рівнянь та констант, які отримані експериментальним шляхом. Експериментальний метод дає змогу підтвердити правильність прийнятих припущень, доповнити математичну модель емпіричними коефіцієнтами та залежностями для кожного окремого випадку, а також підтвердити адекватність моделі в цілому й визначити межі її використання.

Метою експериментального дослідження є перевірка адекватності доопрацьованої математичної моделі робочого циклу ДВЗ, що працює з використанням малих домішок водню, отримання достовірних даних стосовно процесу згоряння палива насиченого газоподібним воднем та визначення впливу основних параметрів робочого процесу на ефективні й екологічні показники двигуна.

До задач експериментального дослідження належать:

- перевірка адекватності математичної моделі процесу згоряння палива з

малими домішками водню в двигуні;

- визначення достовірності результатів, отриманих шляхом математичного моделювання, та меж використання цієї моделі;
- одержання нової достовірної інформації щодо процесу тепловиділення, яку неможливо отримати шляхом математичного моделювання.

3.2 Експериментальні стенди для дослідження додавання малих домішок водню в ДВЗ

Стенд для дослідження індикаторних та ефективних показників ДВЗ при роботі з малими домішками водню.

Експериментальна установка на базі двигуна з запаленням від стиснення та внутрішнім сумішоутворенням 1Ч8,6/7

Для проведення експериментальних досліджень робочого циклу ДВЗ з запаленням від стиснення, що працює з малими домішками водню до основного палива, був розроблений стенд на базі дизель-генератора Forte FGD6500E з двигуном 1Ч8,6/7,2 (рис. 3.1) [90, 91].

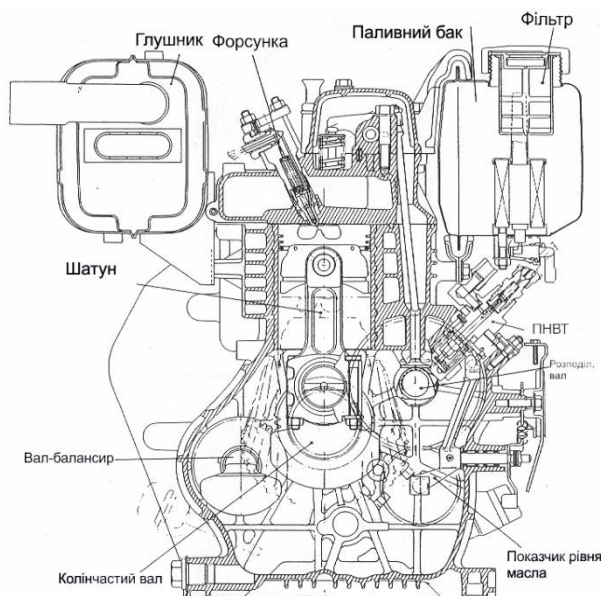


Рис. 3.1 Двигун 1Ч8./7.2 із внутрішнім сумішоутворенням

Основні параметри двигуна наведені в табл. 3.1 [99]. Це чотиритактний дизельний двигун, який переобладнано для роботи з малими домішками водню (схема стенда наведена на рис. 3.2, фотографії - на рис. 3.3).

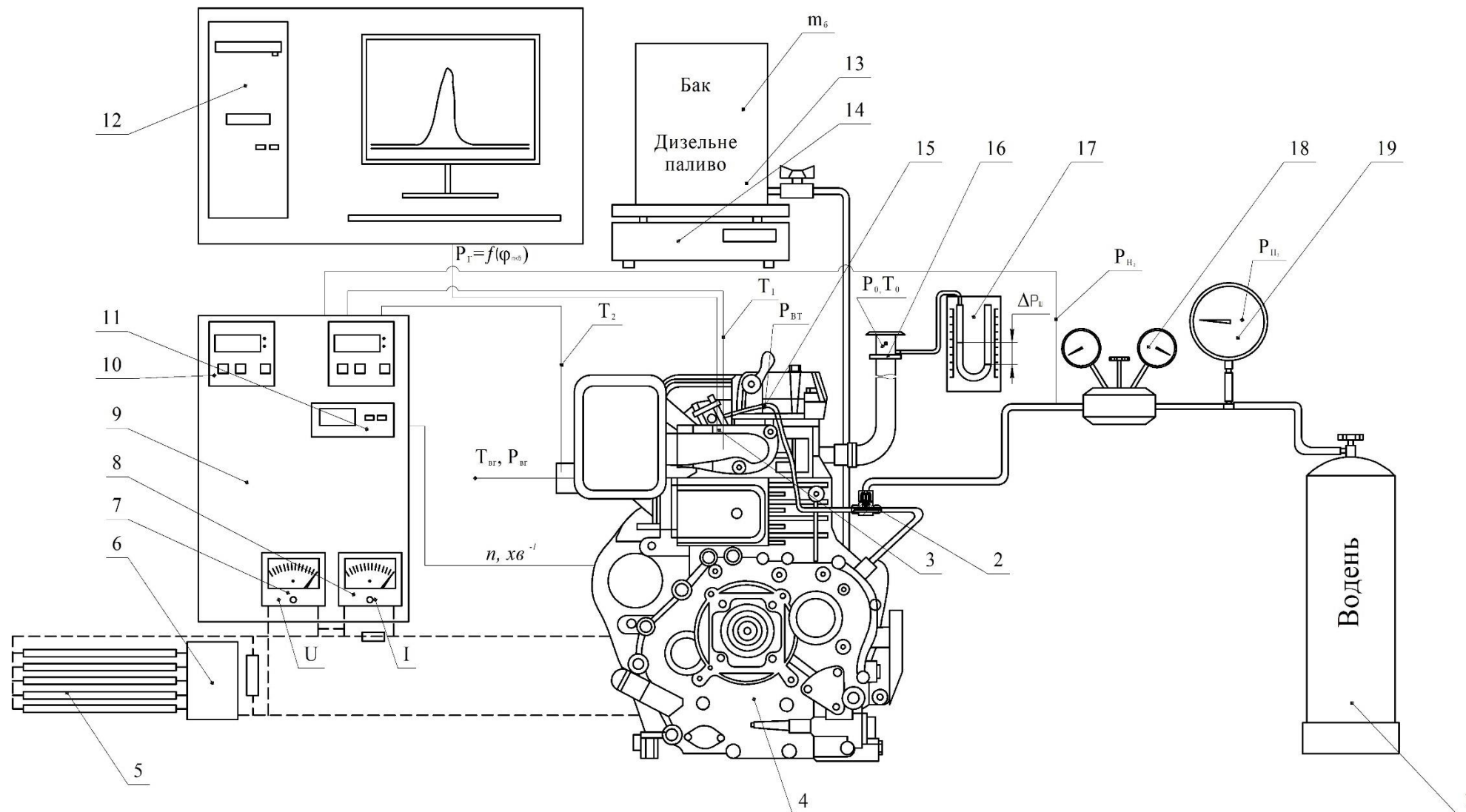


Рис. 3.2 Загальна схема установки

- 1 - балони із воднем; 2 - незворотній клапан додавання водню; 3 - датчик тиску; 4 - дизельний двигун 1Ч8/7,6;
 5 - блок ТЕНів; 6 - система керування навантаженням; 7 - вольтметр; 8 - амперметр; 9 - панель приладів;
 10 - прилад 2ТРМ1; 11 - тахометр; 12 - ПК; 13 - бак з паливом; 14 - ваги; 15 - датчик тиску паливної суміші;
 16 - витратомірна шайба; 17 - U-подібний манометр; 18 - редуктор; 19 - манометр

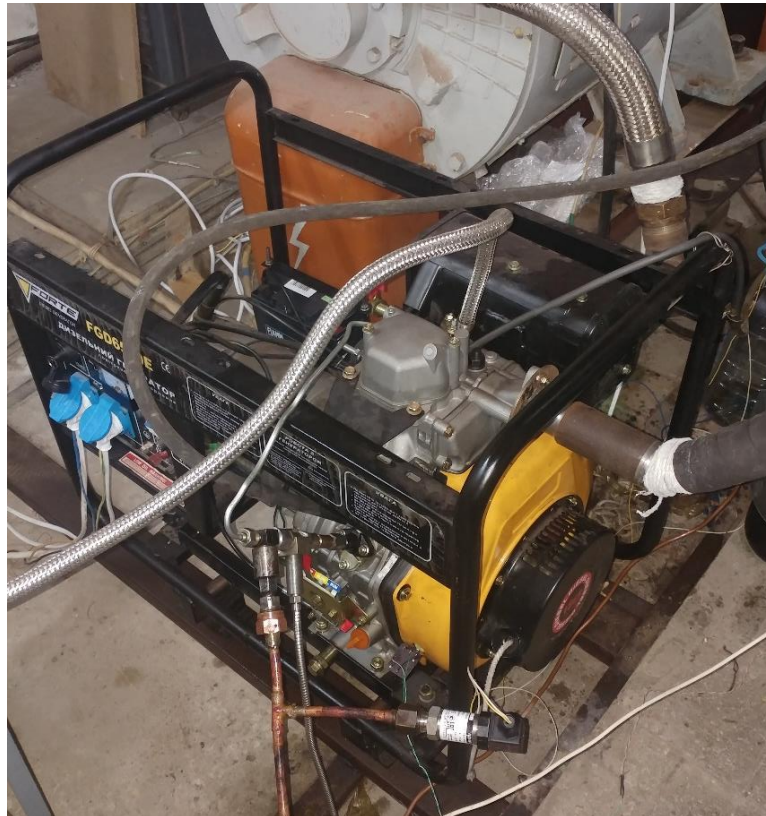


Рис. 3.3 Випробувальний стенд на базі двигуна 1Ч8,6/7,2

Основні параметри двигуна 1Ч 8,6/7,2

№ з/п	Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
1	Кількість циліндрів	од.	1
2	Робочий об'єм циліндрів	см ³	406
3	Діаметр циліндра	мм	86
4	Хід поршня	мм	72
5	Ступінь стиснення	—	19
6	Частота обертання колінчастого вала	хв ⁻¹	3000
7	Ефективна потужність	кВт	6,5
8	Питома ефективна витрата палива	кг/(кВт·год)	0,275

Із балону 1, розташованого в окремому приміщенні, водень поступає до незворотнього клапану 2, а потім через трубопровід високого тиску та до форсунки двигуна. Двигун 1Ч8,6/7,2 4 навантажений штатним двофазним електрогенератором змінного струму. Отримана електрична енергія через систему керування навантаженням 6 (рис. 3.4, 3.5) іде на блок ТЕНів 5.



Рис. 3.4. Система керування навантаженням

Значення струму й напруги визначаються у кожній фазі окремо за допомогою перемикача і фіксуються на панелі приладів 9 за допомогою вольтметра 7 та амперметра 8. Також на панелі 9 установлені наступні вимірювальні прилади: тахометр для визначення обертів колінчастого вала двигуна 11; прилади для

вимірювання температури відпрацьованих газів 10. Для визначення витрати повітря через двигун на всмоктуванні встановлена витратомірна шайба (лемніската) 16 із U-подібним манометром 17 для фіксації перепаду тиску.



Рис. 3.5 Дублюючий енергометр “Feron TM55”

Для того щоб отримати достовірну індикаторну діаграму, чутливий елемент датчика Kistler 7613C (рис. 3.6) був максимально наближений до камери згоряння, при цьому ступінь стискання залишився не змінним. Фотографію головки циліндра з датчиком наведено на рис. 3.8

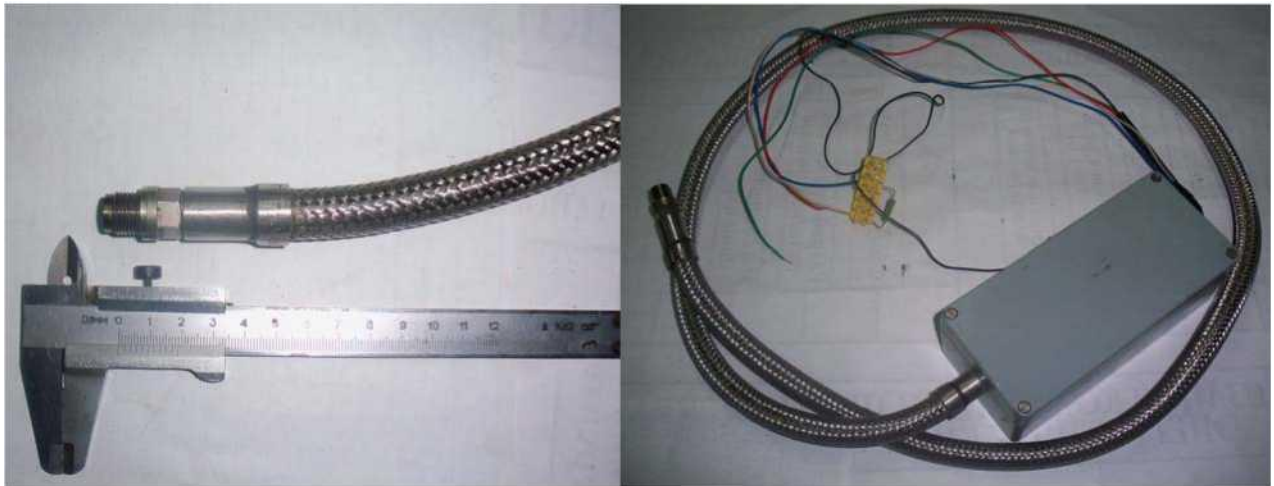


Рис. 3.6 Датчик тиску Kistler модель 7613C

Датчика тиску був вкручений у головку двигуна через бронзовий перехідник (рис. 3.7).



Рис. 3.7. Бронзовий перехідник

При цьому довжина каналу склала всього 28 мм. На рис. 3.8 наведені фотографії головки циліндрів у зборі з датчиком тиску Kistler 7613C [64].

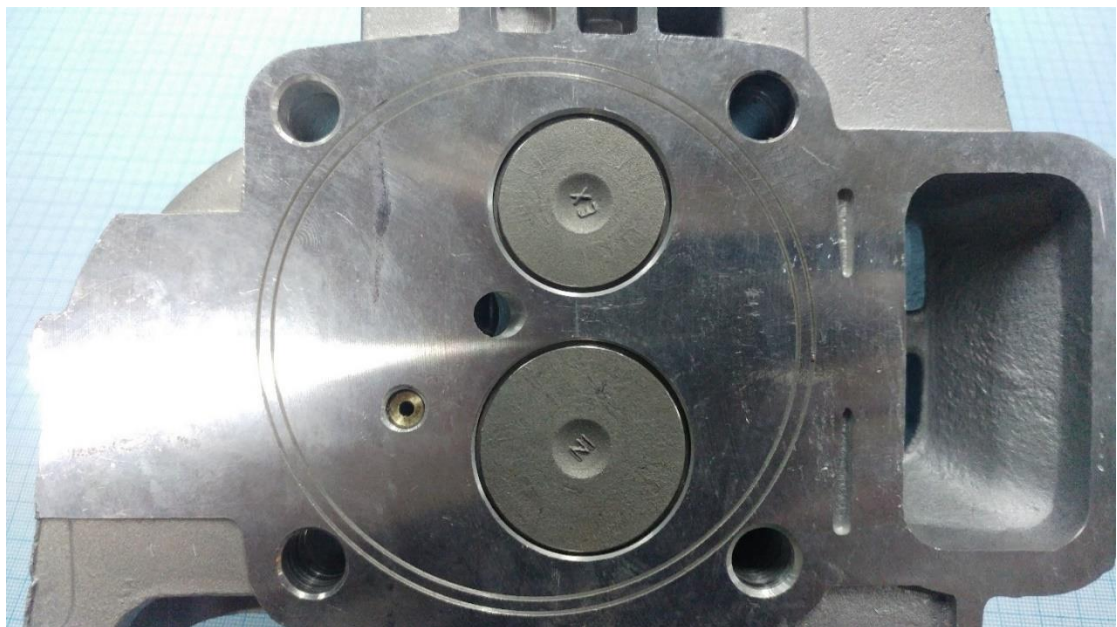
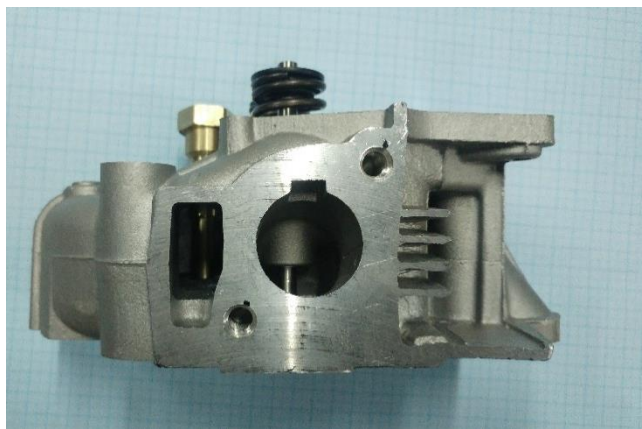


Рис. 3.8. Головка циліндрів у зборі з датчиком тиску Kistler 7613C

Результати замірів індикаторного тиску передавалися та оброблялися на ПК 12. Відпрацьовані гази через глушник уходять у навколишнє середовище.

Система вимірювання та реєстрації експериментальних даних

Система вимірювання дозволяє отримати об'єктивні й достовірні значення дійсних параметрів робочого циклу, а також визначити швидкість тепловиділення в двигуні, що працює на синтез-газі різного складу. Перед проведенням випробувань були виконані наступні підготовчі роботи: знімалася кришка циліндрів та очищувалася від нагару камера згоряння, притиралися клапани, встановлювався ступінь стиснення.

Для запобігання впливу різних випадкових факторів на більшості режимів (для різної порції водню) проводилися повторні заміри й осцилографування.

При виході на режим частота обертання колінчастого вала двигуна визначалася за електронним тахометром «Вимпел». Для більш точної реєстрації частоти обертання використовувався цифровий частотомір Ч4-34А з виходом на комп'ютерний вимірювальний комплекс. Абсолютна похибка для діапазону частот обертання колінчастого вала $10...30 \text{ с}^{-1}$ складає $\pm 1 \text{ с}^{-1}$.

Тиск масла контролювався зразковим манометром типу МО класу 0,25. Витрата повітря визначалася за допомогою пристрою на базі стандартної лемніскати з індивідуальним таруванням. Перепад тиску на лемніскаці визначався U-подібним манометром.

Витрата водню визначалась по падінню тиску в трубопроводі з воднем за допомогою датчика тиску "ОВЕН ПД100-ДИ6,0". Діапазон вимірювань датчика складає 1,2...6,0 МПа, допустима похибка при максимальному тиску 0,25% [65].

Параметри навколишнього середовища визначалися таким чином: атмосферний тиск - за допомогою барометра-анероїда БАММ-1, з межами вимірювання 80...105 кПа та відносною похибкою $\pm 0,5 \%$; відносна вологість повітря - психрометром ПБУ-1, з межами вимірювання 40.80 % і відносною похибкою $\pm 5 \%$.

Для заміру температур відпрацьованих газів, охолоджуючої рідини й масла як первинні датчики використовувалися стандартні хромель-копелеві (ТХК) та хромель-алюмелеві (ТХА) термопари за ГОСТ 6616-74.

Як вторинні прилади для визначення температури відпрацьованих газів, масла й охолоджуючої рідини застосовувалися цифрові вимірювальні прилади типу 2ТРМ1

[72, 74]. Мікропроцесорний програмований вимірювач-регулятор призначений для вимірювання температури, тиску, вологості й под.; незалежного регулювання двох вимірюваних величин за двопозиційним законом, а також реєстрації вимірюваних параметрів на ПК. Функціональна схема приладу наведена на рис. 3.9.

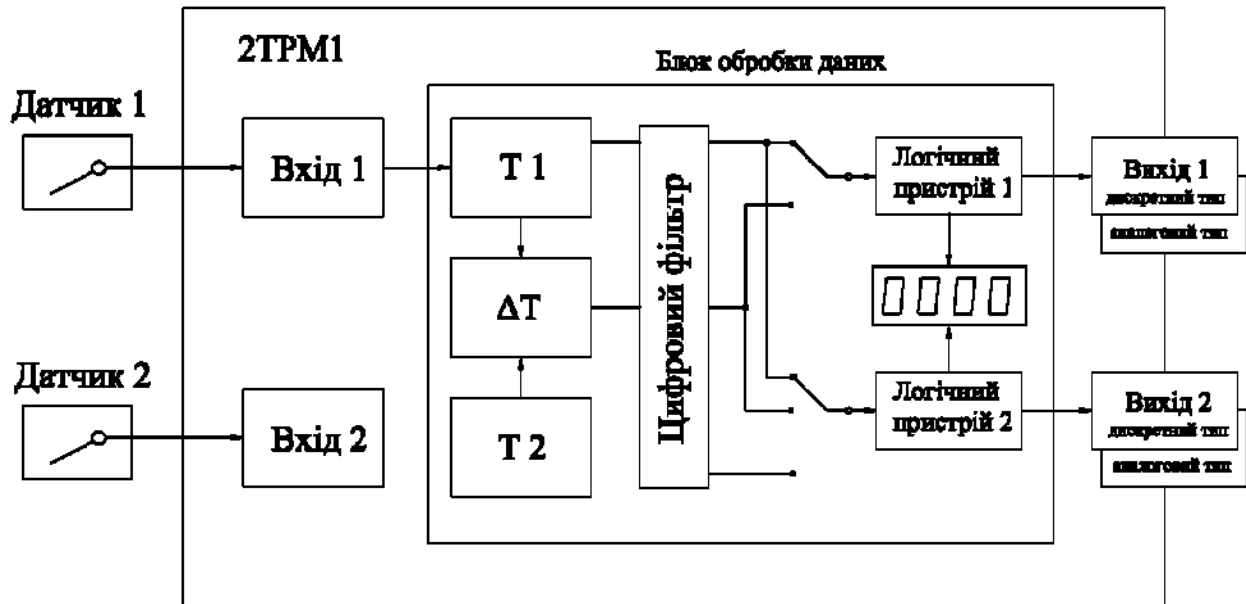


Рис. 3.9. Функціональна схема приладу 2TRM1

Для вивчення процесу згоряння палива з малими домішками водню в циліндрі двигуна і визначення впливу основних параметрів робочого циклу на паливно-економічні й екологічні показники ДВЗ необхідна індикаторна діаграма, яка б якісно та кількісно відображала реальні процеси в двигуні. Для зняття індикаторних діаграм двигуна 1Ч 8,6/7 використовувався датчик тиску Kistler 7613C. У табл. 3.2 наведені основні параметри діапазонів роботи та чутливості датчика Kistler 7613C [64].

Це промисловий датчик для вимірювання тиску газів у циліндрах двигунів внутрішнього згоряння. Датчик Kistler 7613C використовують для безперебійного, безперервного, тривалого вимірювання тиску у важких умовах і перетворення цієї величини в цифровий або аналоговий уніфікований сигнал постійного струму на виході.

Отриманий сигнал з датчика тиску поступає до мікропроцесора обробки даних з гальванічною розв'язкою типу AI8S-5A (рис. 3.10), потім обробляється за допомогою пакета "FASTWELL". Після цього дані поступають до комп'ютера та виводяться на

монітор у вигляді розгорнутої індикаторної діаграми у реальному масштабі часу. Отримані діаграми кожного циклу автоматично записуються у відповідні файли на жорсткий диск. Потім ці дані осереднюються за 100 робочих циклів двигуна й будуються індикаторні діаграми. Це дає змогу знизити похибку експерименту за рахунок випадкових похибок.

Таблиця 3.2

Технічні дані датчика «Kistler» (модель 7613C)

№ з/п	Параметр	Значення
1	Власна частота	~ 70 кГц
2	Вимірювані середовища	Рідина, газ
3	Чутливість	- 20 мВ/МПА
4	Відхилення від лінійності на всіх діапазонах	< ± 0,5
5	Діапазон робочих температур: чутлива частина датчика шестигранник роз'єму електронний блок	- 50...350 °С - 50.150 °С - 50.90 °С
6	Вимірювальний тиск	0.25 МПа
7	Використовуваний струм	4 мА
8	Зсув чутливості: - 200 ... ± 150 °С - 200±50 °С	< ± 3 % ~ 1 %

Нижче наведені основні характеристики 14-розрядного модуля аналогоцифрового перетворювача входу-виходу типу AI8S-5A із вбудованим мікропроцесором обробки даних та гальванічною розв'язкою.

Складові модуля аналого-цифрового перетворювача AI8S-5A наступні:

- шістнадцять однопровідних і вісім диференційних каналів аналогового вводу з програмованим типом підключення й груповою гальванічною розв'язкою;
- два канали аналогового виводу з груповою гальванічною розв'язкою;
- аналого-цифровий перетворювач (АЦП);
- цифро-аналоговий перетворювач (ЦАП);
- програмуючі коефіцієнти підсилення - 1, 10, 100;
- швидкість перетворення для N каналів 100000/ N вибірок у секунду;

- апаратне усереднення вибірок;
- автосканування входів FIFO вибірок розміром 1024 слова;
- захист від перенапруження по кожному входу $+50/-35$ В;
- вісім ліній дискретного вводу з гальванічною розв'язкою;
- діапазон робочих температур - $40... + 85$ °С.

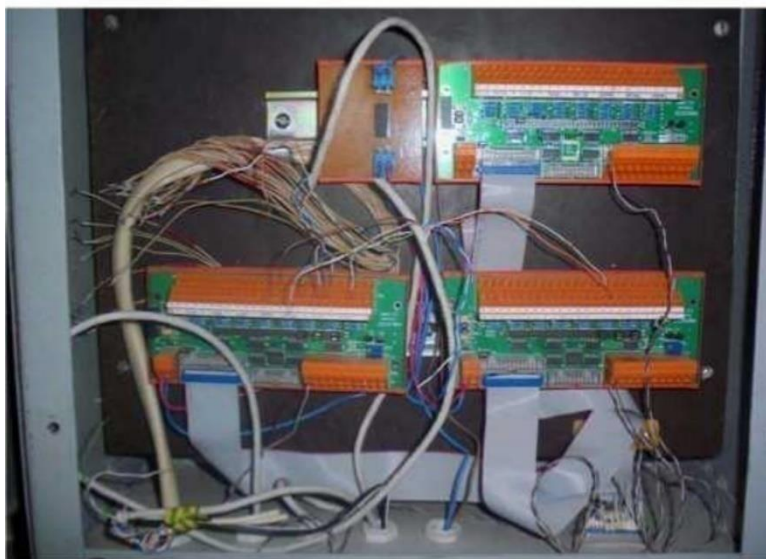


Рис. 3.10. Мікропроцесор обробки даних з гальванічною розв'язкою типу AI8B-5A

Модуль AI8S-5A використовується для перетворення 16 сигналів напруги чи 8 токових у 14-розрядний допоміжний код. Модуль виконаний у формі MicroPC, усі його канали мають групову гальванічну ізоляцію та індивідуальний захист від перенапруги.

Дозвільна здатність АЦП AI8S-5A - чотирнадцять розрядів. Канали аналогового вводу модуля при використанні однопровідної схеми підключення можуть бути настроєні на прийом 16 аналогових сигналів або у разі диференційної схеми - на вісім. У разі використання коефіцієнтів підсилення 1, 2, 4, 8 максимальна швидкість модуля складає 100 000 вибірок у секунду, а для коефіцієнтів 1, 10, 100, 1000 швидкість кожного каналу - 40000, 33000, 7500, 800 вибірок у секунду відповідно.

Модуль AI8S-5A має наступні режими роботи:

- програмний запуск перетворення зі зчитуванням результату програмним

- запуск перетворення від вбудованого таймера з подальшим зчитуванням результату за перериванням (за допомогою перемичок вибирається номер переривання IRQ 3, 4, 5, 6, 7), за установкою біта готовності або по каналу прямого доступу до пам'яті (DMA).

Утворення сигналу переривання може відбуватися у наступних випадках: при закінченні одного перетворення, завершенні усереднення, заповненні вбудованого буфера типу FIFO (First In First Out) з глибиною 512... 992 слів, яка настроюється за програмою. Точність вимірювання складає ± 2 МЗР, а якщо використовується апаратне усереднення - $\pm 0,5$ МЗР.

Модуль AI8S-5A має два канали аналогового виводу, діапазони сигналів встановлюються перемикачем. Канали аналогового вводу й виводу мають групову гальванічну розв'язку від цифрової частини модуля з напругою ізоляції 1000 В. Основні технічні дані модулю AI8S-5A подана у табл. 3.3.

Загальна блок-схема модуля АЦП входу-виходу з вбудованим мікропроцесором обробки даних та гальванічною розв'язкою типу AI8Б-5А наведена на рис. 3.11.

Таблиця 3.3

Технічні дані модуля AI8S-5A

№ з/п	Параметр	Значення
1	2	3
1	Кількість аналогових однопровідних каналів вводу	16
2	Кількість аналогових диференційних каналів вводу	8
3	Кількість розрядів АЦП	14
4	Межа основної похибки вимірювання: без використання апаратного усереднення з використанням апаратного усереднення	2 МЗР 0,5 МЗР
5	Коефіцієнт підсилення	1, 3; 1, 2, 4, 8
6	Діапазон вхідного сигналу	± 10 В, ± 5 В, $\pm 2,5$ В, $\pm 1,25$ В, ± 80 мА, ± 40 мА, ± 20 мА, ± 10 мА,

7	Діапазон вихідного сигналу	0...5 мА, 0...10 В
8	Вхідний опір: у режимі вимірювання напруги у режимі вимірювання струму	10 МОм 124 Ом
9	Захист від перенапруги постійного струму	+ 50/ -35 В
10	Напруга ізоляції групи каналів	1000 В
11	Буфер FIFO	1024 слова
12	Кількість розрядів ЦАП	12
13	Час зростання/спаду вихідного сигналу в межах повної шкали	10 мкс
14	Кількість каналів дискретного виводу	8
15	Затримка вихідного сигналу	1,6 мкс
16	Живлення: напруга струм	5 В ± 5 % 350 мА
17	Умови експлуатування: робоча температура відносна вологість при + 25 °С	- 40...+ 85 °С 5...95 %

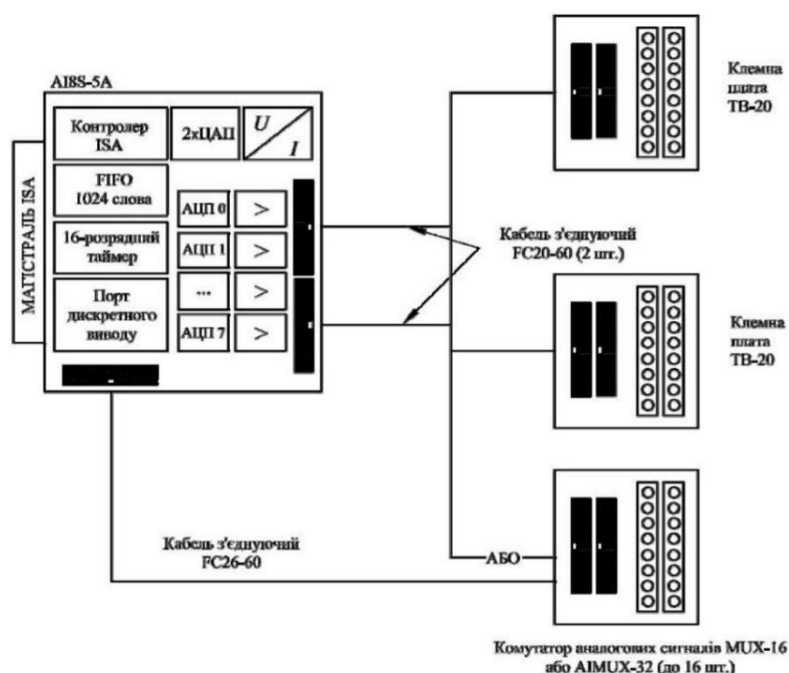


Рис. 3.11. Архітектура мікропроцесора AI8Б-5А

3.3. Оцінка похибки при експериментальних дослідженнях та розрахунок дослідних величин

Тиск газів у циліндрі

До найбільших джерел похибок при замірі тиску газів у циліндрі насамперед належать:

- коливання тиску газів у каналі (допоміжному об'ємі), який з'єднує циліндр двигуна з датчиком тиску;
- визначення положення ВМТ;
- недостатньо висока характеристика частоти вимірювальної апаратури.

Для зменшення похибки, пов'язаної з коливанням тиску, канал, який з'єднує робочий циліндр з оптичним датчиком тиску, був виконаний якомога коротшим, з достатньо великим перерізом.

Для визначення положення ВМТ використовувався оптично-електронний датчик, а для контролю - ініціювання процесу стискання-розширення при вимкненому запаленні. Відповідно до паспортних даних вимірювального комплексу похибка визначення ВМТ не перевищує $\pm 0,1^\circ$ кута повороту колінчастого валу.

Оцінка похибки недостатньо високої характеристики частоти вимірювальної апаратури не виконувалася, оскільки для експериментальних досліджень використовувалася апаратура із частотною характеристикою, на порядок вищою, ніж потрібно для подібних вимірювань.

Наведені дані дозволяють установити, що похибка зняття індикаторної діаграми не перевищує 1 % від реального тиску газів у циліндрі. Згідно з тарувальними кривими датчиків тиску навіть у діапазоні низьких тисків залежності мають лінійний характер. Тарування проводилося після кожної серії випробувань, і характер кривої залишався незмінним.

Власна частота коливань діафрагми сенсора складає $f_d > 100000 \text{ с}^{-1}$. При цьому частота вимірювання тиску газів у циліндрі двигуна визначається як кругова частота

процесу. Якщо припустити, що тиск змінюється за синусоїдальним законом, то частота вимірювання

$$\omega = \frac{180\pi n}{\varphi},$$

де n - частота обертання колінчастого валу, с^{-1} ; φ - кут повороту колінчастого валу, град, на якому фіксується найбільша зміна тиску, як на четвертині синусоїди.

Тоді максимальна частота зміни тиску для дизельного двигуна 1Ч 8,6/7 на номінальному режимі при $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$ складає $1884,9 \text{ с}^{-1}$. Звідки відношення $\omega/f_d = 0,036$. При такому співвідношенні частот амплітудна похибка складає менше ніж 1 %, а фазова - 0,5 %.

Витрата повітря через двигун

Для визначення витрати повітря на всмоктуванні була встановлена лемніската з індивідуальним таруванням. Проектування й встановлення лемніскати здійснювалися відповідно до правил 28-64 щодо застосування та перевірки витратомірів з нормальними діафрагмами, соплами й трубами Вентурі. Максимальна відносна похибка вимірювання витрати повітря через двигун складає менше 1 %.

Перепад тиску на лемніскаті для двигунів 1Ч 8,6/7 визначався U- подібним манометром. Витрата повітря через двигун обчислювалася відповідно до рівняння [72, 74]

$$G_B = A\alpha_B\varepsilon d^2\sqrt{\Delta P\rho}, \text{ кг/с}$$

де A - константа лемніскати; α_B - коефіцієнт витрати; ε - поправковий множник, який ураховує розширення повітря під час його проходження через лемніскату (залежить від абсолютного значення перепаду тиску ΔP); d - внутрішній діаметр лемніскати; ρ - густина повітря перед входом у лемніскату.

Температура

Температури випускних газів, масла, охолоджуючої рідини вимірювалися за допомогою цифрового приладу 2TRM1, використовуючи ТХК та ТХА. Дані з приладу надходили до комп'ютера. Замір температур проводився при безпосередньому встановленні чутливого елемента термопари у потік теплоносія. Клас точності приладу 2TRM1 - 0,25. Для того щоб забезпечити сумарну абсолютну похибку

вимірювання температури у межах $\pm 0,1$ К, у діапазоні 273...973 К було проведене індивідуальне тарування термопар.

Аналіз оцінки похибок вимірювань під час проведення експериментальних досліджень дає змогу зробити висновок про те, що максимальна інструментальна похибка не перевищує 5 %. Ця похибка є прийнятною для експериментального дослідження робочих процесів ДВЗ.

3.4 Експериментальне дослідження впливу використання малих домішок водню до палива в двигуні 1Ч8,6/7,2

Експерименти проводили при температурі навколишнього середовища 298 К, атмосферному тиску 101 кПа, на ДП за ДСТУ 3868-99 (відповідає вимогам європейського стандарту EN 590:2009), водні. Значення параметрів навколишнього середовища при дослідженні були сталими.

На рис. 3.18 наведені результати експериментальних досліджень параметрів роботи двигуна в залежності від режиму навантаження при роботі на дизельному паливі за навантажувальною характеристикою.

Результати експериментальних досліджень при роботі двигуна на дизельному паливі у вигляді навантажувальної характеристики та графіку залежності витрати палива від частоти обертання колінчастого валу.

В результаті визначення витрати масової домішки водню отримані залежності ΔH_2 від тиску подачі водню (рис. 3.12) та навантаження на клеммах генератора (рис. 3.13).

3.5 Експериментальні стенди для дослідження додавання малих домішок водню в ДВЗ

3.5.1 Електронний автоматизований стенд для дослідження паливної апаратури необхідної для додавання малих домішок водню в лінію високого тиску.

В сучасних швидкохідних дизелях процес подачі палива відбувається всього за 1 ... 4 мс при високій швидкості плунжера насоса. Стиснення і нагнітання палива має

імпульсний нестационарний характер. Паливо є пружне середовище, в якій тиск поширюється зі швидкістю звуку (1200 - 1600 м/с), причому будь-який, навіть незначне. зміна обсягу в заповненій гідравлічній системі викликає різку зміну тиску.

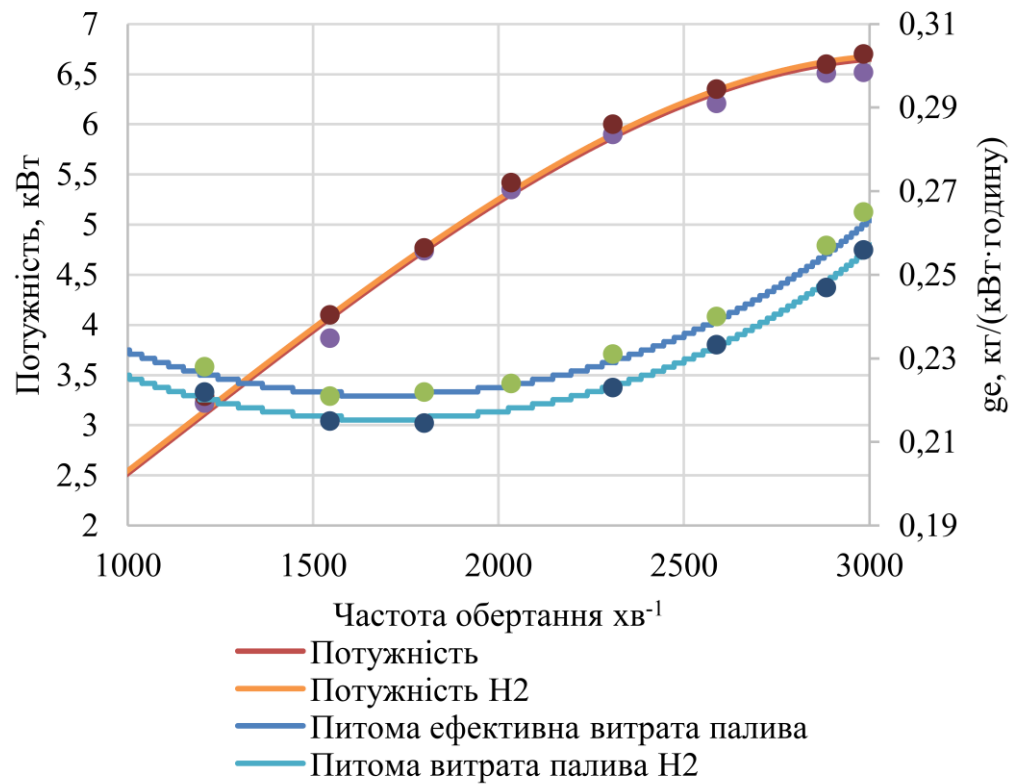


Рис. 3.12 Порівняльні експлуатаційні характеристики двигуна 1Ч8,6/7,2 при роботі з малими домішками водню та на «чистому» паливі

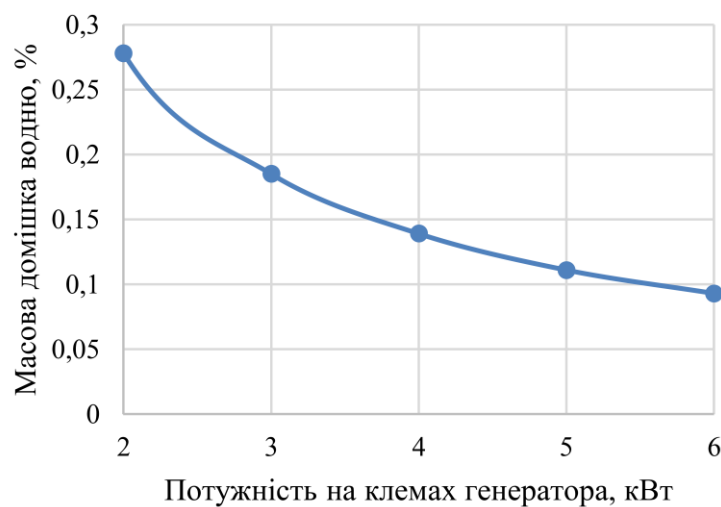


Рис. 3.14 Залежність масової домішки водню від навантаження двигуна при тиску 10 МПа

Імпульси тиску, що поширюються від джерела обурення, зустрічаючи перешкоди на кінцях системи, частково відбиваються і утворюють зворотні і сумарні хвилі, сильно спотворюють характеристики впорскування. В кінці подачі палива хвилі тиску, відбиваючись від закритого нагнітального клапана, можуть викликати повторні підскоки голки вже після завершення основного періоду впорскування. Що виходять в результаті цього так звані підвприски небажані, так як тиск впорскування при цьому невелика, а розпилювання палива грубе і неоднорідне. Подача з підвприском призводить до підвищення димності ВГ, збільшення появи нагару, зростанню питомої витрати палива і створить передумови для закоксування отворів розпилювача.

Після закінчення подачі палива рух і відображення хвиль в порожнині високого тиску (штуцер насоса - нагнітальний трубопровід - форсунка) поступово згасають внаслідок незворотних втрат енергії на тертя, і в ній встановлюється залишковий тиск. Зазвичай, чим довше паливопровід і вище частота імпульсів упорскування, тим сильніше вплив хвильових явищ в системі на характеристики подачі палива. Даний фактор не має такого впливу на насос-форсунки, де нагнітальний трубопровід відсутній, і хвильовий вплив дуже малий.

З метою детального вивчення цих процесів була розроблена і створена експериментальна установка ДВЗ-1-МДВ на базі паливної системи дизеля Д65 (4Ч11/13). Схема експериментальної установки представлена на рис. 3.15, фотографії на рис. 3.16, 3.17. Експериментальна установка складається з трьох підсистем:

- підсистема (на базі паливної системи двигуна Д65) для дослідження параметрів упорскування палива з додаванням газоподібного водню;
- підсистема вимірювань (рис. 3.16);
- підсистема автоматики і регулювання.

В основу досліджень процесу упорскування турбопоршневий дизельного ДВЗ, що працює з додаванням водню на хвилі падіння тиску в паливній магістралі високого тиску, був розроблений стенд на базі паливної системи дизеля 4Ч11/13, що працює від трифазного електродвигуна.

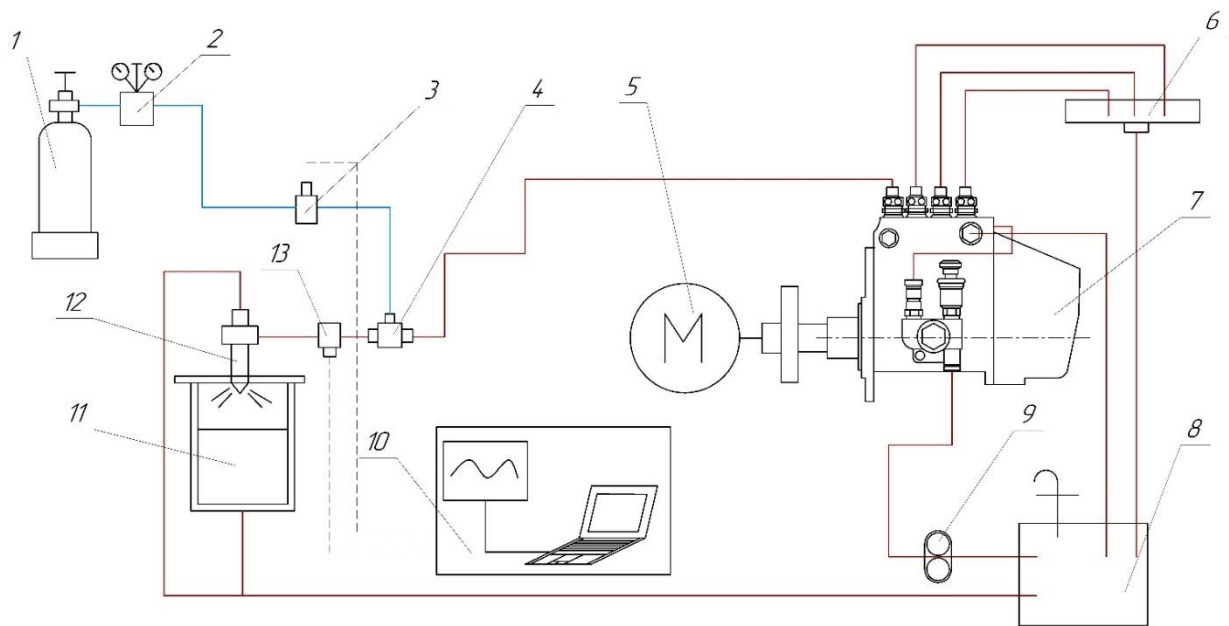


Рис. 3.15. Схема установки:

1 - балон з воднем; 2 - редуктор водневий промисловий; 3 - датчик тиску; 4 - клапан додавання водню; 5 - електродвигун; 6 - ємність скидання палива; 7 - ПНВТ; 8 - видаткова цистерна; 9 - насос паливний; 10 - комп'ютерна система вимірювання та обробки даних; 11 - ємність для впорскування; 12 - форсунка; 13 - датчик тиску



Рис. 3.16. Датчик динамічного тиску Optrand AutoPSI-S2000

З балону 1, об'ємом 5 літрів, водень надходить в клапан додавання присадки 4 через редуктор 2. Клапан 4 встановлюється перед штуцером штатної форсунки 12,

змонтованої на штанзі і встановленої розпилювачем в мірну склянку 11. Паливний насос високого тиску (ПНВТ) 7 наводиться в дію від трифазного електродвигуна змінного струму 5, поєднаного через муфту, і працює через частотний перетворювач для регулювання частоти обертання валу.

На з'єднувальній муфті ПНВТ і електродвигуна встановлений цифровий тахометр. Витрата палива через ПНВТ вимірювався по мірній склянці 11. Для реєстрації тиску водню встановлено тензоелектричний датчик тиску "ОВЕН ПД100-ДІ6,0" 3.

Величина тиску в паливній магістралі перетворюється в струмовий сигнал динамічним волоконно-оптичним датчиком тиску для високотемпературних вимірювань тиску «OPTRAND AutoPSI-S2000» 13 з верхньою межею вимірювань 200 МПа і вихідним сигналом 0.5 ... 5 В. Це дозволяє визначити момент початку впорскування палива, якісно оцінити величину тиску палива і досліджувати процеси в трубопроводі високого тиску.

Сигнали первинних датчиків від стенду ДВЗ-1-МДВ надходять в електронному вигляді до USB-осцилографа і в комп'ютерну систему вимірювання та реєстрації даних «IRIS» 10.

3.5.2 Дослідження параметрів паливної апаратури при додаванні малих домішок водню

Гідравлічні параметри паливної апаратури з малими домішками водню.

Дослідження параметрів паливної апаратури двигуна 4Ч11/13 при добавці водню до дизельного палива проводились з метою дослідження впливу використання малих домішок водню до дизельного палива на процеси в паливній магістралі високого тиску було розроблено випробувальний стенд ДВЗ-МДВ1, зображений на рис. 3.15. При проведенні випробувань пружина голки форсунки мала серійний натяг $P_{зп}=17,6$ МПа.

Програма досліджень включала: вивчення зміни параметрів подачі палива і їх оптимізацію при добавці водню; вивчення впливу присадки водню на процес

сумішоутворення в циліндрі дизеля; оцінку впливу присадки на економічні і екологічні показники роботи дизеля і вибір кількості присадки.

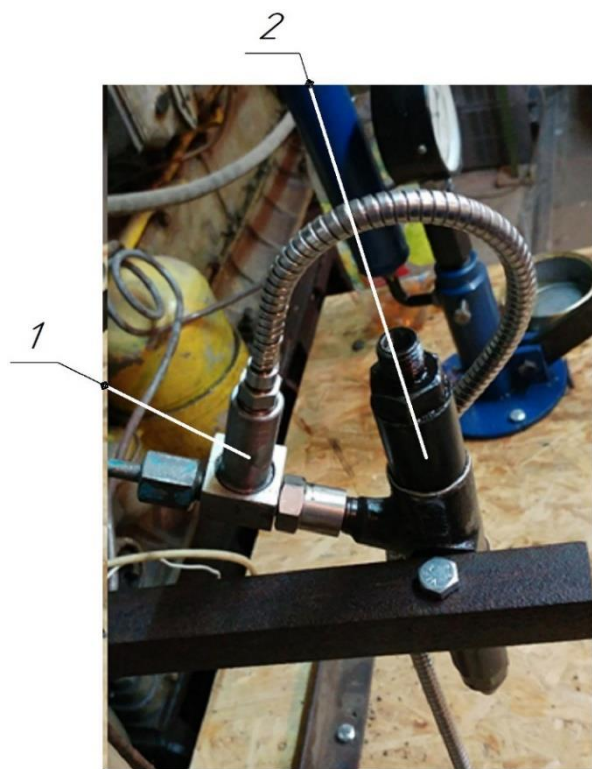


Рис. 3.17 Установка датчика «Optrand AutoPSI-S2000» в лінію високого тиску:

1 - датчик тиску, 2 - форсунка

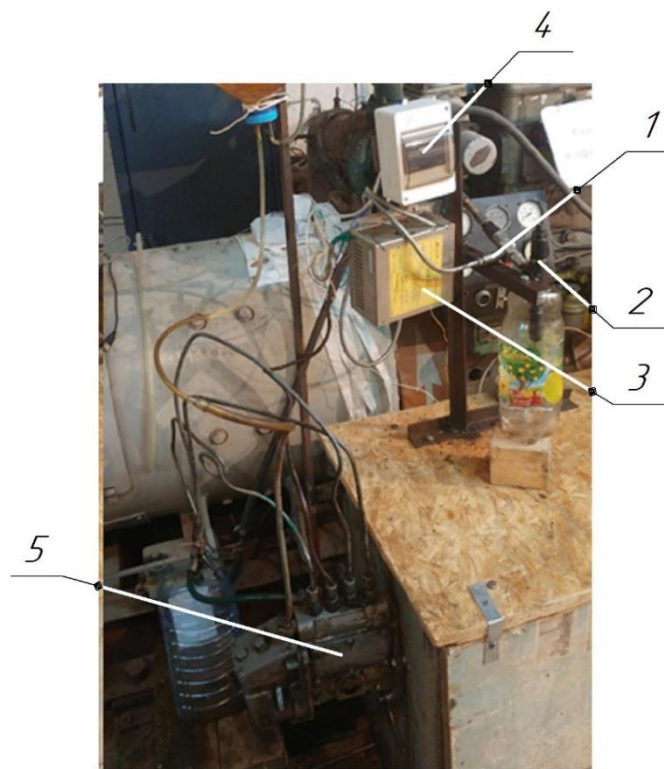


Рис. 3.18 Експериментальна установка на базі паливної апаратури двигуна 4Ч11 / 13:

1 - датчик тиску, 2 - форсунка,
3 - блок-фільтр сигналу, 4 - блок живлення датчиків тиску «ОВЕН», 5 - ПНВТ

Процес подачі палива, як з присадкою, так і без, здійснюється за дуже короткий проміжок часу, при цьому незначні зміни основних параметрів подачі палива істотно впливають на показники робочого процесу дизеля. При здійсненні добавки водню можливо очікувати зміни основних параметрів подачі палива.

Характеристики вимірювальної апаратури експериментального стенду ДВЗ-1-МДВ

Найменування вимірювального приладу, апаратури	Марка	Межі вимірювання	Похибка вимірювання
Тахометр	«Вымпел»	600...8000 хв. ⁻¹	±1%
Динамічний датчик тиску	«Optrand AutoPSI-S2000»	0...200 МПа	±0,5%
Датчик тиску	«ОВЕН ПД100-ДИ6,0»	1,2...6,0 МПа	±0,5%
Частотомір	Ч4-34А	10 Гц...120	±0,5%

Усунути ці зміни можна на основі дослідження характеру впливу присадки водню на параметри подачі палива і наступним регулюванням в системі подачі палива. Забезпечивши в порівняльних випробуваннях рівність основних параметрів подачі палива з присадкою і без неї, можна допустити, що всі зміни характеристик робочого процесу забезпечуються тільки за рахунок внутріціліндрового впливу водню на процес згоряння дизельного палива.

Отримані результати за допомогою USB-осцилографа виводились в програмне середовище у вигляді зображеному на рис. 3.19.

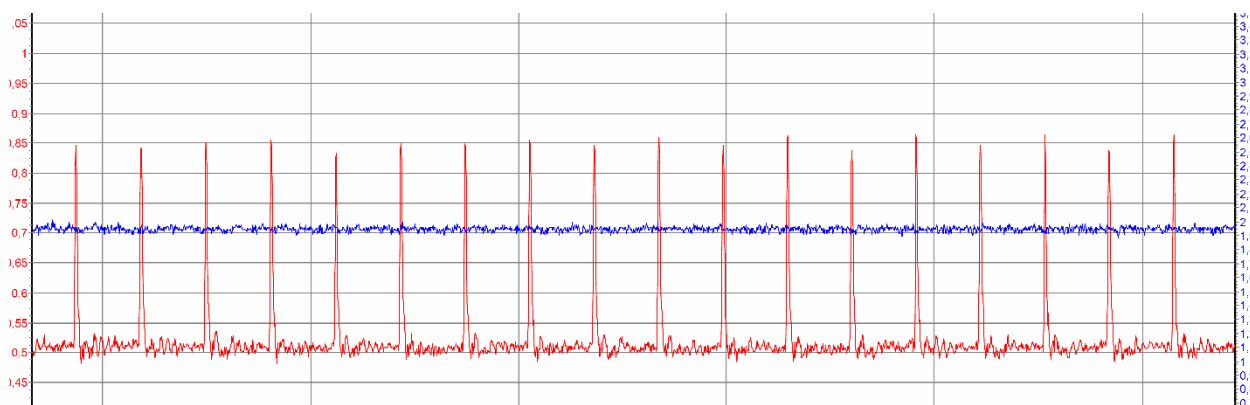


Рис. 3.19 Експериментальні діаграми впорскування палива та тиску подачі
водню

Під час проведення дослідження тиск водню змінювався відповідно до його витрати з аккумуляючої камери (рис. 3.20). Суттєвий вплив на максимальний тиск впорскування відмічено при збільшенні тиску подачі водню.



Рис. 3.20 Діаграма впорскування палива без додавання водню

Наявність водневої домішки тиском подачі 0,2 МПа призводить до зменшення максимального тиску впорскування на 5-8%, при серійному знятті пружини форсунки. Збільшення тиску подачі водню до 0,3 МПа призводить до зменшення максимального тиску впорскування на 15-18%. При збільшенні тиску подачі водню до 0,45 МПа максимальний тиск впорскування зменшується на 18-25%. Такий результат можна пояснити втратами тиску на стиснення газоподібного водню та «згладження» хвильових коливань в паливному трубопроводі високого тиску з «пом'якшенням» посадки нагнітального клапана. Подальше збільшення тиску водню не призводить до суттєвого зменшення максимального тиску впорскування, що обумовлене збільшенням початкового тиску в паливній магістралі за рахунок надлишкового тиску водню.

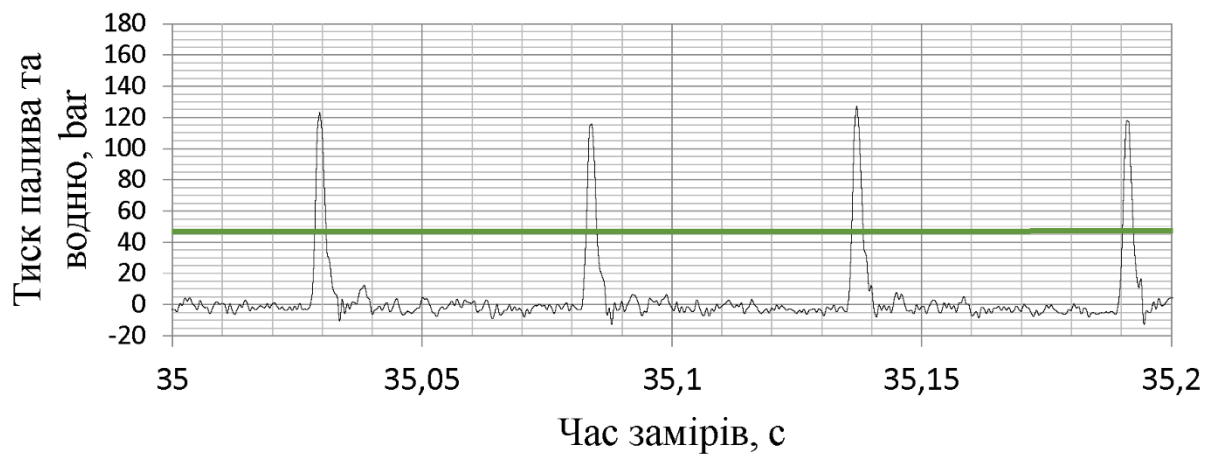


Рис. 3.21 Діаграма впорскування палива при тиску подачі водневої домішки 0,45 МПа

Окрім зміни максимального тиску впорскування, змінюється характер хвильових коливань в паливній магістралі високого тиску. Так, при збільшенні тиску подачі водню понад 0,3 МПа, відмічається зменшення амплітуди та частоти коливань, а діаграма тиску палива наближається до прямої.

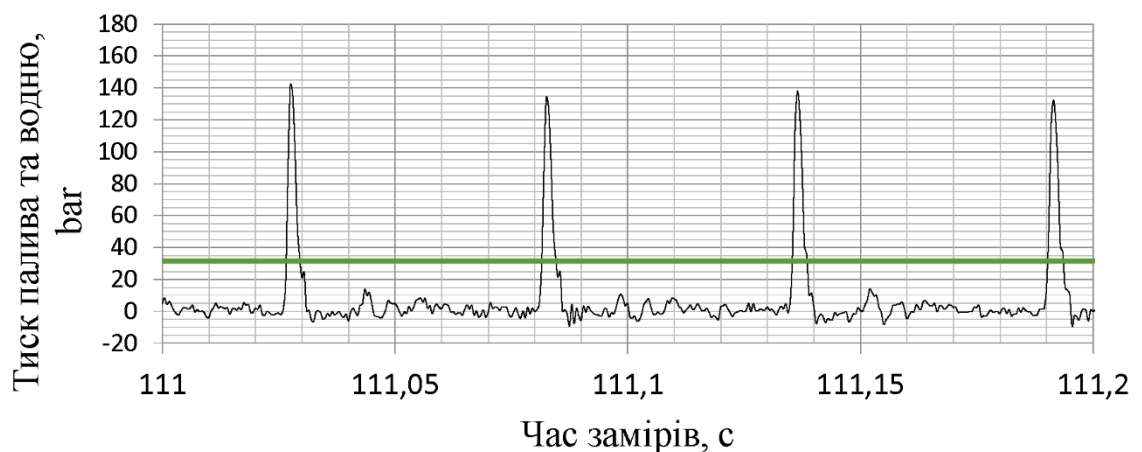


Рис. 3.22 Діаграма впорскування палива при тиску подачі водневої домішки 0,3 МПа

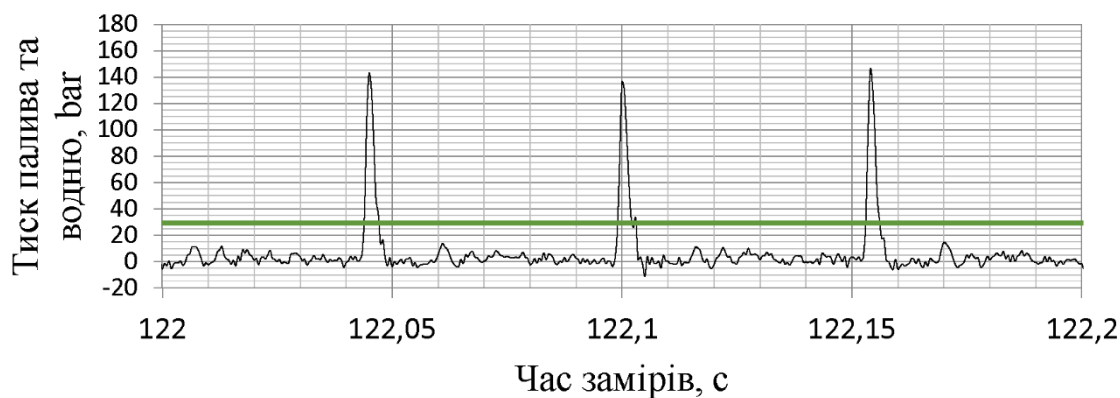


Рис. 3.23 Діаграма впорскування палива при тиску подачі водневої домішки 0,25 МПа



Рис. 3.24 Діаграма впорскування палива при тиску подачі водневої домішки 0,2 МПа

Такий вплив на процеси в паливопроводі високого тиску обумовлений дією газоподібного водню. Потрапляючи в паливопровід, водень сприймає на себе хвилю тиску від посадки нагнітального клапана тим самим слугуючи демпфером для подальших коливань тиску в паливопроводі. Таким чином, завдяки хвилі падіння тиску існує можливість заповнити «зону падіння тиску» в паливопроводі надлишковим тиском водню. Загальний вигляд експериментальної залежності зміни максимального тиску впорскування палива від тиску подачі водню зображено на рис. 3.25.

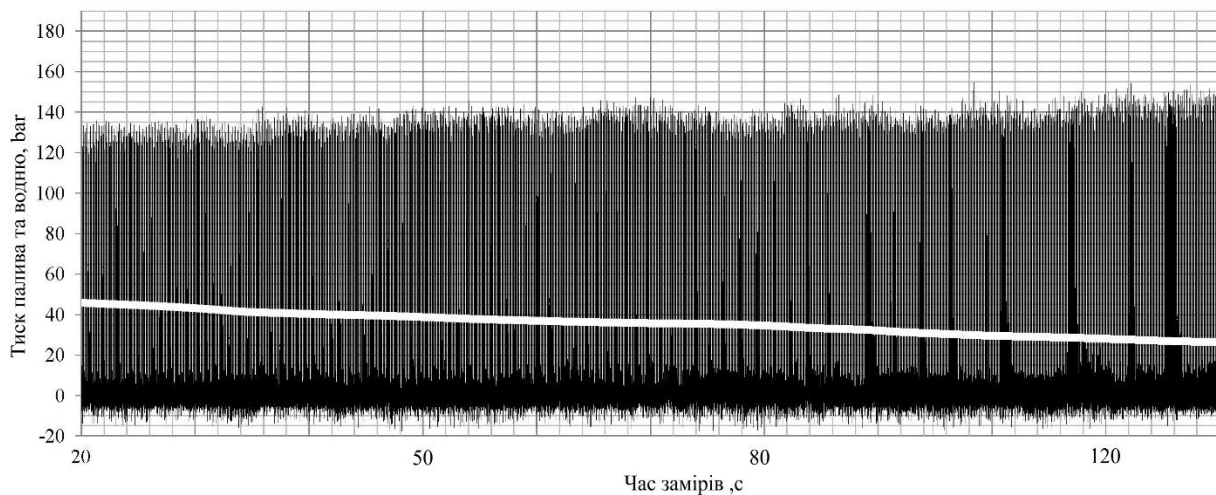


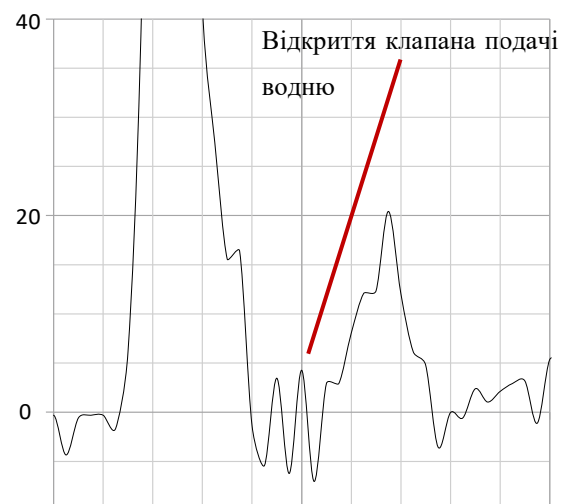
Рис. 3.25 Графік залежності максимального тиску впорскування паливо-водневої суміші від тиску водню

За результатами досліджень видно (рис. 3.26), що при порівнянні діаграм впорскування в зоні посадки голки існують характерні зміни, а саме:

- відсутність хвиль розрідження на діаграмі з додаванням водню;
- динамічні коливання в паливопроводі через подачу воодню через клапан.



а)



б)

Рис. 3.26 . Діаграми тиску водню в паливопроводі високого тиску:
а) без водню, б) з воднем

3.5.3 Віброакустичні параметри роботи паливної апаратури при додаванні водню.

Віброакустичне дослідження проводилося з метою дослідити вплив додавання малих домішок водню до основного палива на характеристики паливної апаратури дизельного двигуна. Для проведення дослідження було використано шумомір «Robotron RFT 00024» (рис. 3.27) з характеристиками наведеними в табл. 3.5. Чутливий елемент шумоміра було винесено на максимально близьку та безпечну відстань від елементів паливної апаратури. Сигнал шумоміру опрацьовувався в реальному часі за допомогою USB-осцилографа «IRIS» та виводився на екран ПК.

Враховуючи особливості обробки звукових коливань, було вирішено опрацьовувати максимальні та середні значення звукових коливань (рис. 3.28).



Рис. 3.27 Шумомір Robotron RFT 00024

За результатами отриманих даних видно, що не залежно від наявності паливної добавки віброакустичні (рис. 3.28) параметри паливної апаратури майже не змінюються у широкому діапазоні тиску подачі водневої домішки.

Таблиця 3.5

Технічні характеристики шумоміра «Robotron RFT 00024»

Діапазон рівнів без перемикачів:	109,9дБ - при А, С и LIN;
при зовнішньому фільтрі	69,9 дБ
лінійна область модуляції при цьому миттєвому показанні.	10 дБ до + 20 дБ
Лінійний акустичний діапазон частот:	30 Гц - 20 кГц.
Габарити	340x119x207 мм.
Маса	4,7кг.

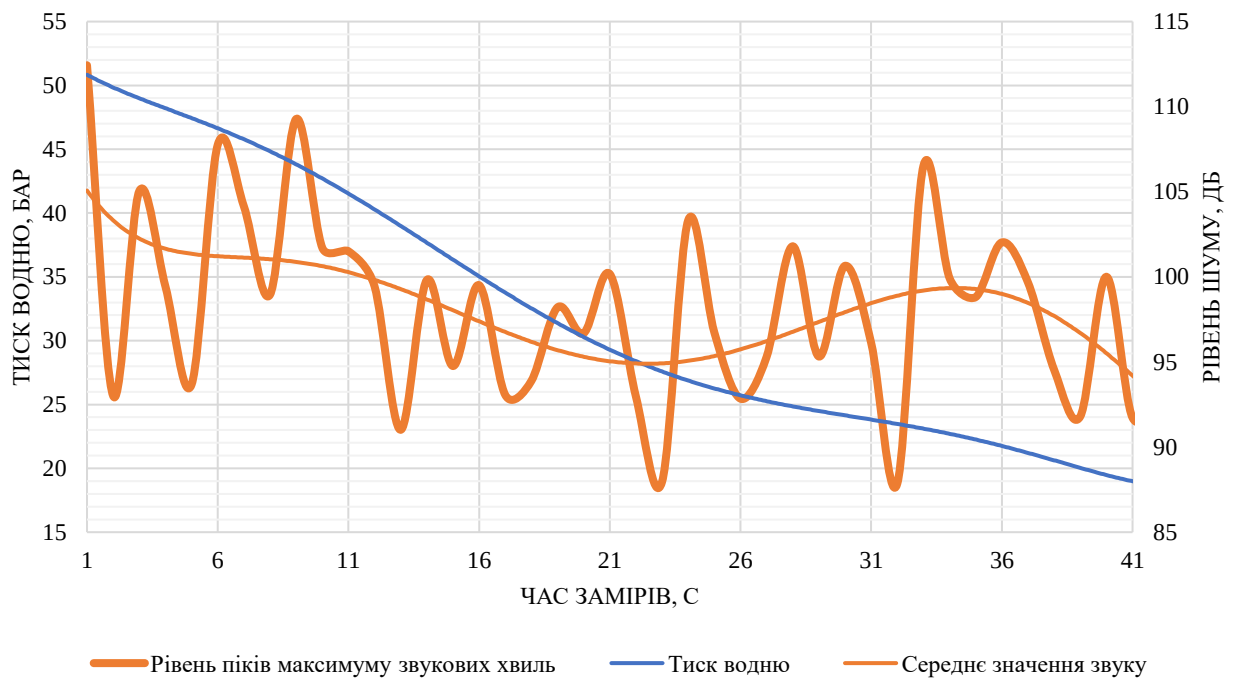


Рис. 3.28 Діаграма залежності віброакустичних коливань від тиску подачі водню

3.5.4 Оптичні дослідження параметру процесу розпилю палива з малими домішками водню.

Для дослідження процесу розпилювання дизельного палива був розроблений стенд швидкісної відеозйомки струменя розпиленого палива, схема якого зображена на рис. 3.29.

Пристрій управління роботою лабораторної установкою (1) подає імпульс на блок управління, вмикаючи роботу ПНВТ та подаючи паливо до форсунки (3). Імпульс від датчика (2) надходить на блок синхронізації (5). Таким чином, здійснюється синхронізація запуску роботи відеокамери з моментом початку роботи паливного насоса та розпилення форсункою. По кабелю контролеру від відеокамери (4) інформаційний сигнал передається в персональний комп'ютер (6). Паливний струмінь, що розпилюють на форсункою (3), рухається паралельно поверхні екрану.

Водень до паливної лінії високого тиску надходив від балону з залишковим тиском 5 МПа.

Відео фіксація проводилась за допомогою захищеної екшн-камери Xiaomi Yi 4K Action Camera з частотою кадрів 120fps в режимі 4K.

У відомих з літературних джерел випадках обробці піддається окреме фотозображення струменя. У даній роботі в запропонованому методі досліджуються яскравості зони серії зображень паливних струменів в їх розвитку, при цьому обробці піддаються зазвичай декілька циклів розпилювання, в кожному з яких від 5 до 15 кадрів. Серія зображень обробляється автоматично. Таким чином, метод дозволяє досліджувати динаміку зміни площ яскравості різних зон струменів.

Для дослідження пропонується використовувати швидкісну відеозйомку, тому що один кадр (фотознімок) несе в собі набагато менше інформації про процес розпилювання, ніж серія кадрів (відеозапис). Однак, недоліком швидкісної відеозйомки є мерехтіння яскравості кадрів. Отже для запобігання мерехтіння яскравості було обрано використання підсвічених негативів зображення (рис. 3.29).

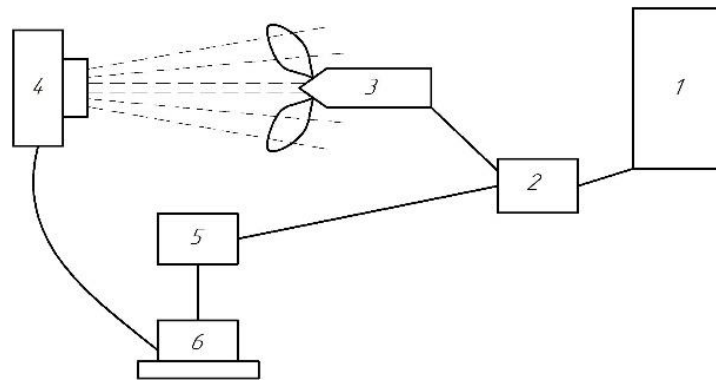


Рис. 3.29 Схема стенду відеофіксації

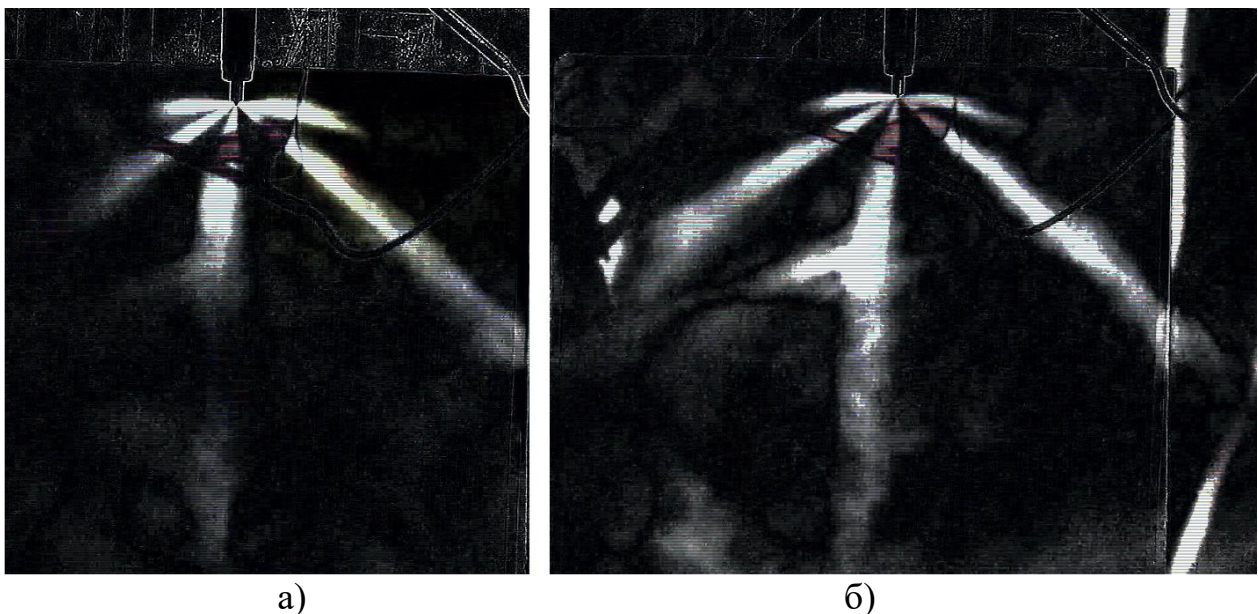


Рис. 3.30 Знімки фотофіксації розпилювання палива форсункою:

а) з водневою добавкою, б) без добавок

Обробка зображень паливних струменів.

Для обробки отриманих зображень паливного струменя була використана комп'ютерна програма «CorelDRAW Graphics Suite». Паливний струмінь має нечіткі обриси, тому визначення меж паливної струменя є окремим завданням. При аналізі крапель на зображеннях виникає завдання виділяти ті, які представляють інтерес. Для обробки зображень паливних струменів було використано метод сегментації - поділу зображення на передній план і фон. Сегментація дозволяє виділити ділянки зображення, що здаються однорідними; ця операція забезпечує розбиття зображення на області однакового виду. Немає універсально придатного методу сегментації, який давав би прийнятний результат на всіх зображеннях, тобто відсутній досконалий метод сегментації.

Згідно загальноприйнятого опису струменя палива, він має конусоподібний вигляд і в центральній своїй частині більш щільний, ніж на периферії. Коли струмінь палива рівномірно заповнений краплями, то на зображенні він буде зображений приблизно в один відтінок, або навпаки.

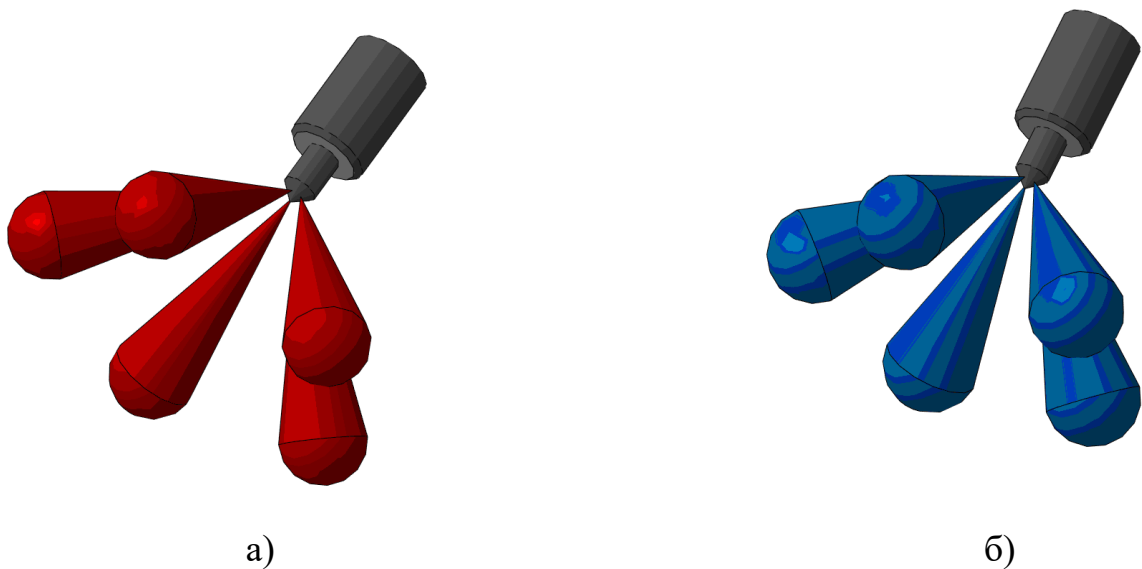


Рис. 3.31 Моделі факелів розпиленого палива:

а) дизельне палива, б) паливо з домішками водню

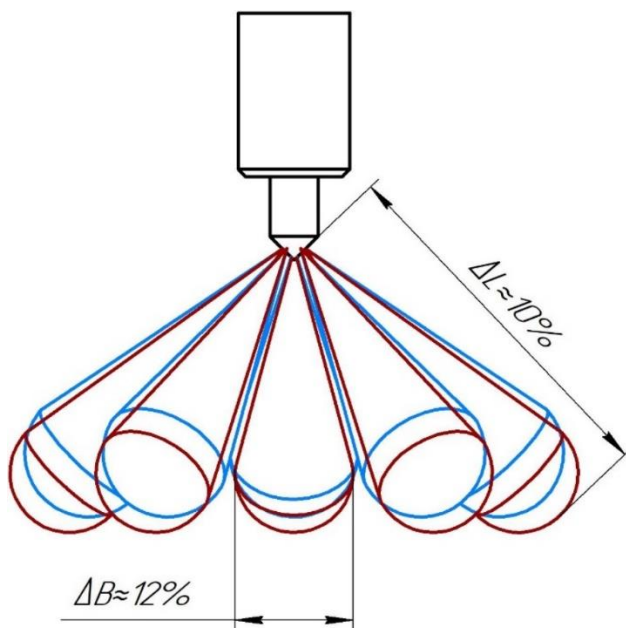


Рис. 3.32 Зміна структури паливних струменів від використання водневої добавки до 10% довжини вільного вильоту факела

Проте після обробки зображення та зважаючи на зовнішні характеристики розпилювання струменя палива, аналіз отриманих зображень показав, що наявність домішок водню призводить до:

- зменшення середнього діаметру крапель палива;
- зафіксовано, що зі збільшенням концентрації газу (повітря) в паливі зменшується далекобійність струменя L і збільшується його ширина B .
- контур факела набуває каплевидної форми;
- не спостерігається загострення при його вершині, можна припустити, що в якійсь мірі руйнується надзбагачена серцевина струменя;
- значно збільшується кут розкриття факела.

3.7 Вплив водневих присадок до палива на показники роботи дизель-генератора, диму та токсичності.

Типові результати досліджень дизельних двигунів 6Ч13/14 та 4Ч10.5/13 на вибір кількості добавки H_2 і порівняння робочого процесу димності та токсичності вихлопних газів при експлуатації на стандартному паливі і з додаванням водню подано на рис. 3.33-3.37 [62]. Вибір адитивної кількості здійснювався на режимах P_i

$= 0,6...15$ МПа, $n = 1300...1900$ хв⁻¹. Порівняння параметрів роботи здійснювалася навантажувальним характеристикам коефіцієнта стиснення $\varepsilon = 16,5$ при $n= 1400; 1800; 1900$ хв⁻¹. [62]

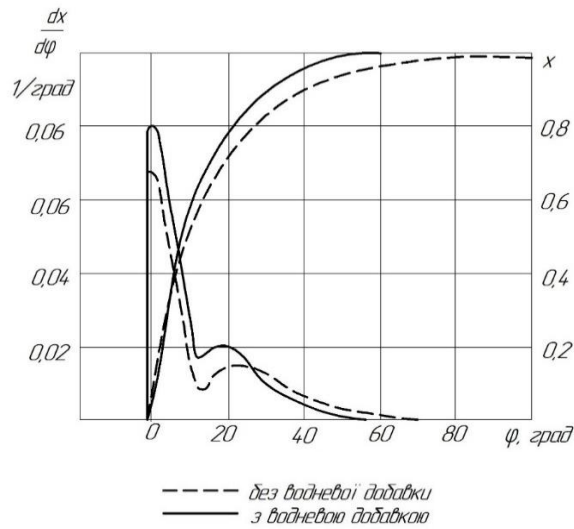


Рис. 3.33 Характеристики тепловиділення дизеля 6Ч13/14 на режимі $P_i=900$ кПа, при $n=1800$ хв⁻¹

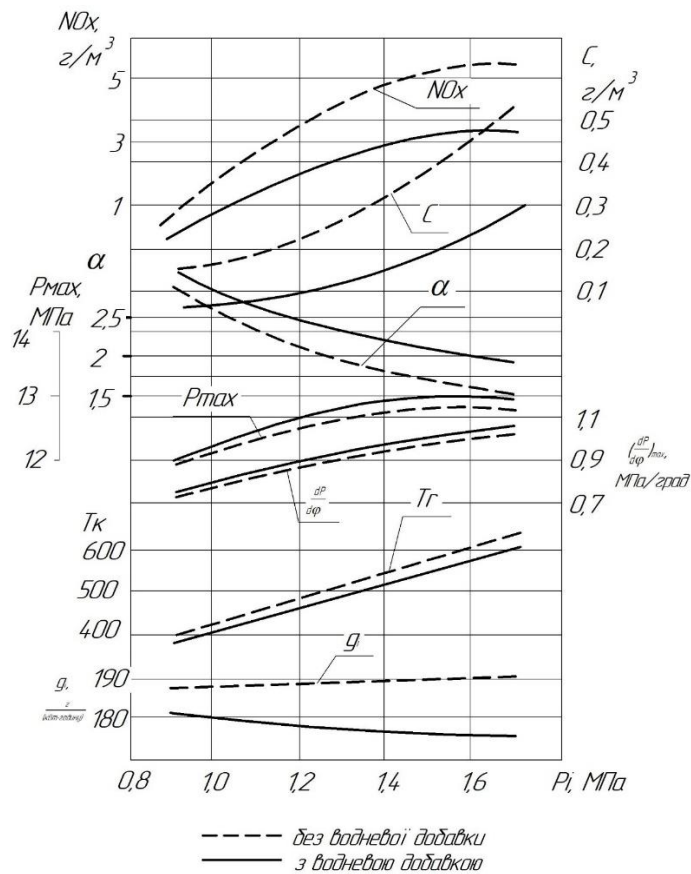


Рис. 3.34 Залежність параметрів двигуна 6Ч13/14, $n=1800$ хв⁻¹, $P_k=0,185$ МПа від порції водневої домішки

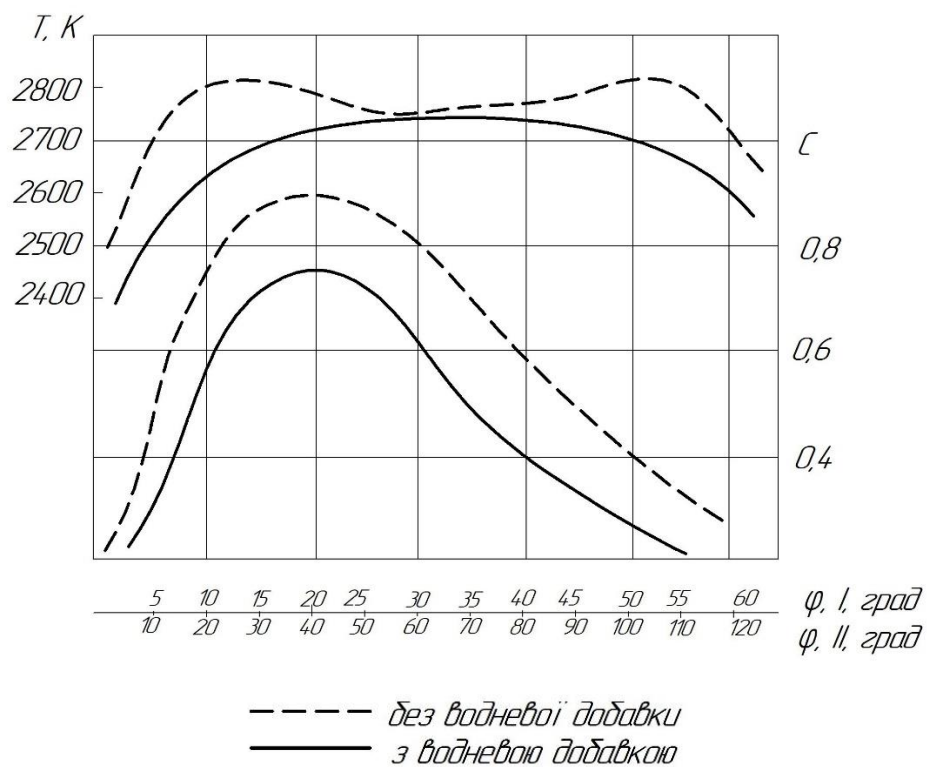


Рис. 3.35 Зміна температури в циліндрі T та відносної концентрації сажі C в циліндрі дизеля 6Ч13/14 при $P_i=700$ кПа, $n=1800$ хв $^{-1}$

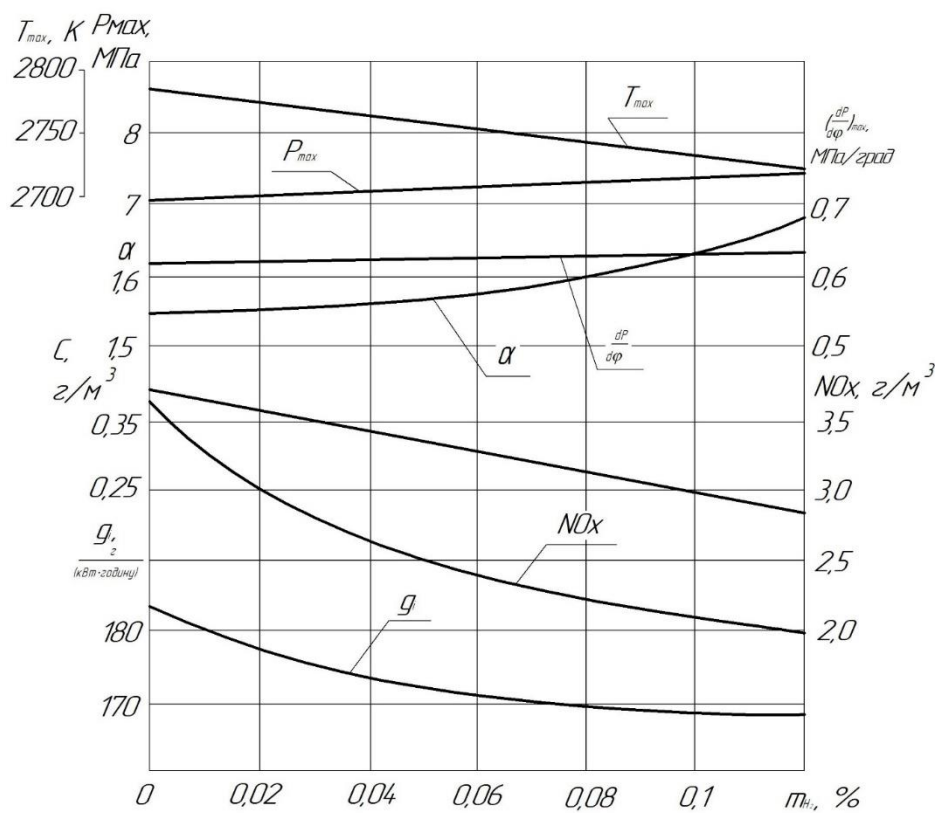


Рис. 3.36 Залежність впливу кількості малої домішки водню ΔH_2 на показники робочого процесу дизеля 6Ч13/14 при $n=1800$ хв $^{-1}$

Як видно з залежності на рис. 3.36 збільшення кількості домішки водню до дизельного палива m_{H_2} (співвідношення водневих і паливних мас), що досягається за рахунок збільшення тиску водню, суттєво знижує витрату основного палива, вміст сажі і оксидів азоту у ВГ, знижується максимальна температура циклу T_{max} , проте збільшується жорсткість роботи $(\frac{dP}{d\phi})_{max}$. Аналогічна природа впливу кількості домішки водню по економічності і токсичності була отримана і на режимах відмінних від $P_i = 0,9$ МПа (рис. 3.34). В той же час, оптимальним з точки зору поліпшення економічних і екологічних характеристик є значенням добавки $m_{H_2} = 0,1\%$. Слід зазначити, що кількість $m_{H_2} = 0,1\%$ для дизельного двигуна 6Ч13/14 відповідає границі насичення дизельного палива воднем в умовах дизельного впорскування. Подальше збільшення кількості водневих присадок виходить за межі можливого розчинення водню в дизельному паливі і її вплив на економічність, сажевиділення і токсичність зменшується рис. 3.34. Величина домішки водню $m_{H_2} = 0,1\%$, як це було показано в розділі 3.4 цієї роботи, дозволяє зберігати оптимальні, з точки зору показників робочого процесу, параметри подачі палива. Таким чином, малі домішки водню у розмірі $m_{H_2} = 0,1\%$ оптимальні для дизельних двигунів з максимальним тиском впорску до 350 МПа. Аналіз експериментальних результатів, які представлені на рис. 3.37 можна відзначити, що при частоті обертання двигуна 1800 хв^{-1} і змінному навантаженні від 0,5 до 0,9 МПа по середньому індикаторному тиску, домішки водню значно знижують витрату палива на 5-13 г/(кВт·годину).

Одночасно вміст сажі в вихлопних газах зменшується в середньому на 35%, на $20-40^\circ$ зменшується температура відпрацьованих газів - внаслідок цього зменшується концентрація оксидів азоту в ВГ на 30-40%. Однак, слід відзначити деяке збільшення, близько 1%, максимального циклу тиску і жорсткості двигуна.

Для того, щоб простежити характер зміни зазначених параметрів при подальшому збільшенні навантаження проводилися дослідження на двигуні з тиском наддуву $P_k = 0,186$ МПа. Як видно з рис. 3.36 характер всіх кривих залишився незмінним, тоді як витрата палива зменшився на 5...8%, концентрація сажі і оксидів

азоту в ВГ зменшилась на 30...40%, трохи зросли жорсткість циклу $(\frac{dP}{d\varphi})_{max}$ і максимальний тиск.

Результати експериментальних досліджень на режимі 1900 хв⁻¹ представлені на рис. 3.34. При додаванні домішки водню від 0,12 до 0,08% зменшується як витрата палива в 7-10 г/(кВт·годину) концентрація сажі на випуску на 30%, також зменшується вміст оксидів азоту за 0,5 г/м³. Аналогічні висновки можна зробити на режим 1800 хв⁻¹, характеристики яких представлені на рис.. 3.36, з графіків можна помітити, що вміст сажі в ВГ зменшується на 30%, оксидів азоту на 50%, витрата палива зменшується з 210 г/(кВт·годину) до 196 г/(кВт·годину), що становить 6%. При цьому збільшується максимальний тиск P_z . Такі зміни параметрів робочого процесу спостерігалися при випробуванні дизеля 4Ч10,5/12 [62]. В середньому додавання 0,1% водню до основного палива для режимів частоти обертання коліна частого валу $n=1300-1900$ хв⁻¹ при навантаженні $P_i=500-1600$ кПа зменшує витрату палива g_i на 5-8% або на 8-14 г/(кВт·годину), викидів сажі C на 30-50% та оксидів азоту на 30-40%. Існує деяке збільшення жорсткості $(\frac{dP}{d\varphi})_{max}$ і максимального тиску згоряння $P_{Макс}$. Максимальна температура циклу T_{max} зменшується, в результаті це призводить до зменшення циклової подачі палива, зубожіння суміші і зменшення теплоти її згоряння.

Залежність питомої індикаторної витрати палива g_i , концентрації сажі та оксидів азоту у ВГ близька до лінійної з слабо вираженою тенденцією до зниження впливу водневих домішок на вказані параметри зі зниженням її кількості. Зі зниженням навантаження позитивний ефект впливу водневих домішок, особливо на витрату палива g_i зменшується.

Раніше виражене припущення, щодо підвищення ефективності ДВЗ в розділі 3 даної дисертації, повністю підтвердило позитивний вплив на економічну та екологічну ефективність дизельних двигунів з використанням малих домішок водню до основного палива, значно менших, ніж при додаванні до свіжого заряду на вході. Дуже важливим є той факт, що додавання водню до палива покращує продуктивність двигуна на всіх навантаженнях, включаючи номінальне. Подібний ефект зниження

витрати палива (на 5-7%) при номінальному навантаженні не було отримано за жодного з відомих способів використання водню в дизельних двигунах.

Значний вплив малих домішок водню до основного палива на характер робочого процесу пов'язаний зі зміною характеру горіння і тепловіддачі.

З використанням водневих домішок, зменшується швидкість попереднього запалювання і збільшується період затримки займання.

Згорання палива під час вибухового і особливо в дифузійному етапі відбувається за більш високих швидкостей, що знижує загальну тривалість згорання рис. 3.33).

Характерні значення швидкості - перший $(\frac{dP}{d\varphi})_{max}$ і другий $(\frac{dP}{d\varphi})_{max}$ максимуми, мінімальне значення $(\frac{dP}{d\varphi})_{max}$ швидкість у фазі переходу від вибухового спалювання до дифузного - також збільшуються.

Вплив малих домішок водню до основного палива на характер тепловиділення на всіх етапах процесу горіння дозволяє зробити висновок, що при моделюванні робочого процесу з розглянутим способом використання водню слід дуже обережно використовувати досвід побудови характеристик тепловиділення, що ґрунтується на підсумовуванні ефектів подрібнення крапель розпиленого палива, характеристик випаровування палива, та згорання паливо-водневої суміші.

Досвід обробки індикаторних діаграм показує, що збільшення швидкості $(\frac{dx}{d\varphi})_{max}$, супроводжується зменшення димності ВГ, при цьому робота двигуна з малими домішками водню не є винятком. При цьому вміст сажі в циліндрі двигуна (рис. 3.35) і димність ВГ (рис. 3.35-3.37) показують відповідне зменшення.

Зменшення концентрації оксидів азоту у ВГ при використанні малих домішок водню, можна пояснити за рахунок зниження загального і локального температурного стану робочого тіла в циліндрі двигуна, що сприяє зменшенню температури полум'я (рис. 3.35) і температурі газів T_{max} (рис. 3.39). Обчислюється відомим рівнянням Клапейрона-Менделєєва. Скорочення часу, протягом якого температура полум'я має максимальне значення також сприятливо позначається на процесі виділення NOx.

Шляхом аналізу зміни індикаторних показників, відмічено, що при додаванні

водню до основного палива зменшується тривалість згоряння, підвищується його повнота, зменшується конвективний і радіаційний теплообмін. Конвективний – у зв'язку з зменшенням температури газів, і випромінювання – в результаті зниження поточного вмісту сажі, температури полум'я і ступінь її чорноти. Також помітне підвищення в поточному значенні показника адіабати, в результаті зниження температури, і збільшення вмісту біоатомних газів в продуктах згоряння, викликаних збільшенням коефіцієнта надлишку повітря.

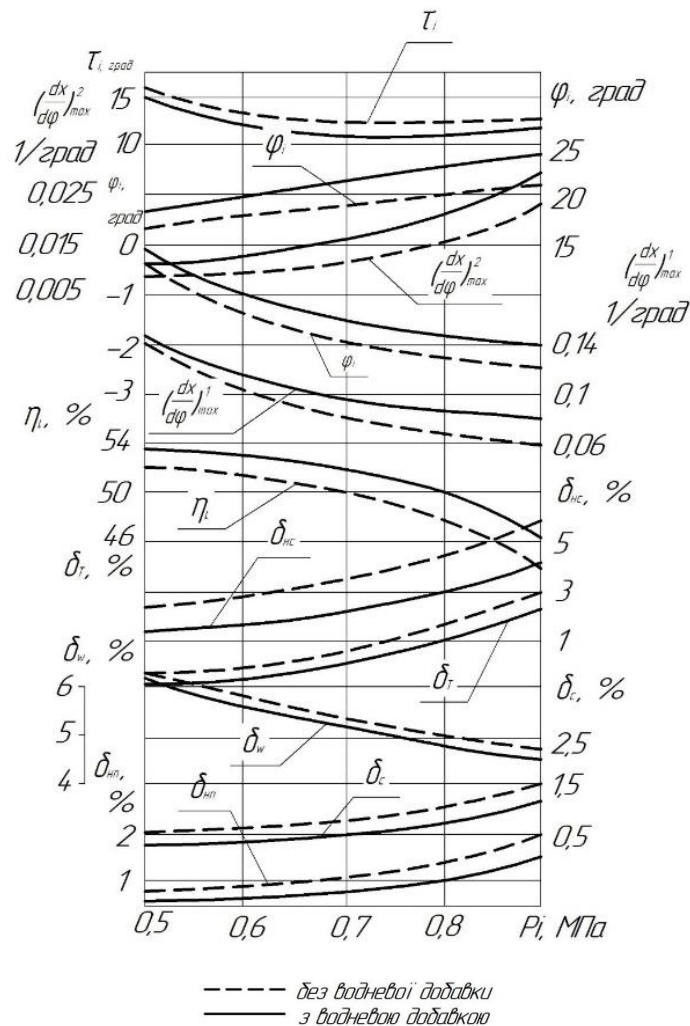


Рисунок 3.37 Залежність індикаторного ККД складових невикористання теплоти δ , параметрів тепловиділення та згоряння від навантаження при частоті обертання колінчастого валу $n=1750 \text{ хв}^{-1}$

Даний вплив сприяє зменшенню складових теплового балансу витрат в циклі з рахунок несвоєчасного δ_{nc} і неповного згоряння δ_{np} теплообміну δ_w , зміни

температури δ_T і складу δ_c робочого тіла, зображених на рис. 3.40. В результаті, підвищується індикаторний ККД двигуна.

Згідно відміченого впливу невикористання тепла найбільш виразно зменшується несвоєчасне згоряння δ_{nc} . Скорочення δ_{nc} в значній мірі зумовлює зростання індикаторних показників ефективності і викликано підвищенням швидкості згоряння за рахунок розвиненого механізму горіння з меншими втратами теплоти в циліндрі.

При зменшенні навантаження, тривалість горіння зменшується, збільшується коефіцієнт надлишку повітря, зменшується температура робочого тіла. В результаті відбувається зменшення всіх складових невикористання теплоти, представлених на рис. 3.37 і наближення їх до граничних, мінімальних показників, окрім δ_w , що змінюється протилежно δ_{Ns} у зв'язку з розвитком теплообміну в небажаних місцях циклу, в районі ВМТ.

Даний тип змін в складових теплового балансу зі зниженням навантаження зменшує вплив на індикаторні показники ефективності будь-якого впливу, що призводить до зменшення тривалості згоряння, в тому числі малих домішок водню. На режимах малих і середніх навантажень найбільший ефект на підвищення індикаторного ККД може бути досягнуто шляхом здійснення заходів, що безпосередньо впливають на зменшення δ_w . Наприклад, введення високотемпературного охолодження, захисних покриттів і т. д.

Загалом, використання малих домішок водню до основного палива (до 0,1% паливної маси) може використовуватись як ефективний засіб збільшення економічності на 3-5%, зменшення димності на 30-50% і токсичності ВГ дизельних двигунів на 30-40% по концентрації NOx.

3.6 Висновки по третьому розділу

1. Наведені дані дозволяють зробити висновок про те, що розроблений експериментальний стенд та система вимірювань можуть бути використані для дослідження робочого циклу дизельного двигуна, що працює з малими домішками водню до основного палива, а отримані дані можна вважати достовірними.

2. Отримані дані роботи двигуна на дизельному паливі з та без використання малих домішок водню дають змогу зробити перевірку адекватності математичної моделі робочого циклу дизельного ДВЗ.

3. Розроблений експериментальний стенд з достатньою точністю дозволив отримати змінення основних параметрів робочого циклу двигуна, що працює з використанням малих домішок водню до основного палива, та визначити вплив водню на характеристики розпилення та ефективні показники двигуна. Це дало змогу уточнити математичну модель процесу розпилення та випаровування палива з домішками водню та підвищити точність математичної моделі робочого циклу ДВЗ.

4. Експериментально встановлено, що при використанні малих домішок водню до основного палива в дизельних двигунах:

- відбувається збільшення потужності двигуна до 1,2...3,7% в залежності від кількості водню;
- відмічено зменшення питомої ефективної витрати палива з 0,276 до 0,269 кг/(кВт·годину) (2,6%) при потужності 5 кВт;
- масова витрата водню змінюється в залежності від декількох факторів серед яких найбільший вплив мають тиск водню, навантаження двигуна, геометричні параметри паливопроводу високого тиску;
- в залежності від навантаження масова домішка водню змінюється від 0,17 до 0,1%;
- в залежності від тиску подачі водню масова частка домішки складає від 0,04% при 4 МПа до 0,1% при 12 МПа.

5. Після обробки зображення та зважаючи на зовнішні характеристики розпилювання струменя палива, аналіз отриманих зображень показав, що наявність домішок водню призводить до:

- зменшення середнього діаметру крапель палива;
- зафіксовано, що зі збільшенням концентрації газу (повітря) в паливі зменшується далекобійність струменя L і збільшується його ширина B на 7...12%.
- контур факела набуває каплевидної форми;

- не спостерігається загострення при його вершині, можна припустити, що в якійсь мірі руйнується надзбагачена серцевина струменя;
- значно збільшується кут розкриття факела.

6. Зменшується вміст сажі в вихлопних газах в середньому на 35%, на 20-40 ° зменшується температура відпрацьованих газів - внаслідок цього зменшується концентрація оксидів азоту в ВГ на 30-40%.

Результати експериментальних досліджень даного розділу наведено в таких публікаціях:

1. Шалапко Д.О. An experimental study of the wave effect in fuel equipment using hydrogen additives to diesel fuel // Technology audit and production reserves. 2018. Vol 6/1, (44). С 36 – 40.

2. Shalapko D.O., Proskurin A.Y., Mitrophanov O.M. Methods to improve the performance of diesel engines by adding hydrogen into high pressure line // Shipbuilding & marine infrastructure. 2018. Vol.9., № 1. С. 82 – 86.

3. Шалапко Д.О. Непрямі методи дослідження ефекту використання малих домішок водню до основного палива // Авіакосмічна техніка та технологія. 2018. №6 (150). С. 44 – 51.

4. Шалапко Д.О. Методика дослідження роботи суднового ДВЗ при використанні малих домішок водню до основного рідкого палива / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевський, Д.О. Шалапко // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці. Матеріали VII міжнародної науково-технічної конференції – Миколаїв: НУК, 2015.

5. Шалапко Д.О. Дослідження хвильових коливань палива в магістралі високого тиску при додаванні водню на хвилі падіння тиску / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевський, Д.О. Шалапко // Сучасний стан та проблеми двигунобудування. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції – Миколаїв: НУК, 2016.

6. Шалапко Д.О. Экспериментальное исследование малых добавок водорода на безмоторном стенде / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевський, Д.О. Шалапко // VIII Міжнародна науково-технічна конференція "Суднова енергетика. Стан та проблеми", Миколаїв, НУК, 2017 р.

РОЗДІЛ 4

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В СУДНОВОМУ ДВЗ З ВИКОРИСТАННЯМ МАЛИХ ДОМІШОК ВОДНЮ

4.1. Загальна постановка задачі математичного моделювання

У зв'язку з вичерпністю запасів вуглеводневого палива і забрудненням навколишнього середовища на сьогоднішній день дуже гостро стоять питання про підвищення економічності та зниження токсичності транспортних засобів, кількість яких з кожним роком стрімко зростає. Серед найбільш ефективних способів покращення експлуатаційних показників двигунів є застосування присадок до основного палива, наприклад водню, що дозволяє значно підвищити паливну економічність та екологічні характеристики ДВЗ. На даний час існує велика кількість методів отримання водню, серед найпоширеніших – електроліз та термохімічна обробка природного газу.

Загальне завдання полягає у розробці адекватної математичної моделі робочого циклу ДВЗ і вивченні особливостей згоряння палива з малими домішками водню в циліндрі поршневого дизельного двигуна. Для вирішення цього необхідно розробити математичну модель, яка повинна відповідати наступним вимогам:

- бути адекватною дійсним процесам, що проходять у ДВЗ, та з достатньою точністю і повнотою відображати особливості тепловиділення при згорянні дизельного палива з малими домішками водню;
- легко трансформуватися та пристосовуватися до різного тиску водню;
- забезпечувати визначення паливно-економічних, екологічних параметрів робочого циклу двигуна на розрахунковому режимі його роботи;
- мати необхідну точність визначення параметрів у заданому діапазоні зміни режимів роботи двигуна.

Для відповідності до зазначених вимог слід розробити таку аналітичну модель двигуна, в якій основні процеси відображалися б рівняннями та залежностями, що базуються на відомих законах термодинаміки, газової динаміки і термохімії.

Прийняті допущення. При моделюванні робочого циклу двигуна допускається, що процеси в циліндрі двигуна можна вважати квазістаціонарними і квазірівноважної. Можливість задоволення цієї умови пов'язана із забезпеченням певного співвідношення розмірів циліндра двигуна і частоти обертання колінчастого валу. Крім того, параметри двигуна впливають на допустиме значення якого призначає збільшення кута повороту колінчастого валу $\Delta\varphi$ для кожного кроку інтегрування [78, 80, 81]. Для досліджуваного двигуна названі умови будуть дотримані при значеннях $\Delta\varphi = 1 \dots 3^\circ$ п.к.в.

Крім названого положення, в моделі прийняті вирази і критеріальні залежності, запропоновані А.С. Лишевским і уточнені Н.Ф. Разлейцевим, для опису характеристик процесу сумішоутворення і згоряння. На основі кінетичних рівнянь фізичних і хімічних процесів достатньо враховується вплив фізико-хімічного складу палива на параметри двигуна.

Модель допускає також застосування інших залежностей для опису процесу згоряння, але орієнтованих на інші особливості процесу згоряння. Зокрема, для цієї мети можуть бути використані залежності, розроблені Б.П. Пугачовим , В.К. Кошкіним , І.І. Вібе , В.С. Семеновим та іншими.

У моделі також приймається, що теплопередача від газу в циліндрі відбувається при однаковій інтенсивності процесу в усіх напрямках, без урахування можливої місцевої зміни коефіцієнтів тепловіддачі і локальних температур поверхонь.

Задане відношення тисків перед двигуном і перед турбіною p_s/p_g можна забезпечити відповідним конструюванням і регулюванням газовипускного тракту і проточної частини газової турбіни. При цьому потужність турбіни буде визначено температурою газів в кінці процесу згоряння-розширення. Прийнято, що характер зміни енергії газів перед турбіною в функції температури надувочного повітря при осередненні параметрів газового потоку буде близьким до такого, що дійсний з урахуванням всіх особливостей перебігу газового потоку в колекторах.

4.2 Алгоритм реалізації математичної моделі

4.2.1. Фізико-хімічна модель розчинення газу в дизельному паливі.

Дифузія газу в нерухомій рідині.

Дослідження дифузії газу в нерухому рідину самостійний інтерес, так як теоретичні і експериментальні дослідження, проведені в умовах практично нерухомою рідини, дозволяють отримати багато корисної інформації про газорідинні реакції. В той же час, відправною точкою для моделей процесу абсорбції рідинами змішування є випадки з нерухомою рідиною.

У випадку дифузії газу в нерухомій рідині, в якій відсутні конвективні перемішування маси, що сприяють перенесенню розчиненого газу у потоці рідини. Допустимо спрощуючи, припущення, що рідина має вільну поверхню розділу з газом.

Прийmemo, що ця поверхня рівна, так як сили поверхневого натягу для макрооб'ємів рідини перевищують сили тертя всередині потоку рідини, тому можна вважати, що контактна поверхня рідини фізично однорідна і має постійну геометрію. З огляду на те, що товщина поверхні розділу значно менше стовпа рідини, можна вважати, що рідина має практично нескінченну глибину, тобто, протягом аналізованого часу дифузний процес не призводить до помітних змін концентрації газу в масі рідини.

Нехай деяка поверхню F_T стикається з газом в момент часу $\tau = 0$, причому починаючи з цього моменту концентрація газу по всій поверхні F_T постійна і дорівнює C^* , а плоске поле концентрацій $C(F)$ є однорідним. Концентрація C^* відповідає розчинності газу при його парціальному тиску над поверхнею рідини, $P_{H_2} = \text{const}$ при $T = \text{const}$. Далі, якщо розчинність газу не дуже велика, тобто концентрація, виражена в мольних частках, значно менше одиниці, можна прийняти, що дифузія розчиненого газу в рідині не впливає суттєво на його температуру та інші фізичні властивості.

При дотриманні прийнятих умов зміни в часі і в просторі концентрація розчиненого газу в дизельному паливі може бути описана наступним рівнянням дифузії [62]:

$$D_c = \frac{\delta^2 c}{\delta x^2} = \frac{\delta c}{\delta \tau}. \quad 4.2.1$$

де x - відстань, виміряна вглиб рідини;

D_c - коефіцієнт дифузії газу в рідині.

Швидкість перенесення розчиненого газу через одиницю поверхні будь-якій площині, паралельній поверхні рідини, становить, при $x = 0$.

$$R_x = -D_c \frac{\delta c}{\delta x}. \quad 4.2.2$$

Тоді швидкість абсорбції газу в будь-який момент часу дорівнює

$$R = -D_a \left(\frac{\delta c}{\delta x} \right)_{x=0} \quad 4.2.3$$

член $\left(\frac{\delta c}{\delta x} \right)_{x=0}$ - відповідає градієнту концентрації у поверхні, та являє собою функцію часу.

Початкова концентрація газу C у всій масі рідини однакова і дорівнює C^0 .

Таким чином, крайові умови включають в себе наступні на початковому параметри:

$c = C^*$; $x = 0$; $\tau > 0$;

$c = C^0$; $x = \infty$; $\tau > 0$;

і граничні умови: $c = C^0$; $x > 0$; $\tau = 0$.

Для цих умов рівняння (3.1.) має наступне рішення

$$C - C^0 = (C^* - C^0) \operatorname{erfc} \frac{x}{2\sqrt{D_c \tau}} = (C^* - C^0) \cdot \left(1 - \operatorname{erfc} \frac{x}{2\sqrt{D_c \tau}} \right) \quad 4.2.4$$

З рівнянь (3.3.) та (3.5.) Випливає, що

$$R = (C^* - C^0) \sqrt{\frac{D_c}{\pi \tau}}. \quad 4.2.5$$

Таким чином в початковий момент часу швидкість абсорбції нескінченна і зменшується з часом. Масова кількість газу, абсорбованого одиницею поверхні за час τ

$$Q = \int_0^t R d\tau = 2(C^* - C^o) \sqrt{\frac{D_c \tau}{\pi}}. \quad 4.2.6$$

Для чисельної оцінки швидкості абсорбції R і кількості абсорбованого газу Q необхідно знати значення коефіцієнта дифузії, для чого можна скористатися рівнянням [62].

$$D_c = 7.41^{-8} \cdot \frac{T(\lambda M)^{0.5}}{\mu V^{0.6}}. \quad 4.2.7$$

де D_c - коефіцієнт дифузії, $\text{см}^2/\text{с}$;

M - молекулярна маса розчинника;

T - температура, K ;

μ - в'язкість розчинника, СПЗ ;

V - об'єм 1 моль розчиненої речовини при нормальній температурі кипіння, $\text{см}^3/\text{моль}$;

λ - поправочний коефіцієнт, що враховує асоціацію молекул розчинника.

Таким чином, виконаний теоретичний аналіз сорбуючих процесів в гетерогенній двофазній стаціонарній системі газ (H_2) - дизельне паливо показав, що процес протікає в дифузійній області при змінній швидкості. Швидкість абсорбції і кількість абсорбованого дизельним паливом газу в загальному випадку визначається коефіцієнтом дифузії і часом контакту. Для конкретних дизельних умов при збереженні сталості фізико-хімічних властивостей і температури дизпалива коефіцієнт дифузії можна прийняти const . Так як для реального процесу подачі палива характерний інтенсивний рух і перемішування палива, то очевидна необхідність проведення подібного аналізу для системи з інтенсивними конвективними потоками газу і з інтенсивним перемішуванням рідкої фази.

4.2.2 Розчинення газу в конвективному потоці рідини.

Розглянемо абсорбцію газу в процесі перемішування дизельним паливом, при якій розчинений газ транспортується від поверхні конвективними потоками рідини. Перемішування дизельного палива може здійснюватися по-різному.

Обстановка в будь-якій реальній дифузній гетерогенній системі досить складна. Концентрації різних компонентів, виміряні через короткі інтервали часу або через ділянки певної довжини, не залишаються сталими. Одночасно протікають процеси молекулярної дифузії, турбулентної масопередачі та хімічної взаємодії. Природа конвективних переміщень газу в рідині вивчена недостатньо, тому спроба описати таку систему стикається з непереборними труднощами. Щоб зробити будь-які прогнози по відношенню до поведінки розглянутих систем, необхідно використовувати спрощені моделі, які в головному відображали б реальну картину достатньо для практичних цілей і одночасно не вимагали б введення великого числа параметрів, що визначити занадто складно.

В такому випадку, для математичного опису процесів розчинення якнайкраще підходить модель оновлення поверхні.

У цій моделі розглядається дискретне за часом заміщення елементів рідини біля поверхні, рідиною з глибинних шарів, що мають локальний склад, який відповідає середньому складу основної маси. Поки елемент рідини знаходиться біля поверхні і стикається з газом, абсорбція газу рідиною відбувається при тих же умовах, як якщо б він був нерухомий і мав нескінченну глибину.

Заміщення рідини біля поверхні свіжою рідиною основного складу може здійснюватися за допомогою турбулентних пульсацій.

Модель оновлення поверхні, запропонована Хігбі [82], постулює наступні положення: кожен елемент поверхні стикається з газом перед заміною рідиною основного складу протягом одного і того ж проміжку часу τ_k . За цей час елемент рідини абсорбує одиницею поверхні одною і тою ж кількістю газу Q , що відповідає умовам нерухомої рідини і нескінченності її глибини. Цю величину можна розглядати і як швидкість абсорбції R , віднесеної до одиниці площі і усереднену по поверхні розділу фаз на такій представленій ділянці абсорбованого апарату, на якому склад маси рідини статично однорідний.

Час контакту τ_k визначається гідродинамічною обстановкою і являється єдиним параметром моделі оновлення, необхідним для врахування впливу гідродинаміки на коефіцієнт масовіддачі. У відповідності до рівняння (3.2.7) при розчиненні газу в

конвективному потоці рідини отримаємо наступні рівняння для кількості абсорбованого газу Q і швидкості абсорбції R .

$$Q = 2(C^* - C^o) \sqrt{\frac{D_c \tau_k}{\pi}} \quad 4.2.8$$

$$R = \frac{Q}{\tau} = 2(C^* - C^o) \sqrt{\frac{D_c}{\pi \tau_k}} \quad 4.2.9$$

Таким чином, виконаний теоретичний аналіз сорбуючих процесів в гетерогенній двофазній нестационарній системі газ H_2 - дизельне паливо показав, що швидкість абсорбції та кількість абсорбованого дизельним паливом газу в загальному випадку визначається концентрацією газу на поверхні C^* і в середовищі дизельного палива C^o , коефіцієнтом дифузії D_c і часом контакту τ_k , яке і буде визначатися гідродинамічною обстановкою в досліджуваній системі. Як зазначалося в п. 3.2.1. при абсорбції газу рідиною може існувати поряд з фізичною абсорбцією і хімічна, тому очевидна необхідність проведення подібного аналізу впливу та хімічної абсорбції на процес абсорбції в цілому.

Хімсорбція газу

У випадку взаємодії розчиняемого газу з рідиною, відповідно з викладеним в розділі 3.2.1. рівняння (3.1.) перетворюється в наступне [67]:

$$D_a \frac{\delta^2 c}{\delta x^2} = \frac{\delta c}{\delta \tau} + r(x, \tau) \quad 4.2.10$$

де $r(x, \tau)$ - швидкість витрачання газу по реакції в одиниці обсягу рідини в момент часу і на відстані x від поверхні.

У загальному випадку

$$r = k_m c^m \exp\left(\frac{E}{RT}\right) \quad 4.2.11$$

де k - константа швидкості реакції;

m - порядок реакції.

Для неполярної рідини, якою є дизельне паливо, за даними [67] хімічна реакція протікає по першому порядку.

Рішення рівняння (3.10.) При використанні крайових умов (3.4.) та при $C = 0$ виражається для реакції 1-го порядку:

$$Q = C^* \sqrt{D_a k_1} \left(\tau_k + \frac{1}{2k_1} \right) \quad 4.2.12$$

$$R = C^* \sqrt{D_a k_1} \quad 4.2.13$$

При короткочасному контакті

$$Q = 2C^* \sqrt{\frac{D_a \tau_k}{\pi}} \left(1 + \frac{k_1 \tau_k}{3} \right) \quad 4.2.14$$

$$R = C^* \sqrt{\frac{D_a}{\tau_k \pi}} (1 + \tau_k k_1) \quad 4.2.15$$

На основі вищевикладеного можна зробити наступний висновок - сорбційні процеси в гетерогенній двофазній нестационарній системі газ - дизельне паливо, супроводжуваних хімічною реакцією, прискорюють процес абсорбції і збільшення кількості абсорбованого газу. Збільшення швидкості R і кількості Q визначається виразом $k_1 \tau_k$. Як видно з аналізу, проведеного в пп. 3.2.1, 3.2.2, 3.2.3., виконання визначених завдань по вивченню і чисельній оцінці процесів розчинення газу вимагає проведення експериментально-розрахункових досліджень процесів насичення дизельного палива газом.

В якості характеристики процесу насичення дизельного палива газом було використано кінетичну функцію, що представляє залежність частки нерозчинного компонента ω від безрозмірного часу τ при постійній температурі і концентрації газу, що позначається $\omega(\tau)$. При цьому ω визначають з виразу

$$\omega_\tau = 1 - \frac{m_\tau}{m_\pi} \quad 4.2.16$$

де m_τ - поточна маса розчиненого газу в дизельному паливі;

m_π - повна маса розчиненого газу в дизельному паливі.

Безрозмірний час τ визначається з виразу

$$\tau = \frac{\tau_T}{\tau_{\Pi}} \quad 4.2.17$$

де τ_T - поточний час розчинення газу масою m_T в дизельному паливі;

τ_{Π} - повний час розчинення газу в дизельному паливі.

Вирішальна перевага кінетичної функції $\omega(\tau)$ в порівнянні з іншими залежностями полягає в тому, що для переважної більшості процесів розчинення кінетична функція інваріантна щодо концентрації речовини, що розчиняється, температури і гідродинамічної обстановки [62].

Методика експериментального визначення $\omega(\tau)$ полягає в наступному. У початковому положенні крани 2 і 9 закриті, а в обсязі 10 знаходиться дизельне паливо відомої маси.

Для визначення уявної енергії активації необхідно провести два періодичних досліди при різних температурах T_1 . При цьому

$$\omega_1(\tau) = \omega_2(\tau) \quad 4.2.18$$

Результати періодичного досвіду дозволяють легко визначити час повного розчинення τ_0 , що відноситься до постійних значень концентрації C^0 і температури T_0 . Для переходу до інших значень концентрації і температури можна скористатися співвідношенням

$$\tau = \tau_0 \exp\left(\frac{E}{R}\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_0}\right)\right) \left(C^0/C\right)^{\alpha} \quad 4.2.19$$

Проведені дослідження насичення дизельного палива воднем дали наступні значення E , α , He .

ДЛЯ ВОДНЮ

$E = 27800 \pm 335$ кДж/моль; $\alpha = 1$;

$1/He = 4,464 \cdot 10^{-6}$ моль H_2/cm^3 bar;

Для визначення константи швидкості хімічної реакції використаємо рівнянням Арреніуса [63]

$$k_1 = z \cdot \exp\left(\frac{-E}{RT}\right)$$

4.2.20

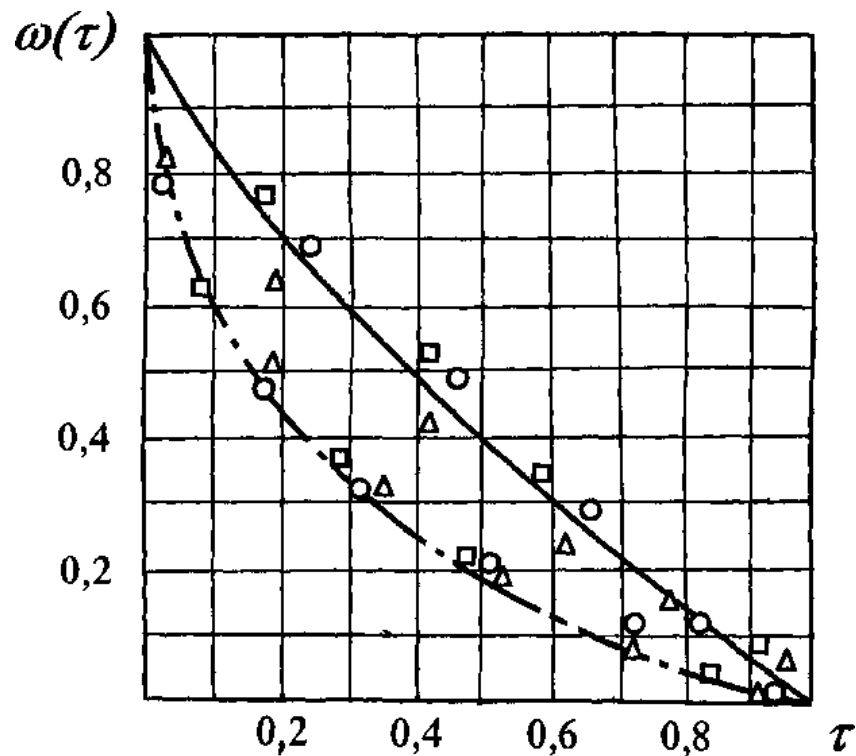


Рис. 4.1 Кінетична функція $\omega(t)$ для абсорбції водню і аміаку дизельним паливом

У діапазоні температур насичення дизельного палива газом $300 < T < 500$ константа k_1 прийме таке значення $0,16 > k_1 > 0,17$ (сек⁻¹).

Таким чином, виконані експериментальні та розрахункові дослідження кінетичних характеристик абсорбції дизельного палива газом дозволяють провести розрахункове дослідження характеристик розчинення з урахуванням умов реального процесу подачі палива дизеля.

Для визначення характеристик абсорбції водню дизельним паливом приймаємо розрахункову схему, представлену на рис. 3.2.

При цьому припускаємо такі припущення:

- по-перше, що про процес розчинення проходить безпосередньо в змішувальній камері незворотного клапану подачі водню, паливопроводі високого тиску і в розпилювачі форсунки.

- по-друге, розчинення відбувається відповідно до моделі відновлення поверхні, тобто поверхня контакту з газом оновлюється з частотою рівною частоті коливання тиску палива в трубопроводі високого тиску, ці коливання викликаються в основному посадкою розвантажувального клапана на сідло.

Для розрахунку частоти відновлення поверхні визначимо швидкість хвилі, тиску в трубопроводі високого тиску [113].

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{\left(\beta + \frac{2}{E} \left(\frac{r_H^2 + r_B^2}{r_H^2 - r_B^2} \right) - \mu_{\Pi} \right) \rho}} \quad 4.2.21$$

де β - коефіцієнт стисливості палива;

E - модуль пружності матеріалу;

r_H, r_B - зовнішній і внутрішній радіуси трубопроводу;

μ_{Π} - коефіцієнт Пуассона;

ρ - густина палива.

Далі, знаючи довжину трубопроводу l_{τ} , знайдемо час проходження хвилею всієї довжини:

$$\tau = \frac{l_{\tau}}{\alpha} \quad 4.2.22$$

Таким чином, поверхня розділу фаз буде змінюватися з частотою

$$\nu = 1/\tau \quad 4.2.23$$

Знаючи частоту обертання колінчастого валу, можна час τ виразити в градусах п.к.в. $\tau^{\circ} = \tau \cdot 60 \cdot n$ [град.п.к.в.]

Загальне рішення хвильових явищ, що відбуваються в трубопроводі, представляється залежністю [62]:

$$P - P_{\text{ост}} = e^{(-bt)} \cdot \left[F \left(t - \frac{l_{\tau}}{\alpha} \right) - W \left(t + \frac{l_{\tau}}{\alpha} \right) \right] \quad 4.2.24$$

де $P_{\text{ост}}$ залишковий тиск в трубопроводі;

$e^{(-bt)}$ - множник, що характеризує загасання тиску, унаслідок наявності гідравлічного опору;

b - показник декременту згасання.

$$F = \left(t - \frac{l_T}{\alpha} \right) = \frac{\alpha \rho}{2S_T} \left[\beta_c V_\phi \left(\frac{P_\phi - P_{\phi 1}}{\Delta t} \right) + \mu_c S_c \sqrt{\frac{2}{\rho}} (P'_\phi - P_z) + S_u \left(\frac{x_u - x_{u1}}{\Delta t} \right) \right] \quad 4.2.25$$

де S_T - площа активного перетину нагнітального трубопроводу;

β_c - середній коефіцієнт стисливості палива;

V_ϕ - об'єм форсунки;

μ_c - коефіцієнт витрати соплових отворів;

S_c - площа прохідного перетину соплового отвору;

P_ϕ - середнє засунений середовища;

P'_ϕ - тиск перед сопловими отворами.

$$W \left(t + \frac{l_T}{\alpha} \right) = F \left(t - \frac{l_T}{\alpha} \right) + P_{зал} - P \quad 4.2.26$$

Хвилі $F(t)$ і $W(t)$ у форсунки дорівнюють відповідним хвилям у насоса і зміщені щодо їх по фазах.

Вирішуючи рівняння коливального руху палива, можна відмітити, що амплітуда тиску за час між двома впорскуваннями зменшується до нуля.

Для розрахунку кількості газу $Q_{\text{г}}$, абсорбованого паливом за період між двома впорскуваннями, цей проміжок часу t розіб'ємо на три етапи. Перший t_1 - коливальні рухи в трубопроводі після закінчення впорскування, за цей час відбудеться K коливань і їх амплітуда зменшиться до нуля. Другий t_2 - етап відсутності коливань в трубопроводі і, нарешті, третій етап - безпосередньо саме впорскування. Отже, кількість газу q , абсорбованого одиницею поверхні розділу фаз, також буде складатися з трьох доданків q , q_2 , q_3 .

При нерухомій рідині формула для обчислення q виглядає наступним чином [101]

$$q_{\tau} = 2(C^* - C^o) \sqrt{\frac{D_c \tau}{\pi}} \quad 4.2.27$$

де C^o - початкова концентрація газу в паливі [кг/см³];

D_c - коефіцієнт дифузії [см² / с];

C^* - гранично можлива концентрація при даних Р-Т [кг/см³] і визначається із закону Генрі

$$C^* = P \frac{1}{H_e} \quad 4.2.28$$

Коефіцієнт Генрі H_e залежить тільки від температури, збільшуючись зі зростанням останньої.

Залежність H_e від температури для бінарних розчинів можна отримати з рівняння рівноваги між фазами при фізичній абсорбції, запропонованого Кричевським [106]

$$H_e = 524395^{-\exp(-\Phi/RT)},$$

де Φ – диференціальна теплота розчинення я [кДж / кмоль].

Для визначення D_c використовується рівняння [106]

$$D_c = 7,41^{-8} \frac{E(\lambda M)^{0,5}}{\mu V^{0,6}} \quad 4.2.29$$

де M - молекулярна маса розчинника;

T - температура [K];

μ - в'язкість розчинника;

v - обсяг 1 моля розчиненої речовини при нормальній температурі кипіння [см³/моль];

λ - поправочний коефіцієнт.

У нашому випадку для обчислення q необхідно знати q_1 , q_2 і q_3 .

$$q_1 = 2 \sqrt{\frac{D_c \tau}{\pi} \sum_{i=1}^k [C^* - C^o - (i-1)\Delta C_n]} \quad 4.2.30$$

де C_n - підвищення концентрації газу після кожного 1-го періоду коливань

$$\Delta C_i = \frac{a(C^* - C^o)(\sqrt{i+2} - \sqrt{i+1})}{1 - \alpha(\sqrt{i^3 + i^2} - (i+1)\sqrt{i+2})} \quad 4.2.31$$

де

$$a = \frac{2S_{\Sigma}}{V_{\text{роз}}} \sqrt{\frac{\tau D_c}{\pi}} \quad 4.2.32$$

S_{Σ} - площа поверхні змішувальної камери;

$V_{\text{роз}}$ - обсяг палива в змішувальному пристрої.

$$q_2 = 2 \left(C^* - C^o - \sum_{i=1}^k \Delta C_i \right) \sqrt{\frac{D_c t_2}{\pi}} \quad 4.2.33$$

$$q_3 = 2 \left(C^{\text{гп}} - C^o - \sum_{i=1}^k \Delta C_i \right) \sqrt{\frac{D_c t_3 + \Delta t}{\pi}} \quad 4.2.34$$

тут $C^{\text{гп}}$ - гранична концентрація за умови підвищення тиску в змішувальній камері до тиску уприскування;

Δt – період проходження воднем паливного трубопроводу після додавання.

Для визначення загальної кількості газу $Q_{\text{ц}}$, абсорбованого паливом за час необхідно знати площу поверхні змішувальної камери S_{Σ} та часові проміжки коливань в паливній апаратурі та проходження паливом залишкової частини трубопроводу. При розрахунку кручену нарізку будемо вважати циліндричними пасками.

При розрахунку необхідно враховувати, що вся площа S_{Σ} буде приймати участь в процесі розчинення тільки в першій його фазі. Це можна пояснити наступним чином тому обсяг розвантажувального клапана дорівнює обсягу змішувальної камери, то в момент посадки клапана на сідло під дією тиску газу відбудеться відтік палива з камери повністю. Цей момент є першим періодом коливального руху палива в трубопроводі. Відбита хвиля, прийшовши в камеру, буде меншого тиску (через гідравлічні втрати), і паливо заповнить камеру в повному обсязі (і так далі з наростаючим підсумком). У момент, коли коливання затухнуть, паливо буде повністю витіснено з камери.

Для визначення загальної кількості газу $Q_{\text{ц}}$, абсорбованого паливом за період i , скористаємося наступним виразом

$$Q_{\text{ц}} = Q_{\text{ц1}} + Q_{\text{ц2}} + Q_{\text{ц3}} \quad 4.2.35$$

$$Q_{\text{ц1}} = q_1 S_{\Sigma} \sum_{i=1}^k e^{-213\tau(i-1)} \quad 4.2.36$$

$$Q_{\text{ц2}} = q_2 S_{\Sigma} \quad 4.2.37$$

$$Q_{\text{ц3}} = q_3 S_{\Sigma} \quad 4.2.38$$

$$Q_{\text{ц}} = S_{\Sigma} \left(q_1 \sum_{i=1}^k e^{-213\tau(i-1)} + q_2 + q_3 \right) \quad 4.2.39$$

У тому випадку, якщо обсяг розвантажувального клапана не дорівнює об'єму змішувальної камери, то розрахунок необхідно проводити по іншій формулі

$$Q_{\text{ц}} = S_{\Sigma} \left(q_1 \sum_{i=1}^k e^{-213\tau(i-1)} + q_2 + q_3 \right) \cdot \left(\frac{V_{\text{розп}} + V_{\text{розв.клап}}}{V_{\text{разп}} + V_{\text{цикл}}} \right) \quad 4.2.40$$

де $V_{\text{розв.клап}}$ - об'єму розвантажувального клапана;

$V_{\text{цикл}}$ об'єму циклової подачі.

З цієї формули ясно видно, що зі збільшенням циклової подачі, тобто при збільшенні P_i витрата газу падає, що підтверджується експериментом, результати якого показані на рис. 4.7. На рис. 4.7. показана залежність витрати газу від частоти обертання двигуна. Це пояснюється тим що при зменшенні частоти обертання колінчастого валу збільшується час t_2 , тому зростають q_2 та $Q_{\text{ц}}$. Розрахункові залежності розчинності водню зображені на рис. 4.3-4.7. А діаграма визначення часових проміжків t_1 - t_3 впорскування зображено на рис. 4.2.

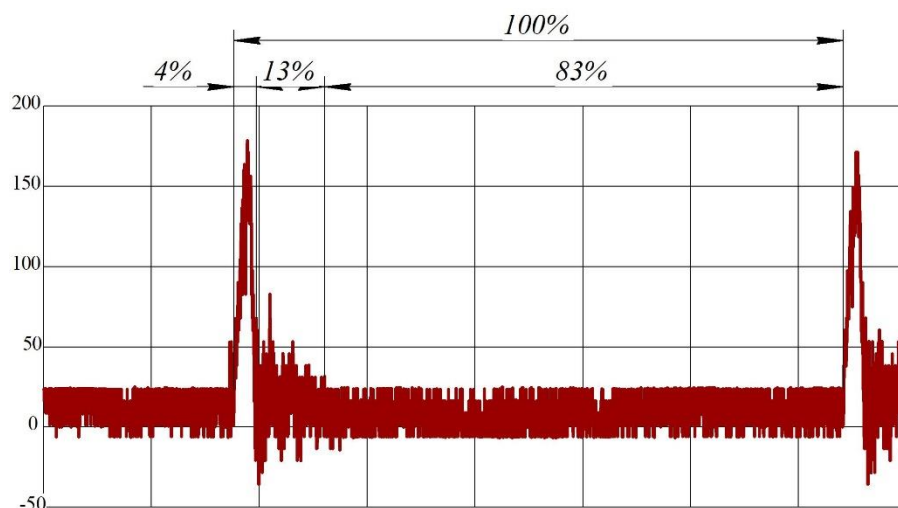


Рисунок 4.2 Діаграма визначення часових проміжків впорскування палива

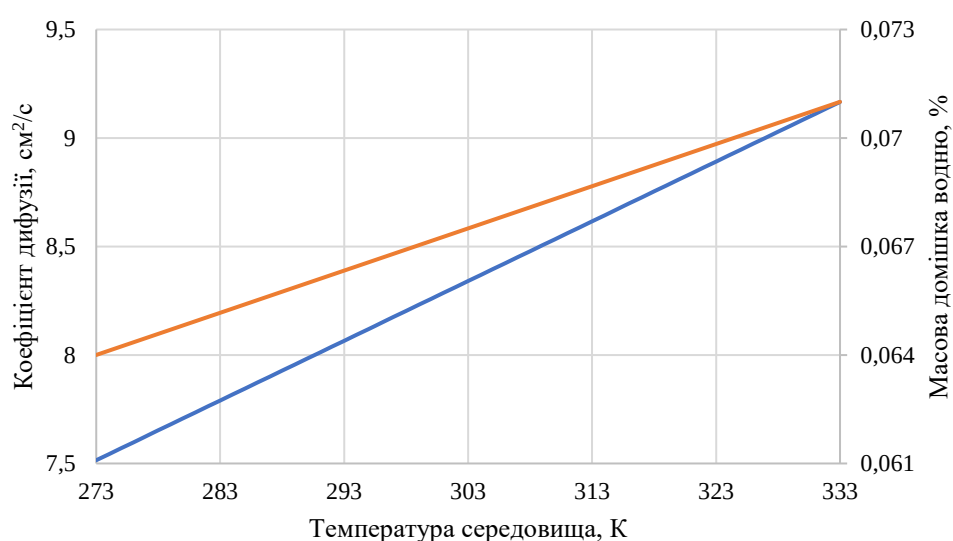


Рисунок 4.3 Залежність швидкості дифузії D_c та масової домішки водню ΔH_2 від температури розчинника

Розрахуємо глибину, на яку потрапляє газ за різні проміжки часу. Для цього використовуємо рівняння

$$C - C^o = (C^* - C^o) \left(1 - \operatorname{erf} \frac{x}{2\sqrt{D_c t}} \right) \quad 4.2.41$$

де x - глибина проникнення газу;

t - час.

Функція $1 - \operatorname{erf} \frac{x}{2\sqrt{D_c t}}$ являє собою

$$\operatorname{erf} \frac{x}{2\sqrt{D_c t}} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{\frac{x}{2\sqrt{D_c t}}} 1 - z^2 dz \quad 4.2.42$$

Значення цієї функції можна знайти в таблицях [62]. Результати розрахунку представлені на рис. 4.2

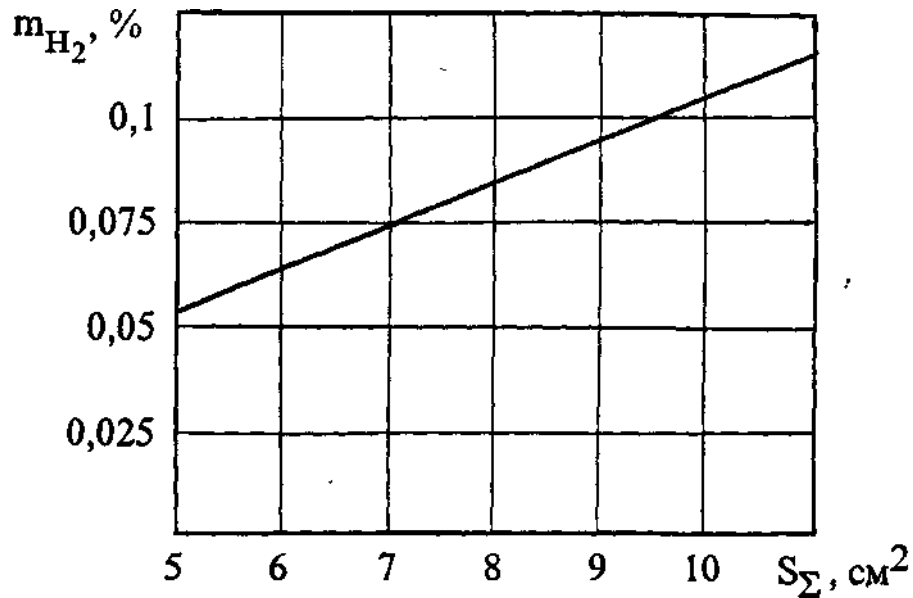


Рисунок 4.4 Розрахункова залежність розчинності H_2 від площі поверхні змішувальної камери

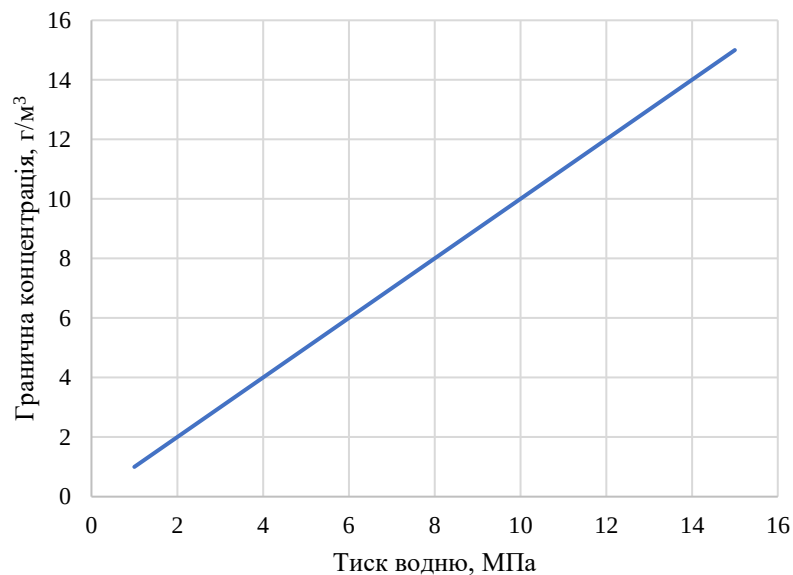


Рисунок 4.5 Залежність граничної концентрації водню C^* в паливі від тиску подачі водню

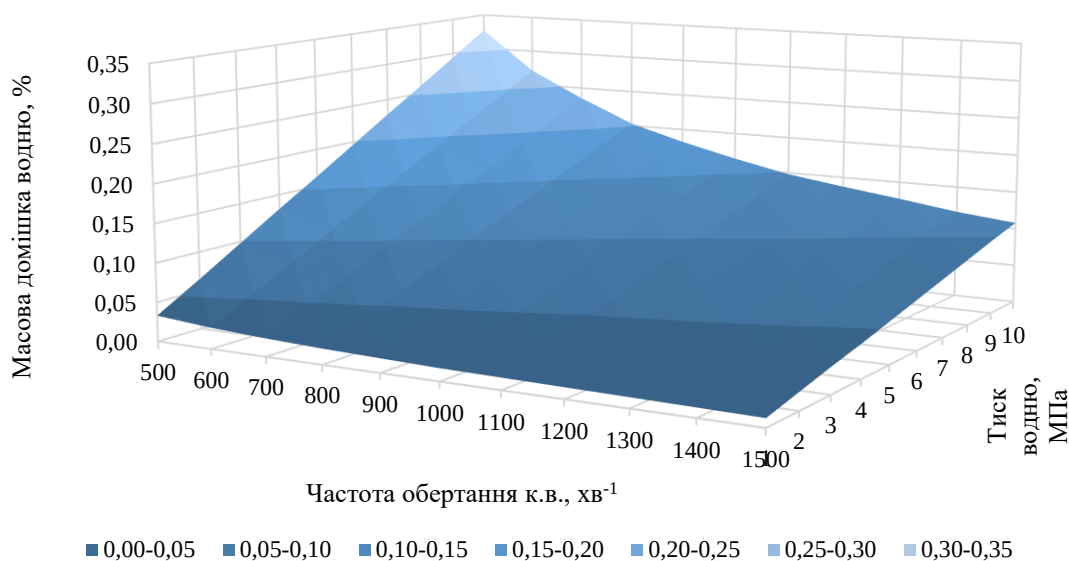


Рисунок 4.6 Залежність масової домішки водню від частоти обертання колінчастого валу та тиску подачі водню

В результаті розрахункових досліджень абсорбції газу дизельним паливом, оскільки теплота випаровування дизельного палива в умовах циліндра, згідно з даними [82], коливається в межах 26300 – 34000 кДж/моль і має той же порядок, що і енергія активації, необхідна для насичення дизельного палива газом $E = 28000 \pm 1200$ кДж/моль та 18100 ± 1100 кДж/кмоль можна припустити, що розчинений газ в краплі дизельного палива буде десорбувати при підводі теплоти до краплі разом з молекулою що випаровуватиметься.

4.3 Уточнення математичної моделі згоряння палива, насиченого водневою добавкою

Для вирішення широкого класу задач чисельного моделювання робочих процесів на ПК доцільно йти шляхом створення універсальних алгоритмів, що дозволяють гнучко реагувати на зміну конструктивних параметрів двигуна, складу паливо-повітряної суміші, а також структури моделей різних процесів, що відбуваються в циліндрі двигуна. У зв'язку з цим представляється раціональної

розробка модульного програмного забезпечення, що дозволяє легко будувати ту чи іншу чисельну модель робочого процесу [103, 104].

Розглянутий алгоритм реалізований в програмі розрахунку створеної в середовищі MathCad.

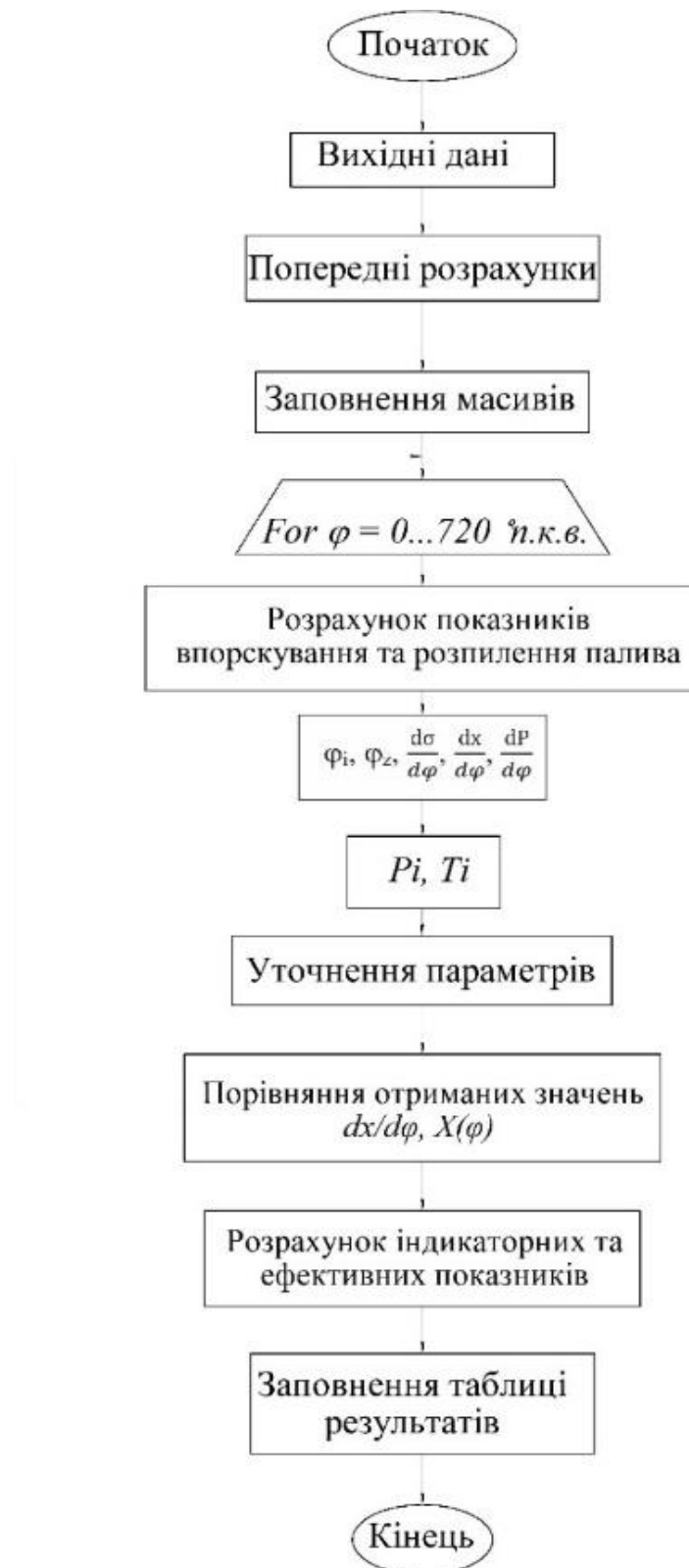


Рисунок 4.7 Алгоритм реалізації математичної моделі

4.4 Математичний опис впливу вмісту водню на показники згоряння

Для уточнення математичної моделі розрахунку процесу згоряння палива з малими домішками водню необхідно використати поправочний коефіцієнт, щоб врахувати вплив наявності добавки водню в дизельному паливі.

Спираючись на математичну модель робочого циклу Н.Ф. Разлейцева, що досить адекватно працює для двигунів, що працюють на звичайному паливі, оскільки вміщує в себе значну кількість оброблених експериментальних даних різних двигунів. Для підвищення точності та достовірності математичної моделі робочого циклу ДВЗ в рівняння середнього діаметру крапель розпиленого палива, базуючись на експериментальних роботах, необхідно внести уточнення у зв'язку з фізико-хімічним впливом використання малих домішок водню.

На основі експериментальних даних, отриманих у розділі 3 даної дисертації та даних інших авторів, були проаналізовані й оброблені індикаторні діаграми та інші експериментальні дані, які відображають вплив таких параметрів, як масова частка водню у вигляді домішки, коефіцієнт надлишку повітря, кута випередження впорскування на характер тепловиділення при використанні малих домішок водню до основного палива.

Підхід до визначення впливу наявності розчиненого водню в дизельному паливі було організовано за декількома параметрами:

- вплив наявності водневої добавки на коефіцієнт в формулі середнього діаметра крапель розпиленого палива E_k ;
- вплив наявності водневої добавки на тривалість згоряння палива φ_z ;
- вплив наявності водню на коефіцієнт в формулі розрахунку швидкості випаровування великих крапель палива.

Виходячи з рівнянь 2.4.14-2.4.17 та враховуючи обробку індикаторних діаграм, отриманих вході експериментального дослідження приведеного в розділі 3, для проведення розрахунків прийнято, що вплив водню можна охарактеризувати через зміну коефіцієнтів, що характеризують якість розпилення та сумішоутворення, а

також початковий етап горіння палива. Даний вплив має бути врахований у математичній моделі для досягнення необхідної точності розрахунків робочого циклу двигуна.

Тиск уприскування обумовлює ступінь розпилювання палива, далекобійність факела і його розширення. Дисперсність розпилювання палива в значній мірі визначає динаміку його випаровування в камері згоряння, а, отже, і динаміку самого процесу згоряння. Кут конусності факела і його далекобійність зумовлюють заповнюваність паливом камери згоряння, тому ці фактори також впливають на процес згоряння.

Спираючись на експериментальні дослідження інших авторів [63, 69, 71, 82, 84] та використовуючи оброблені індикаторні діаграми запропоновано для уточнення змінного значення коефіцієнта в формулі середнього діаметра крапель розпиленого палива E_k та коефіцієнта в формулі розрахунку швидкості випаровування великих крапель палива використати наступні рівняння, що враховують значення відносної порції водневої добавки:

$$A'_z = A_z \cdot Y$$

$$E'_k = E_k \cdot Y$$

$$Y = 8E^7\Delta H^3 - 162141\Delta H^2 - 26.194\Delta H + 1$$

де $\Delta H = Q_m$ – масова частка домішки водню.

Враховуючи прийняту поправку необхідно провести перевірку адекватності доопрацьованої математичної моделі.

4.5 Перевірка адекватності моделі робочого циклу двигуна, що працює з додаванням водню

Для проведення перевірки адекватності математичної моделі робочого циклу дизельного двигуна необхідно використовуючи відомі вихідні дані провести розрахунок робочого циклу та порівняти змодельовані дані та дані отримані експериментальним шляхом.

Оцінка адекватності моделі потребувала виконання зіставлення розрахункових і експериментальних значень тиску газів у циліндрі двигуна 6ЧН12/14. На рис. 4.9

наведено порівняння експериментальних та змодельованих даних при використанні дизельного палива без домішок.

Як видно з наведених даних, максимальна відносна середньоквадратична похибка розрахункових даних, отриманих на основі моделі, не перевищує 5,6 %. Середнє квадратичне відхилення значення індикаторного тиску визначається наступним чином [73, 76, 78, 104]:

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - X_i)^2}$$

де x_i - розрахункове значення індикаторного тиску при i -му спостереженні; X_i - експериментальне значення індикаторного тиску; n - кількість спостережень.

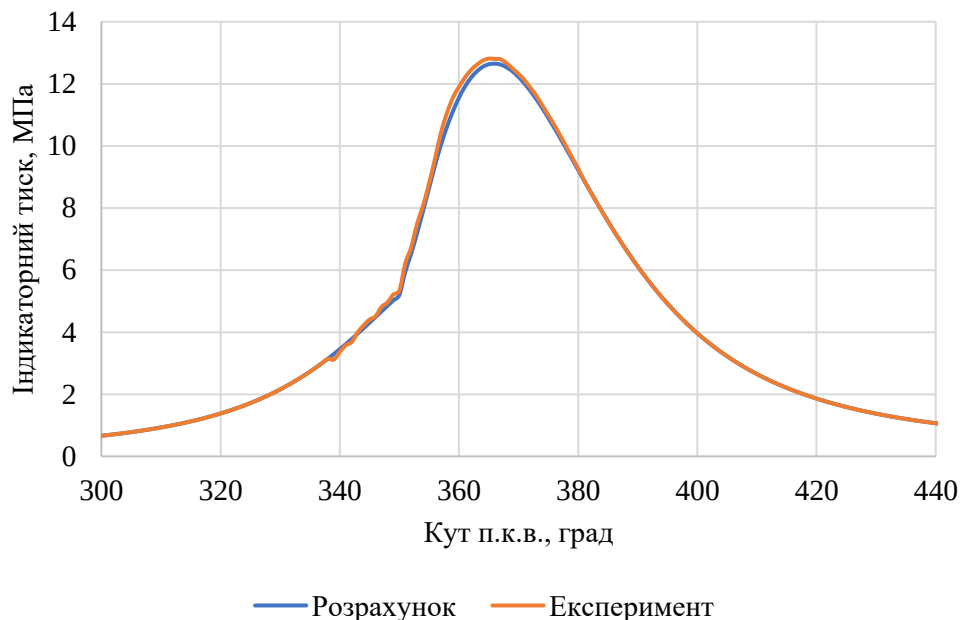


Рис. 4.9. Залежність зміни тиску P у циліндрі двигуна від кута повороту колінчастого вала при використанні дизельного палива без домішок та з домішками водню

При обсязі вибірки 180 середнє квадратичне відхилення складає 24 кПа (0,024 МПа). Для оцінки розрахункового значення індикаторного тиску встановлюються довірчі інтервали та межі при вибраній довірчій імовірності. Довірчі інтервали відповідно до [73, 76] визначаються так:

$$I_p = (p_i - t_p \sigma_x; p_i + t_p \sigma_x)$$

Зафіксувавши довірчу ймовірність $P = 0,95$, степінь вільності $k = n - 1$, за таблицею розподілів Стюдента визначаємо $t_p = 1,96$. Тоді дійсне значення індикаторного тиску з ймовірністю 0,95 знаходиться між довірчими межами $p_i \pm 0,089$ МПа.

На рис. 4.13 подано порівняння експериментальних та змодельованих даних при використанні малих домішок водню тиском 10 МПа.

На основі наведеного порівняння можна вважати, що доопрацьована математична модель робочого циклу ДВЗ достатньо адекватно відображає дійсні робочі процеси. Таке узгодження результатів дозволяє рекомендувати модель робочого процесу ДВЗ як для практичних розрахунків, так і для дослідницьких цілей.

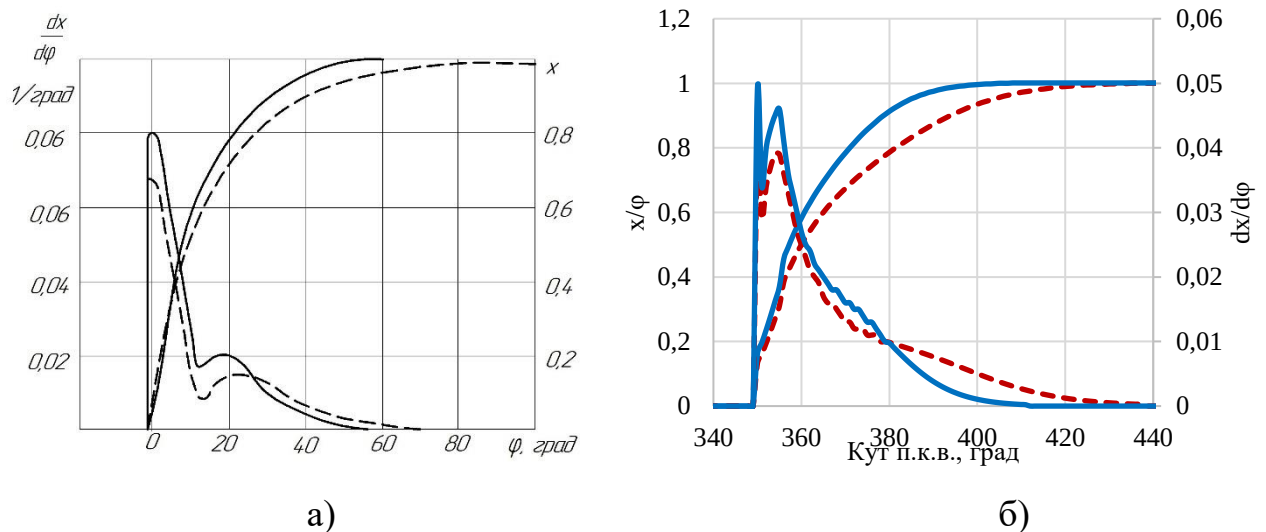


Рис. 4.13. Характеристика та швидкість тепловиділення
а) експериментальні [62] б) за результатами моделювання

Висновок по четвертому розділу

1. Доопрацьована методика розрахунку процесів абсорбції водню дизельним паливом, що дозволяє виконувати якісну оцінку розчинності водню в умовах паливної магістралі високого тиску

2. Доопрацьована математична модель робочого циклу дизельного ДВЗ побудована на базі фундаментальних рівнянь термодинаміки, газової динаміки, тепло- та масообміну і враховує особливості згоряння газоподібного палива.

3. Перевірка адекватності моделі тепловиділення в умовах натурального експерименту та порівняння з літературними джерелами довела її достатньо повну відповідність до дійсних процесів, що проходять при згорянні. Це дозволяє вважати результати, отримані з використанням такої моделі, достатньо надійними і достовірними.

4. Доопрацьована математична модель дає можливість розраховувати і досліджувати параметри процесів, що відбуваються в циліндрі двигуна, а також визначати потоки механічної енергії та її розподіл. Модель дозволяє здійснити численні дослідження процесів у широкому діапазоні режимних параметрів, а також установити вплив параметрів робочого процесу на швидкість тепловиділення.

5. Вдосконалено математичну модель процесу згоряння в циліндрі дизельного двигуна з використанням малих домішок водню на базі експериментальних даних, яка інтегрується у загальну математичну модель робочого циклу, що дозволяє адекватно визначати індикаторні показники двигуна. Використання запропонованих рівнянь для знаходження змінного значення коефіцієнтів в формулі середнього діаметра крапель розпиленого палива E_k та константи випаровування великих крапель палива A_z дозволяє досягти максимальної середньоквадратичної похибки визначення тиску в циліндрі та визначення індикаторних показників ДВЗ 5...12%.

6. Моделювання робочого циклу дозволяє виконати перевірку висунутих припущень і гіпотез, відпрацювання режимів випробувань та планування експериментів на двигуні. Математична модель досить повно враховує зміни основних параметрів двигуна, що дозволяє скоротити обсяги дорогих і трудомістких експериментальних досліджень та встановити основні параметри проєктованих двигунів. Одночасно результати математичного моделювання можуть бути основою для подальшого вивчення процесів, які проходять у двигунах.

РОЗДІЛ 5

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТА ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА З ВИКОРИСТАННЯМ МАЛИХ ДОМІШОК ВОДНЮ

5.1 Загальні положення

Моделювання робочого процесу дизельного двигуна, що працює з використанням малих домішок водню до основного палива, уможлиблює подальше встановлення закономірностей, уточнити процеси впливу використання малих домішок водню до основного палива на основні параметри робочого циклу, а також оцінити раціональні межі зміни показників ДВЗ. Згідно з результатами моделювання отримана можливість визначити подальші шляхи підвищення паливної ефективності, потужності та екологічності двигунів.

Узявши до уваги той факт, що адекватність математичної моделі з невеликою похибкою було підтверджено у четвертому розділі експериментальними дослідженнями як власними, так і інших авторів, тому результати моделювання можливо поширити на двигуни подібного типу, працюючих в аналогічних умовах. Це безумовно підвищує наукову та практичну цінність доопрацьованої математичної моделі. Крім того, математичне моделювання робочого циклу дозволяє значно знизити матеріальні витрати на дослідження та отримати достовірні результати.

Отримані результати, щодо виконаного математичного моделювання можуть бути розповсюджені на дизельні двигуни різного призначення: наприклад, стаціонарні, транспортні, спеціальні та ін. Однак для цього потрібні більш повні вихідні дані та початкові умови.

5.2 Дослідження впливу використання малих домішок водню на робочий процес та ефективні показники двигуна 6CH20/28 (W6L20 фірми «Wartsila».)

5.2.1 Дослідження впливу масової частки домішки водню до палива на робочий процес та індикаторні показники двигуна 6CH20/28

Двигун 6CH20/28 фірми «Wartsila» [108] (рис. 5.1) в судновій енергетиці використовується в якості головних та допоміжних двигунів різного роду суден, та в якості дизель-генераторів сухопутних електростанцій.

Таблиця 5.1

Параметри двигуна 6CH20/28

Тип двигуна	Чотиритактний, реверсивний, простої дії, з газотурбінним наддувом, розташування циліндрів – рядне, вертикальне.
Модель двигуна	Права
Напрямок обертання колінчатого валу при роботі на передньому ході (дивитись зі сторони вихідного фланця)	За годинниковою стрілкою
Порядок роботи циліндрів	1-3-5-4-2-6
Порядок нумерації циліндрів	Від носа до корми
Діаметр циліндра, мм	200
Хід поршня, мм	280
Число циліндрів	6
Надув	Одноступінчастий, ізобарний, газотурбінний, з охолодженням повітря після компресорів
Тип турбокомпресорів	TCR-18
Число турбокомпресорів	1
Частота обертання к.в., хв ⁻¹	1000

Конструкція двигуна 6ЧН20/28 базується на принципі моноблочні (рис. 5.1). Кількість комплектуючих деталей істотно скорочено шляхом об'єднання ряду деталей в моноблоки, зовнішні трубопроводи в основному замінені на свердління в блоках.

Зокрема, об'єднані в моноблок (multy-duct) патрубки, що забезпечують:

- підведення повітря з ресивера в кришку циліндра;
- надання повітрю обертального руху для оптимізації згоряння палива на малих навантаженнях;
- висновок газів в вихлопну систему;
- відведення охолоджуючої води з кришки в відповідний канал в блоці;
- охолодження і ізоляція вихлопного патрубка;
- кріплення вихлопної системи на двигуні.

Різко зменшено кількість різьбових з'єднань, ряд з'єднань замінені на самоущільнюючі ковзаючі посадки (plug-in), що скорочує обсяг монтажних робіт при технічному обслуговуванні. Так, кришка циліндра може бути знята без роз'єднання і розбирання патрубків підведення і відведення охолоджуючої води, наддувочного повітря.

На базі уточнених показників тепловиділення та характеристик палива було виконано математичне моделювання робочого циклу двигуна 6L20 при різному тиску водню в якості домішки. Ураховуючи експериментальні дані розділу 3 дисертації та літературні дані щодо використання додавання водню [26, 59, 72, 82, 85], значення коефіцієнта надлишку повітря було прийнято 2.1, кут випередження впорскування знаходиться в межах $12 \pm 1^\circ$ п.к.в.

Зміна ефективних показників роботи двигуна 6ЧН20/28 подана на рис. 5.2

Використання малих домішок водню до основного палива призводить до збільшення ефективної потужності з 1313 до 1350 кВт, при цьому відбувається зменшення індикаторної витрати палива з 178 до 173 г/(кВт·годину), при додаванні 0,11% водневої домішки (по масі). При цьому збільшення потужності складе 2,8%, а зменшення питомої індикаторної витрати палива 2,9%.

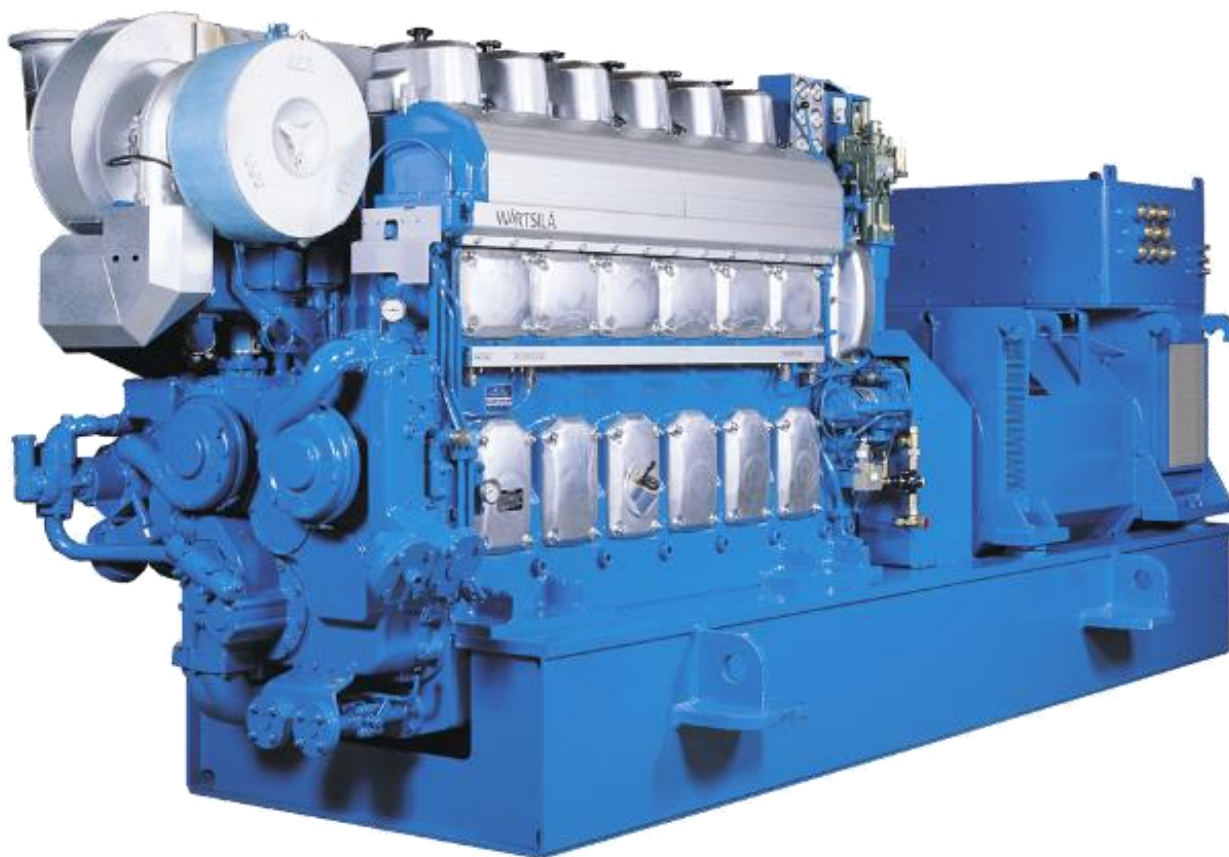


Рис. 5.1 Загальний вигляд двигуна 6CH20/28

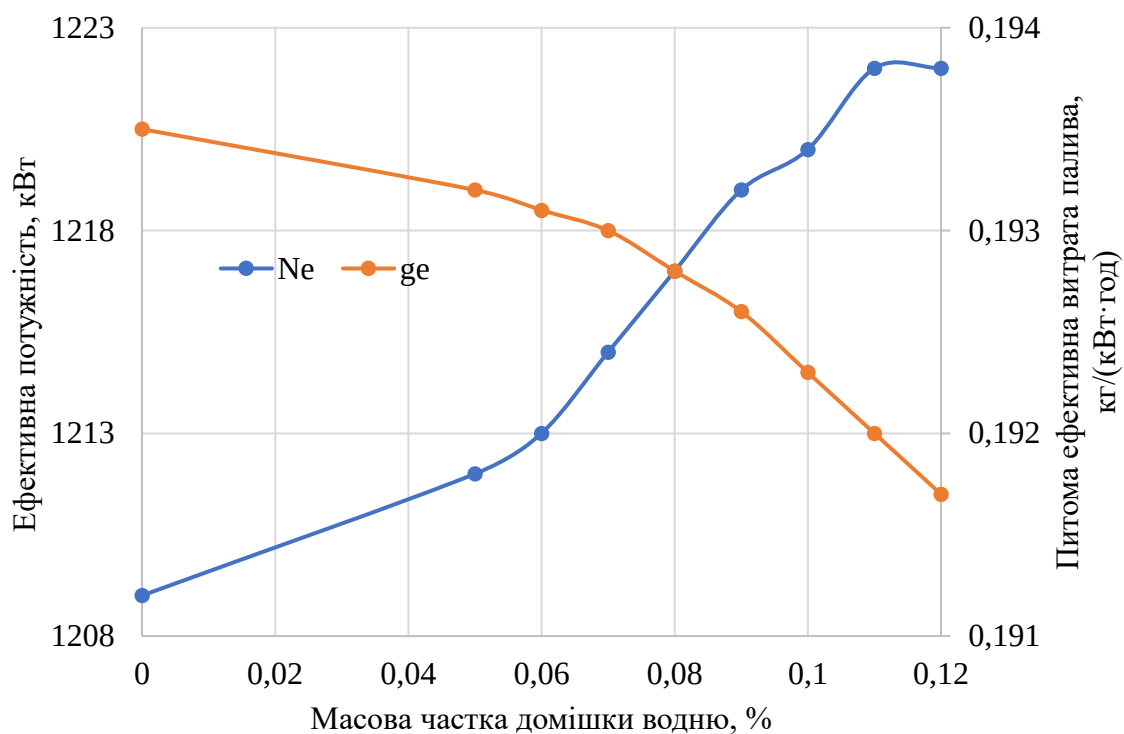


Рис. 5.2 Індикаторні показники роботи двигуна 6CH20/28 при зміні кількості домішки водню

В порівнянні з двигуном 1Ч8,6/7,2 де тиск впорскування палива значно менший від двигуна 6ЧН20/28 ($19,5 \text{ МПа}$ по відношенню до $70,0 \pm 5 \text{ МПа}$), це свідчить що ефективність застосування малих домішок водню залежить від тиску впорскування палива та налаштування системи паливоподачі.

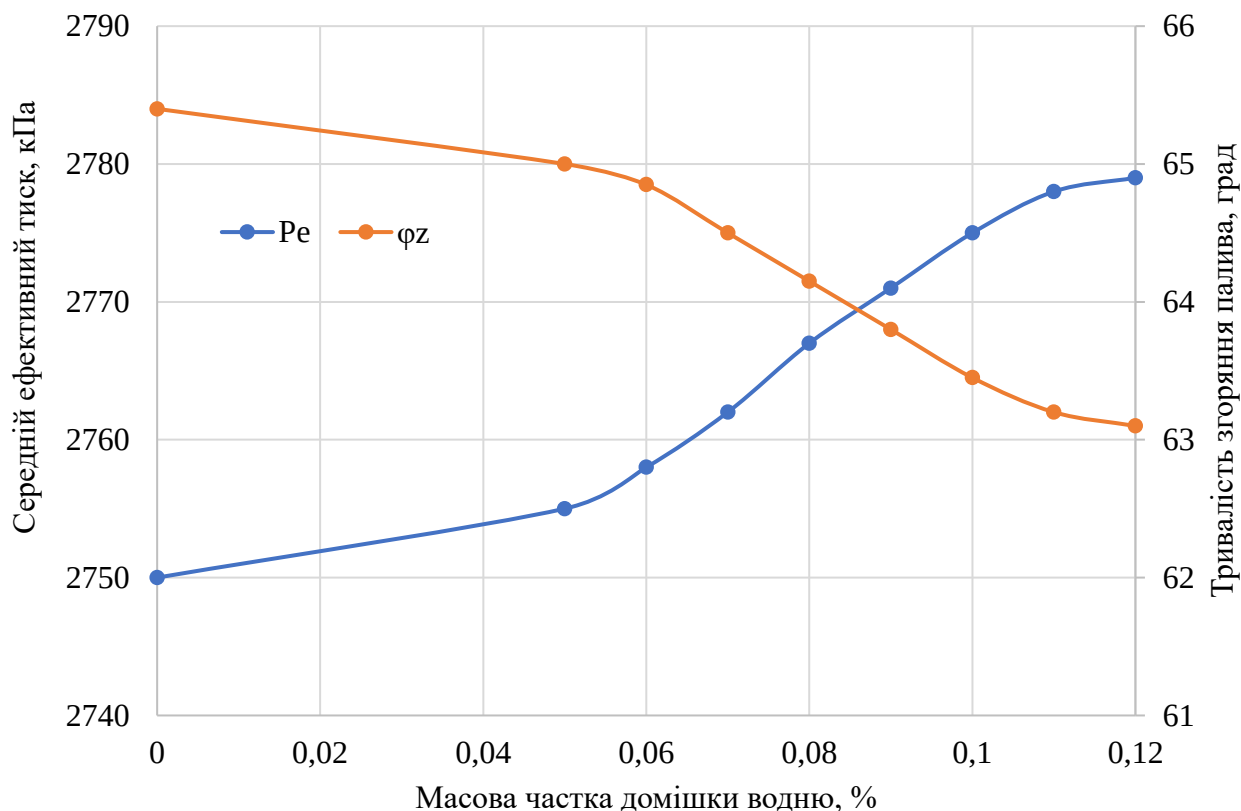


Рис. 5.3 Залежність середнього діаметра крапель розпиленого палива та тривалості згоряння палива від вмісту водневої домішки

При значенні концентрації водневої домішки 0,1% за масою, відповідно отримано значення індикаторної потужності 1350 кВт, середнього індикаторного тиску 3,066 МПа та мінімум питомої індикаторної витрати палива 0,173 кг/(кВт·год).

Найбільш важливими параметрами робочого циклу двигуна при використанні малих домішок водню є тривалість згоряння ϕ_z , кут випередження запалення $\phi_{оп}$ та коефіцієнт надлишку повітря α .

5.2.2 Дослідження впливу параметрів налаштування паливної апаратури при використанні малих домішок водню на робочий процес та ефективні показники двигуна 6ЧН20/28

Кут випередження впорскування палива відіграє суттєву роль в налаштуванні паливної апаратури дизельного двигуна. Наявність малої домішки водню призводить до пришвидшення реакції горіння палива, що дозволяє використовувати широкі межі кута випередження впорскування палива. Корегування величини кута випередження впорскування палива у зв'язку з інтенсифікацією початкового етапу згоряння за рахунок наявності абсорбованого водню в цикловій порції палива дасть змогу без суттєвих змін в конструкції двигуна підвищити ефективність застосування водню.

Зміна кута випередження запалення в меншу сторону призводить до збільшення тривалості згоряння палива φ_z , та до зменшення максимальної температури циклу T_z . Варто відмітити, що в двигунах даного типу застосовується одна з найсучасніших систем паливоподачі з електронно керованими фазами газорозподілу, тиском впорскування та кутом випередження впорскування.

В свою чергу збільшення кута випередження впорскування призводить до скорочення тривалості згоряння за рахунок інтенсифікації процесу та більш «об'ємного» згоряння порції палива.

Так при збільшенні кута випередження впорскування палива з 13° до 18° п.к.в. відбувається пришвидшення процесу згоряння палива, відповідно зростає максимальна температура циклу, але зменшується середнє значення температури циклу. Відповідно до отриманих залежностей рис. 5.4 оптимальним з економічної точки зору буде кут $\varphi_{оп}$ 18° перед ВМТ.

Аналіз кривих тепловиділення показав, що збільшення кута випередження впорскування на 5° в порівнянні з серійним кутом пришвидшує процес згоряння палива та компенсує збільшення кута подачі палива (за рахунок зменшення максимального тиску впорскування, що було описано в розділі 3 цієї дисертації). Одночасно з цим збільшення кута випередження запалення на 5° показало зменшення

середньої температури циклу на 3,8% з 745 до 718 °К, при збільшенні максимальної температури циклу T_z з ~1800 К до ~2100 К (рис. 5.7).

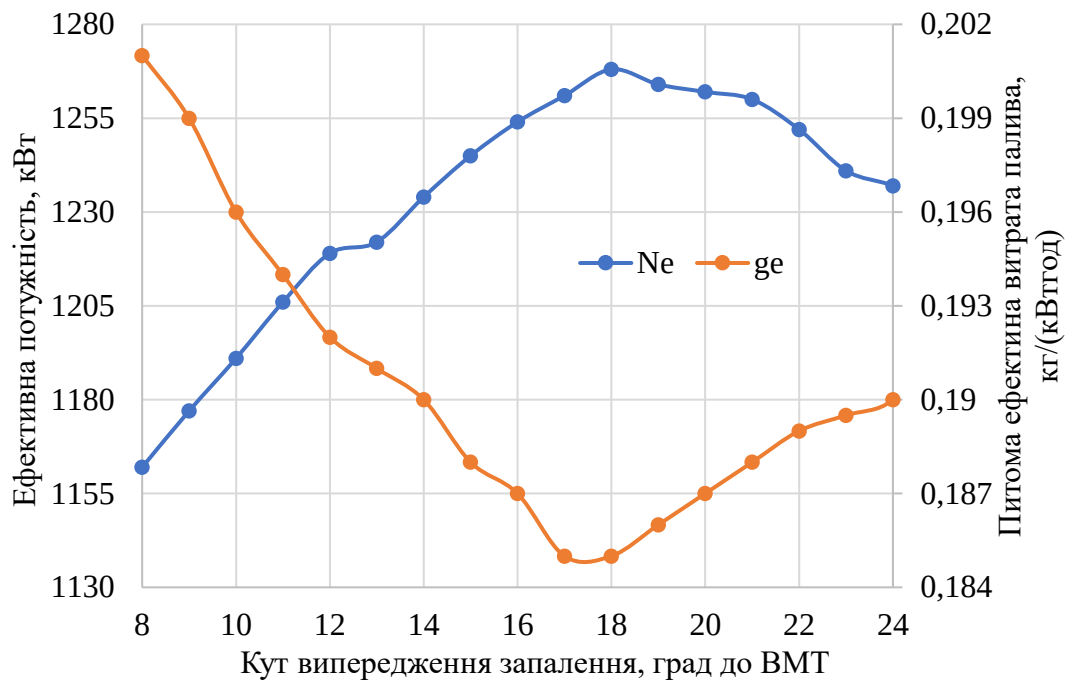


Рис. 5.4 Визначення оптимального кута випередження впорскування палива при використанні малої домішки водню 0,1% по масі

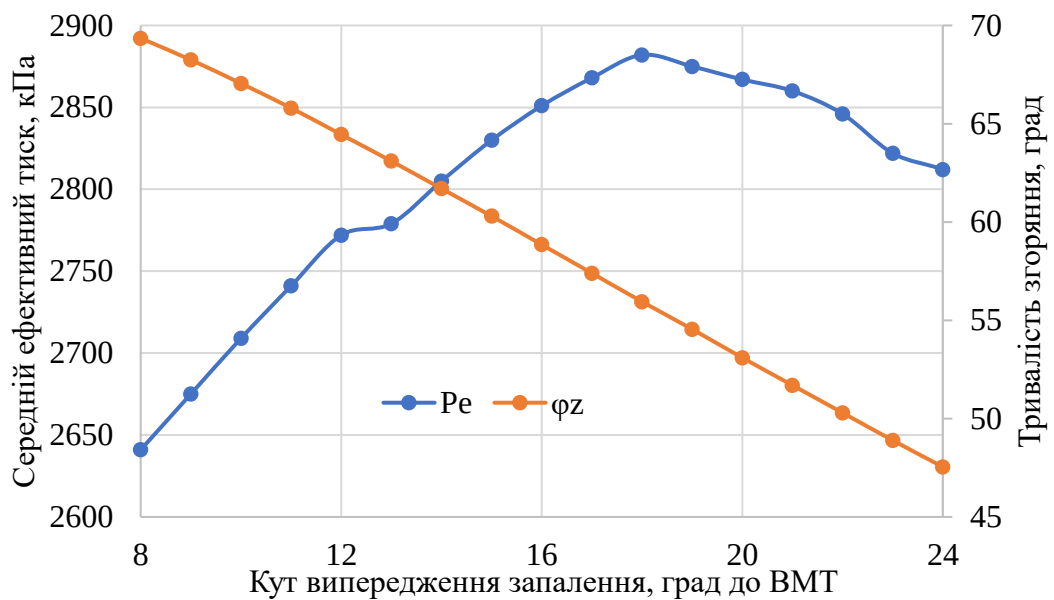


Рис. 5.5 Залежність тривалості згоряння ϕ_z та середнього ефективного тиску P_e від кута випередження впорскування палива

З іншого боку, зменшення середньої температури циклу призводить до зменшення викидів NO_x та покращенню екологічних показників двигуна.

Спираючись на запропоновані рівняння змінного значення показників E_k та коефіцієнта A_z залежно від кута повороту колінчастого валу були отримані відносні характеристики тепловиділення (див. рис. 5.8) і характеристики відносної швидкості тепловиділення (див. рис. 5.8) у безрозмірних координатах при різних значеннях кута випередження впорскування палива.

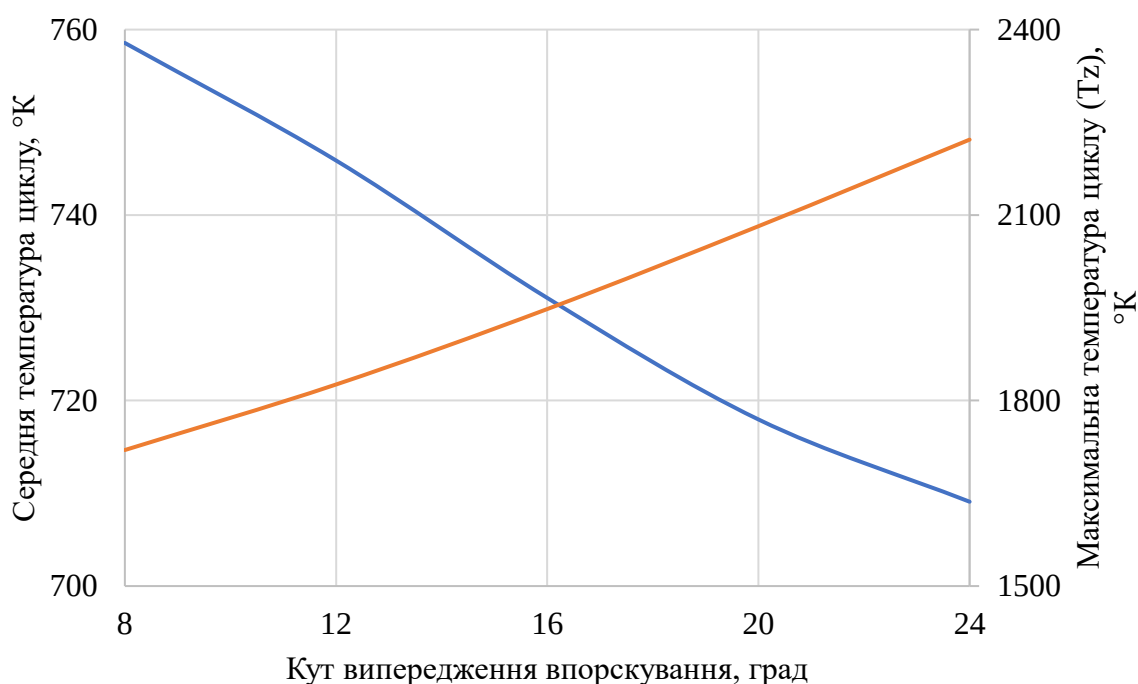


Рис. 5.6 Залежність температури циклу від кута випередження впорскування палива при використанні малих домішок водню

Як видно з рис. 5.14, значення кута випередження впорскування палива змінювалося в межах $\varphi_{оп} = 8...24$. При цьому характер кривих та межі зміни $\varphi_{оп}$ в експериментальних роботах інших авторів і власних збігаються.

Таким чином, характер впливу використання малих домішок водню на основні показники робочого процесу дизельного двигуна у значній мірі залежить від тиску водню та організації процесу паливоподачі.

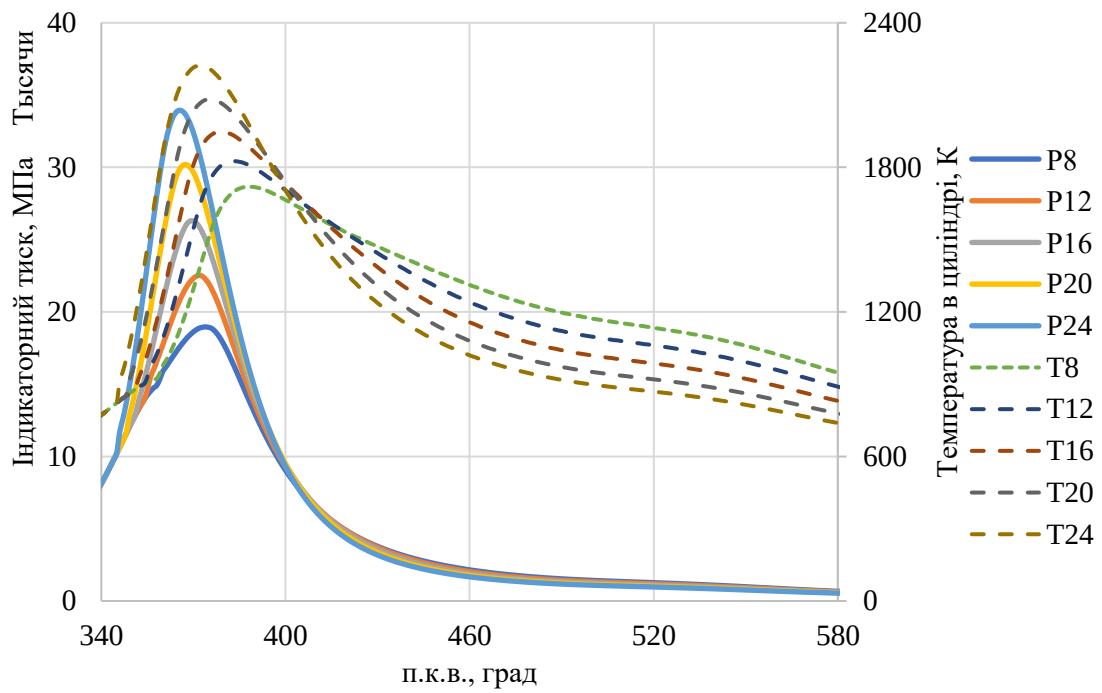


Рис.5.7. Індикаторні діаграми й діаграми зміни температури газів двигуна 6ЧН20/28 при різних концентрації водневої домішки

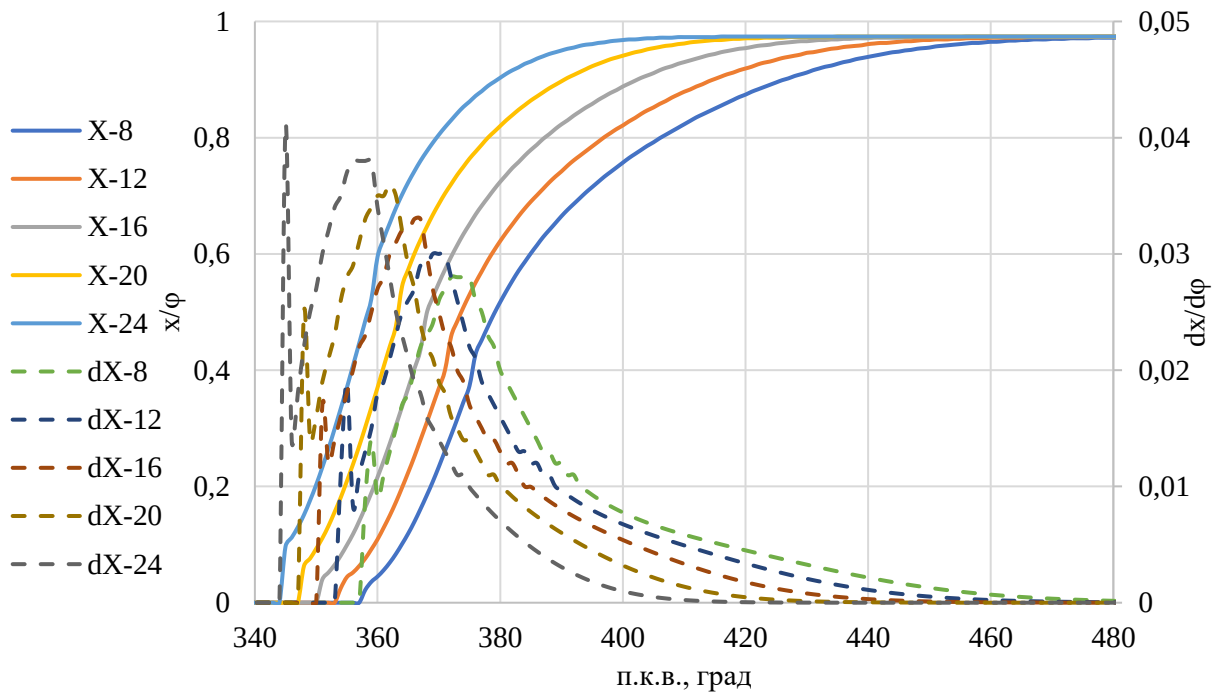


Рис.5.8 Характеристики тепловиділення двигуна 6ЧН20/28

Раціональний вибір кількості водневої домішки та налаштувань паливної апаратури обумовлене насамперед такими факторами: питомою індикаторною витратою палива, потужністю двигуна, індикаторним ККД та допустимими навантаженнями на основні деталі КШМ.

5.3 Аналіз впливу відповідного налаштування двигуна 6ЧН12/14 та параметрів подачі водню на ефективні показники ДВЗ

На базі математичної моделі робочого циклу визначено основні параметри роботи двигуна при роботі по навантажувальній характеристиці на дизельному паливі з додаванням малих домішок водню.

Спираючись на експериментальні дані виявлено, що при використанні МДВ кут випередження впорскування палива відіграє суттєву роль в налаштуванні паливної апаратури дизельного двигуна. Наявність малої домішки водню призводить до пришвидшення реакції горіння палива, що дозволяє використовувати широкі межі кута випередження впорскування палива. Корегування величини кута випередження впорскування палива у зв'язку з інтенсифікацією початкового етапу згоряння за рахунок наявності абсорбованого водню в цикловій порції палива дасть змогу без суттєвих змін в конструкції двигуна підвищити ефективність застосування водню.

В результаті аналізу отриманих даних математичного моделювання варто відмітити:

- при використанні малих домішок водню (МДВ) до основного палива варто оптимізувати кут випередження впорскування для отримання найбільшої ефективності використання МДВ (рис. 5.10).

- за результатами математичного моделювання для двигуна 6ЧН12/14 раціональним буде кут випередження впорскування 12° п.к.в.(рис. 5.9)

- використання кута випередження впорскування 12° при використанні МДВ призводить до збільшення потужності двигуна з 123 кВт до 129 кВт (4,5%);

- використання кута випередження впорскування 12° при використанні МДВ призводить до зменшення питомої ефективної витрати палива двигуном з 218 кВт до 206 кВт (5,5%).

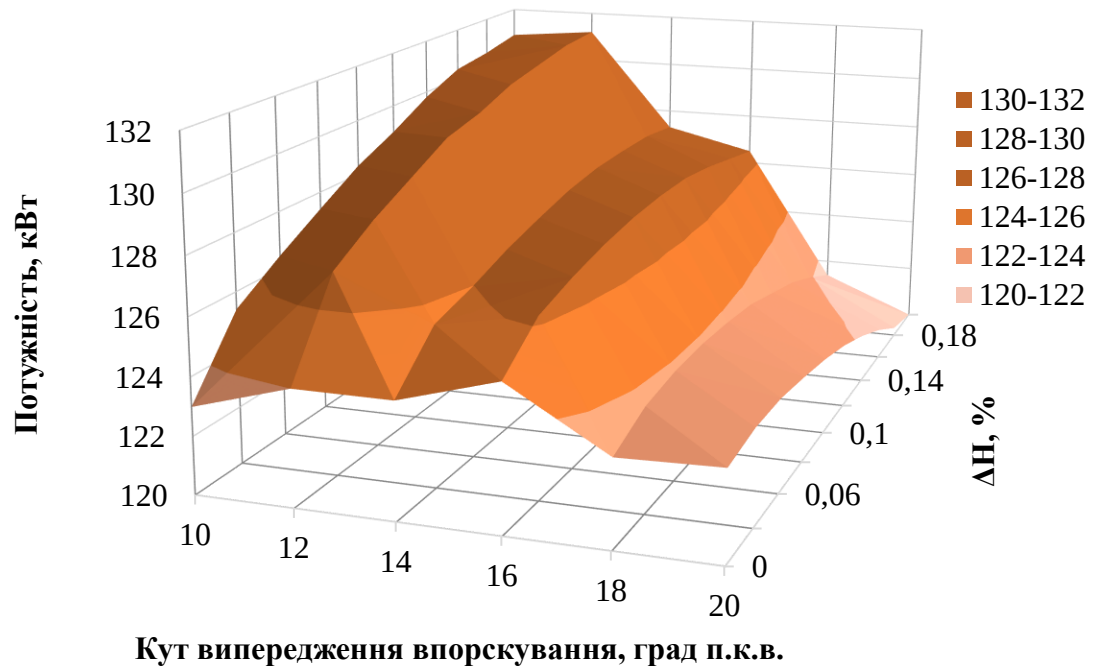


Рис. 5.9. Залежність ефективної потужності в залежності від кута випередження впорскування та водневої домішки

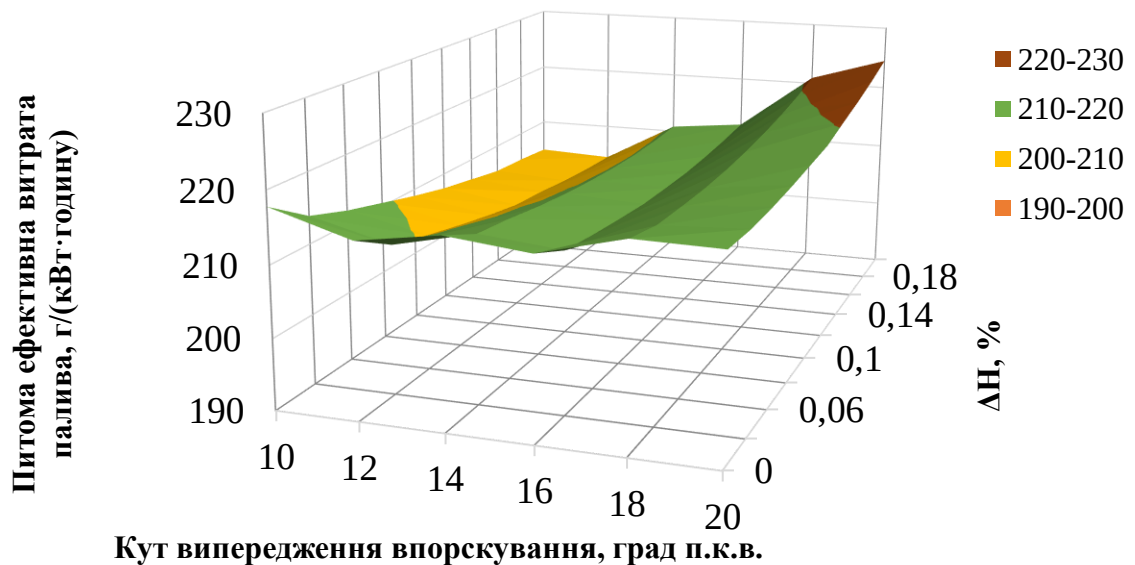


Рис. 5.10 Залежність питомої витрати палива в залежності від кута випередження впорскування та водневої домішки

В свою чергу коригування кута випередження впорскування разом з порцією водню, що подаються до палива позитивно відображається на тривалості згоряння основного палива. Так при зростанні порції водню, що подається до основного палива (рис. 5.11) зменшується загальна тривалість згоряння. При цьому, збільшення кута випередження впорскування не має аналогічний ефект. Зменшення тривалості згоряння свідчить про зменшення витрат теплової енергії з охолоджуючою водою, перерозподілом теплових потоків згоряння палива та збільшення ефективності ДВЗ. Однак, варто розуміти, що надмірне зменшення тривалості згоряння призводить до погіршення умов роботи двигуна, надмірної швидкості наростання тиску в циліндрі та навантаженні на деталі двигуна.

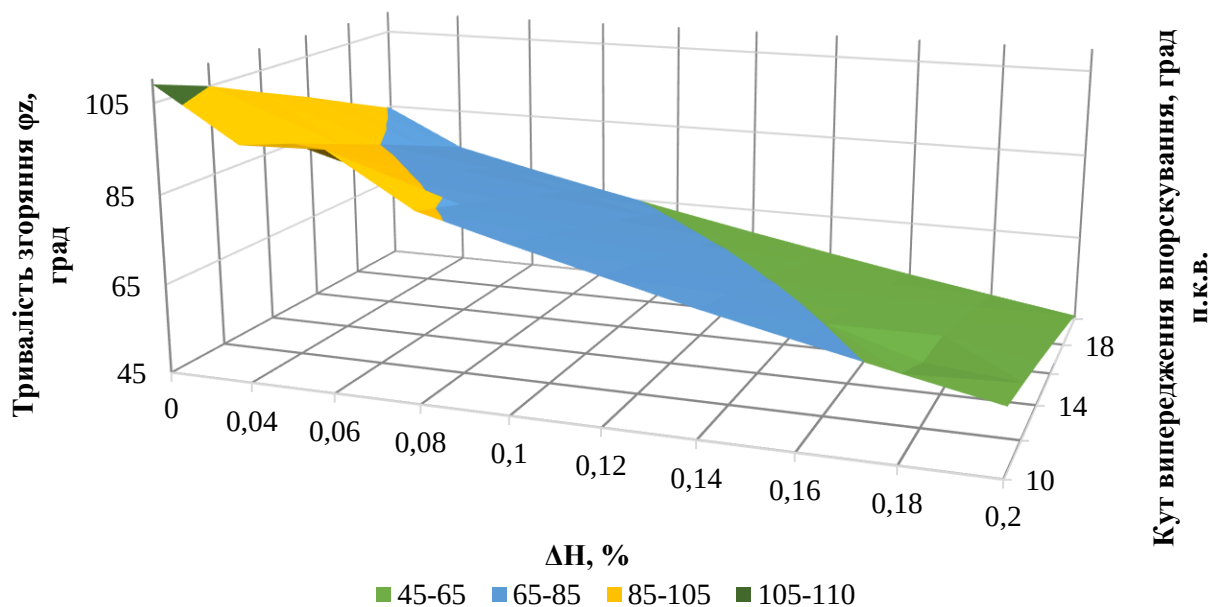


Рис. 5.11 Залежність тривалості згоряння в залежності від кута випередження впорскування та водневої домішки

5.4 Упровадження результатів дисертаційної роботи

Ефективність застосування малих домішок водню до основного дизельного палива в дизельній СЕУ танкера "SVL LIBERTY" [107] дедвейтом 6970 тон (рис. 5.12). Судно знаходиться під фрахтою нафтової компанії "SVL" і призначене для

транспортування сирої нафти країнами басейну Чорного, Каспійського та Середземного морів. Енергетична установка танкера включає два головних двигуна W6L20 (6ЧН20/28) номінальною потужністю 1200 кВт виробництва Wartsila, а також три дизель-генератора Volvo Penta D12 MGKS потужністю 292 кВт кожен.

В даний час головний двигун і дизель-генератори експлуатуються на дизельному паливі за стандартом ISO 8217, категорія ISO-F-DMB і на режимі 0,85 Ne споживають 0,5 т на годину або 12 т палива на добу. При вартості цього палива на 01.11.18 р, 600 доларів США за тонну, що добові витрати на паливо складуть 7200 доларів США.

Розрахунки, виконані на базі математичного моделювання з урахуванням експериментальних даних за методикою економічного розрахунку розробленою в ХФ НУК, показують, що в разі додавання 0,1% водню витрата водню складатиме 12 кг на добу. При вартості водню, виготовленого за допомогою електролізу 8,96 доларів США за кг, отже добові витрати на водень складуть 108 доларів США.

При використанні малих домішок водню питома витрата палива зменшується на 3-7%. Додавання 0,1% водню до основного палива зменшення витрати палива складе ~3%. Враховуючи позитивний ефект використання малих домішок водню добова витрата палива зменшиться і складе 11,64 т, а витрати на паливо за добу складуть 6984 доларів США. Таким чином добова економія на паливі складе 216 доларів США за добу. При врахуванні витрат на водень загальний економічний ефект складе 108 доларів США за добу.

У разі транспортування нафти з району Єгипту до України при середній протяжності лінії 1800 миль і середньої швидкості 10 вузлів, економія від використання МДВ складе ~800 доларів США за рейс.

Схема судновий дизельної енергетичної установки цього танкера при використанні малих домішок водню, наведена на рис. 5.13, а на рис. 5.14 - загальне розташування енергетичного обладнання в приміщеннях МО.

Устаткування електролізу та отриманню водню на борту танкера досить раціонально розташовується в МВ. За оціночними розрахунками (використання електролізера HySTAT®-15-10) [98] габарити цього обладнання, зібраного в агрегат, складають $1,7 \times 1,85 \times 2,6$ м (див. рис. 5.11), а маса - приблизно 1,5 т.



Рис. 5.12 Загальний вигляд танкера "SVL LIBERTY"

Витратний паливний трубопровід ГД, ДГ та АДГ

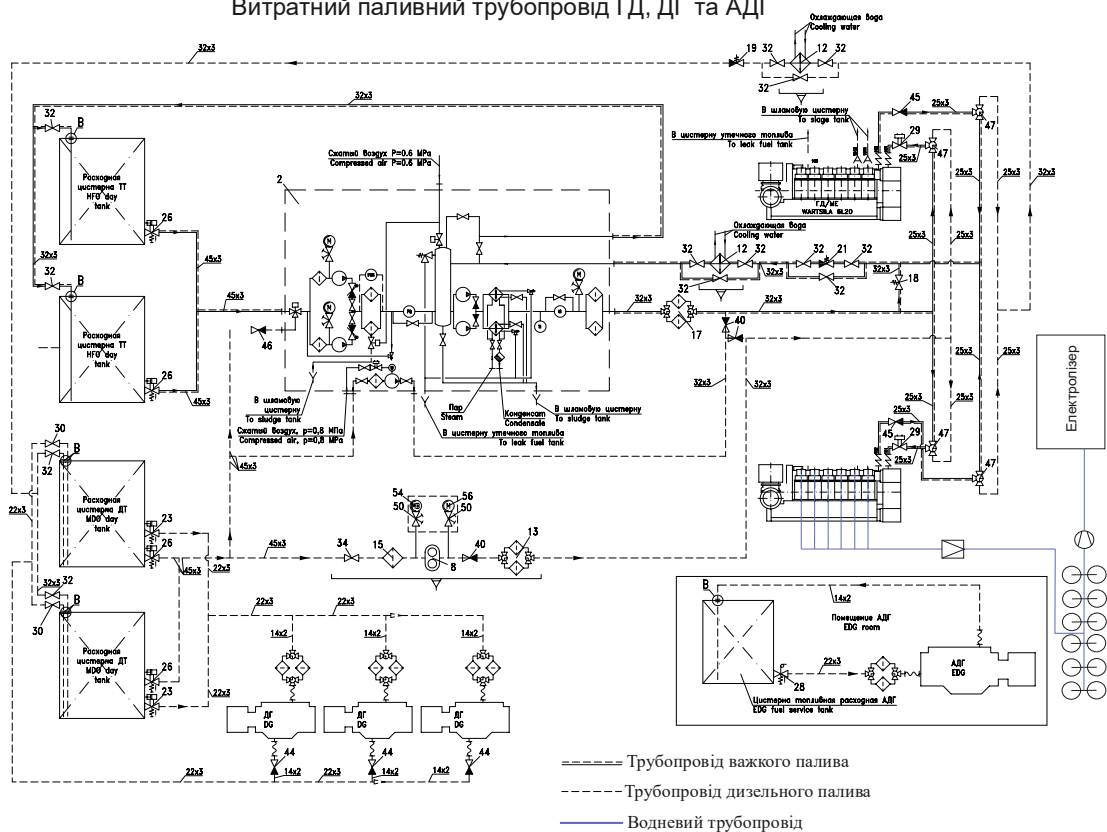


Рис. 5.13 Схема паливної системи судновий дизельної енергетичної установки танкера "SVL LIBERTY" з використанням малих домішок водню

Також було виконано моделювання енергетичної установки для контейнеровоза типу "ITAL MATTINA" (рис. 5.15).



Рис. 5.15 Загальний вигляд контейнеровоза типу "ITAL MATTINA"

Головна енергетична установка контейнеровоза "ITAL MATTINA" складається з головного двигуна фірми "MAN B&W" моделі 8K90MC-C, потужністю 35 560 кВт, та чотирьох дизель-генераторів «MAN-STX», два з них 8L27/38, інші два 6L27/38, потужністю 2400 кВт та 1800 кВт відповідно.

В якості палива ці двигуни використовують важке паливо по стандарту ISO 8217, категорія ISO-F-RMK 55. Результати досліджень, виконаних в даній роботі дають підставу застосувати використання малих домішок водню до основного палива, при чому водень виробляється безпосередньо на судні шляхом електролізу дистилату.

При експлуатаційному навантаженні СЕУ (ГД – $N_e^c=34800$ кВт, ДГ – $N_e = 4800$ кВт), добова витрата палива складає 185,3 т. При вартості даного палива на 01.11.18 р 410 доларів США річні витрати на паливо становлять 23,2 млн. доларів США.

Враховуючи потребу у водні для використання МДВ варто використовувати комплекс з двох електролізерів типу «HySTAT™60», продуктивністю до 130 кг водню на добу. При цьому потреба у водні складе ~180 кг. Габарити цього обладнання, зібраного в агрегат, складають $12,2 \times 2,44 \times 2,9$ м (див. рис. 5.16), а маса - приблизно 9,5 т.

У разі використання МДВ річні витрати на паливо з урахуванням витрат на водень та обладнання складуть 21,6 ... 22,3млн. доларів США. Річна економія на паливі в цьому випадку складе 0,928 ... 1,62 млн. доларів США. В даному випадку зберігання водню доцільніше у металогідридних акумуляторах, оскільки компактність відіграє більшу роль ніж масові параметри.

Розташування обладнання в машинному відділенні платформи показано на рис. 5.16. Устаткування для отримання та зберігання водню на судні досить раціонально розміщується в енергетичному відсіку.

Акти впровадження результатів дисертаційного дослідження наведені в додатках А, Б, В.

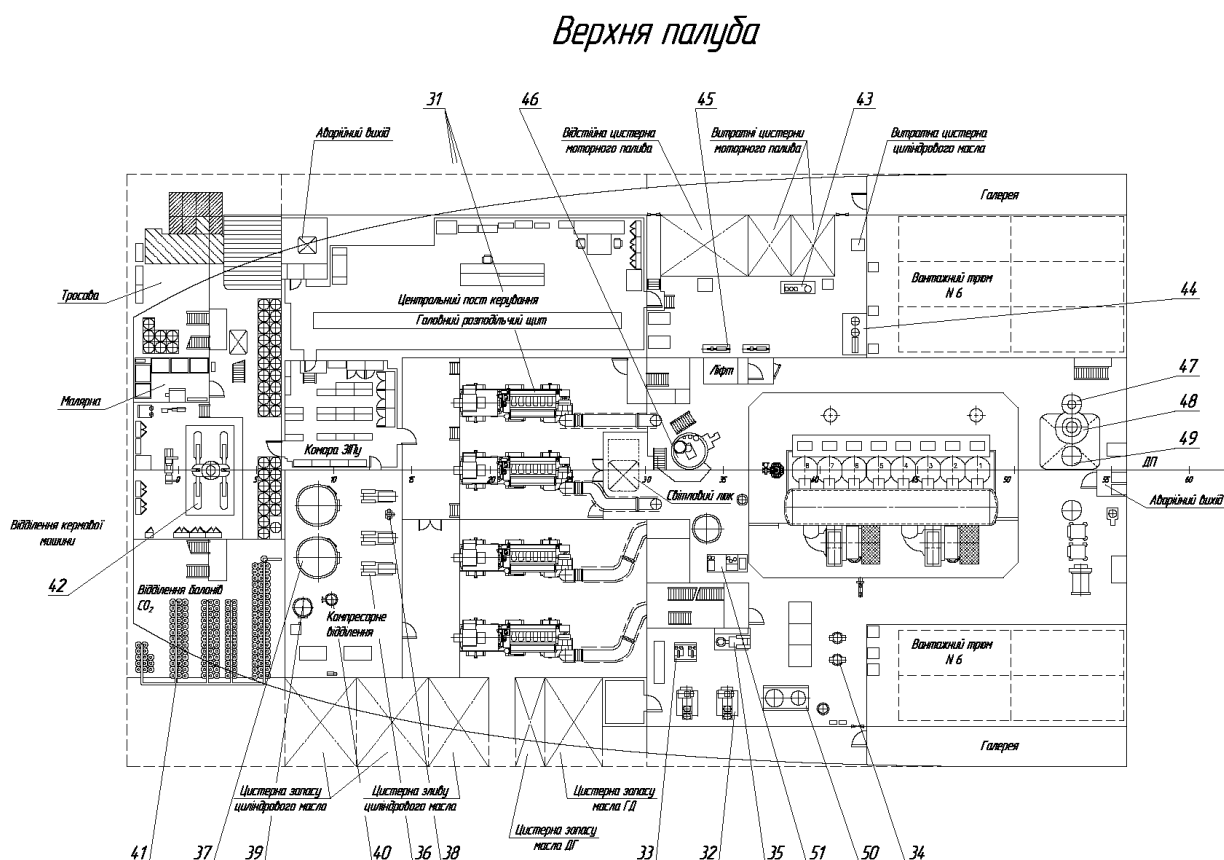


Рис. 5.16 Розташування обладнання в машинному відділенні контейнеровоза

Висновки до розділу 5

1. У зв'язку з прискоренням процесу згоряння палива нгасиченого воднем встановлено, що внаслідок покращення якості розпилю кут випередження впорскування потребує корегування. Раціональний кут випередження впорскування палива, який лежить в межах $-2...-7^{\circ}$ від заводських налаштувань, дозволяє підвищити ефективну потужність двигуна на $4,1...5,5\%$.

2. Встановлено, що раціональний діапазон кількості домішок водню складає $0,05...0,12\%$ по масі, при цьому питома витрата палива зменшується на $3...4,2\%$, а потужність збільшується на $2,6...5,5\%$ в залежності від налаштувань паливної апаратури.

3. Вдосконалено підхід до розрахунків та конструювання приладів щодо подачі водню в дизельні двигуни на лінії високого тиску, що дозволяє створювати такі пристрої для дизельних двигунів різного типу та потужності.

4. В результаті розрахунку економічного ефекту впливу використання малих домішок водню на головній енергетичній уставноці судна типу "SVL Liberty" добова економія на паливі складе 216 доларів США за добу. При врахуванні витрат на водень загальний економічний ефект складе 108 доларів США за добу.

5. В результаті розрахунку економічного ефекту впливу використання малих домішок водню на головній енергетичній уставноці судна типу "ITAL MATTINA" добова витрата палива складає 185,3 т. Річна економія на паливі в цьому випадку складе $0,928 ... 1,62$ млн. доларів США, з урахуванням витрат на водень.

ВИСНОВКИ

У роботі поставлена та вирішена важлива **науково-практична задача** підвищення ефективності поршневих двигунів шляхом використання малих домішок водню до основного палива. Отримані наступні результати:

1. Аналіз вітчизняної та зарубіжної наукової літератури дозволив встановити можливість використання малих домішок водню у магістраль високого тиску у якості добавки до основного палива дизельних двигунів, що дозволило визначити перелік проблем, які виникають при застосуванні даного способу додавання, а також встановити раціональні шляхи подальшого підвищення ефективності використання водню в ДВЗ.

2. Експериментально встановлено, що подачу водню в паливопровід високого тиску можна здійснювати додатковим пристроєм, принцип роботи якого базується на використанні хвильових процесів у паливній апаратурі дизельного двигуна та розчинності водню в дизельному паливі.

3. Експериментально підтверджено, що максимальна кількість водню, що може бути додана до основного дизельного палива таким способом складає 0,15% по масі; у випадку перевищенні вказаних значень спостерігаються пропуски спалахів та нестабільна робота двигуна.

4. Виконане експериментальне дослідження впливу додавання малих домішок водню до основного палива на параметри паливоподачі дизельного двигуна, показало що при додаванні 0,1% водню (по масі) спостерігається зменшення максимального тиску впорскування на 15...25%, що потребує для забезпечення стабільної роботи паливної апаратури необхідність регулювання параметрів впорскування та збільшення максимального тиску впорскування форсункою на 10...15%.

5. Експериментально встановлено, що при використанні малих домішок водню до основного палива спостерігається необхідність збільшення кута розкриття паливного струменя на 7...12%, зменшення довжини факела на 5...10% в залежності від кількості водню, що зменшує середній діаметр крапель на 6...11% та покращує якість розпилу.

6. Експериментально встановлено, що раціональний діапазон кількості домішок водню складає 0,05...0,12% по масі, що забезпечує зменшення питомої витрати основного палива на 3,0...4,2% та збільшення потужності на 2,6...5,5% відповідно кількості доданого водню.

7. За даними вітчизняних та іноземних дослідників додавання водню до основного дизельного палива в даних кількостях призводить ще й до зменшення сажоутворення на 25...40%, виділення оксидів азоту NO_x на 20...30% відповідно до кількості доданого водню.

8. Уточнено математичну модель процесу розчинення водню в дизельному паливі, за рахунок використання хвильових процесів у паливній апаратурі високого тиску, що дозволяє досягти задовільної точності розрахунку процесу розчинення водню у дизельному паливі.

9. Уточнено математичну модель робочого циклу дизельного двигуна за рахунок коригування коефіцієнтів в формулі середнього діаметра крапель розпиленого палива E_k та константи випаровування великих крапель палива A_z ; дані коефіцієнти зменшуються пропорційно кількості розчиненого у дизельному паливі водню на 2,5...12%, що дозволило отримати достовірні розрахункові параметри роботи двигуна.

10. Результати дослідження впроваджено у ПрАТ «Херсонская верфь SMG», на підприємстві "Енерготехнологія", ВАТ «Мегаімпекс», а також навчальному процесі кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння» Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова (м. Миколаїв) та кафедри Суднового машинобудування та енергетики Херсонської філії НУК (м. Херсон).

Список літературних джерел

1. Патрахальцев Н.Н. повышение экономических и экологических качеств двигателей внутреннего сгорания на основе применения альтернативных топлив / Н.Н. Патрахальцев. – М : МГТУ, 2008. – 185 с.
2. Бузник В.М. Теплопередача в судовых энергетических установках. Л.: Судостроение. 1967. 376 с.
3. Ваншейдт В.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Л.: Судостроение. 1977. 392с.
4. Сирота А.А. Повышение экономичности судовых ДВС путем использования водорода в качестве добавок к топливу / А.А. Сирота. – Харьков: ХНУ ХП, 2006, №1. – С. 63 – 67.
5. H. Zhang Effects of Hydrogen Addition on NO_x Emissions in Hydrogen-Assisted Diesel Combustion / H. Zhang, G.K. Lilik, A.L. Boehman, D.C. Haworth. – 2009 International Multidimensional Engine Modeling Users Group Meeting Detroit, MI, 6 p.
6. Shudo T. Influence of Reformed Gas Composition on HCCI Combustion of Onboard Methanol-Reformed Gases / T. Shudo, T. Takahashi // SAE Technical Paper Series. – 2004. – 8–10 June. – P. 23–31.
7. Данилов А. М. Альтернативные топлива: достоинства и недостатки. Проблемы применения / А. М. Данилов, Э. Ф. Каминский, В. А. Хавкин // Российский химический журнал. – 2003. – Т. 47, № 6. – С. 4–11.
8. Возницкий И.В., Михеев Е.Г. Судовые дизели и их эксплуатация. – М.: Транспорт, 1990. – 360 с.
9. Конь М. Я. Нефтеперерабатывающая и нефтехимическая промышленность за рубежом : справочник / М. Я. Конь, Е. М. Зелькинд, В. Г. Шершун. – М. : Химия, 1986. – 183 с.
10. Шкалова В. П. Применение нетрадиционных топлив в дизелях / В. П. Шкалова. – М. : НИАД, 1986. – 85 с.
11. Семенов Б. Н. Применение сжиженного газа в судовых дизелях / Б. Н. Семенов. – Л. : Судостроение, 1969. – 175 с.

12. Глаголев Н. М. Испытание газовых двигателей / Н. М. Глаголев. – Харьков; К. : Гос. науч.-техн. изд-во Украины, 1934. – 426 с.
13. W.B. Santoso Combustion characteristics of a diesel-hydrogen dual fuel engine / W.B. Santoso, A. Nur, S. Ariyono, R.A. Bakar. – National Conference in Mechanical Engineering Research and Postgraduate Studies, Pahang, Malaysia; pp. 23-32. ISBN: 978-967-0120-04-1.
14. Павлович Н. В. Справочник по теплофизическим свойствам природных газов и их компонентов / Н. В. Павлович. – М. ; Л. : Энергия, 1962. – 286 с.
15. Теплофизические свойства технически важных газов : справочник. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 232 с.
16. Мурзаков В. В. Горючие газы и их свойства / В. В. Мурзаков. – Л. : Энергия, 1970. – 142 с.
17. Performance characteristics of hydrogen fueled engine with the direct injection and spark ignition system / J. M. Kim, Y. T. Kim, J. T. Lee, S. Y. Lee // SAE. – 1995. – nr 95249.
18. Раменский А. Ю. Применение водорода в качестве моторного топлива для автомобильных двигателей внутреннего сгорания. История, настоящее и перспективы / А. Ю. Раменский, П. Б. Щелищ, С. И. Нефедкин // Международный научный журнал «Альтернативная энергетика и экология». – 2006. – № 11 (43). – С. 63–70.
19. Дьяченко В.Г. Основы теории рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания. - Киев: УМК ВО , 1988 –95 с.
20. Дьяченко Н. Х., Дашков С.Н., Костин А. К., Бурин М.М. Теплообмен в двигателях и теплонапряженность их деталей. Л.: "Машиностроение", 1969, 248 с.
21. Fulton, J., Lynch, F. and Marmora, R. 1993. Hydrogen for reducing emissions from alternative fuel vehicle. SAE Technical Paper No. 931813.
22. Дьяченко В. Г. Основы теплотехники и тепловые машины: Учеб. пос. Харьков: НТУ "ХПИ", 2002, 135 с.

23. Saravanan, N. and Nagarajan, G. 2008a. An experimental investigation of hydrogenenriched air induction in a diesel engine system. *International Journal of Hydrogen Energy*, 33(6): 1769-1775.
24. Hydrogen from steam reforming of ethanol in low and middle temperature range for fuel cell application / J. Sun [et al.] // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2004. – № 29. – P. 1075–1081.
25. Зельдович Я.Б., Баренблатт Г.И., Либрович В.Б., Махвиладзе Г.М. Математическая теория горения и взрыва. М.: Наука, 1980, 478 с.
26. А.П. Марченко Математическая модель процесса сгорания топлива в дизеле / А.П. Марченко, А.А. Осетров, О.Ю. Линьков. – Харьков: Двигатели внутреннего сгорания, НТУ ХП. – 2013. №1, с. 3-10.
27. A phenomenological combustion model for heat release rate prediction in high-speed DI diesel engines with common rail injection / C. Barba, C. Burjhardt, K. Boulouchos, M. Bargende // *SAE Technical Paper 2000-01-2933*, 2000.
28. Jorge M.G. Antunes The use of hydrogen as a fuel for compression ignition engines / Jorge M.G. Antunes // *Newcastle upon Tyne: Newcastle University*. – 2010. – 382 p.
29. Duraid F. An Experimental Investigation on Performance and Emissions of a Multi Cylinder Diesel Engine Fueled with Hydrogen-Diesel Blends / Duraid F. Maki, P. Prabhakaran // *World Renewable Congress. 2011. Linkoping*. pp. 3557 – 3564.
30. M. Masood, M.M. Ishrat, A.S. Reddy, Computational Combustion and Emission Analysis of Hydrogen–Diesel Blends with Experimental Verification, *Int. J. of Hydrogen Energy*, Vol. 32, Issue 13, 2007, pp. 2539-2547.
31. Разлейцев Н. Ф. Моделирование и оптимизации процесса сгорания в дизелях / Н. Ф. Разлейцев. - Харьков : Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980. - 169 с.
32. Смоленский В. В. Особенности процесса сгорания в бензиновых двигателях при добавке водорода в топливно-воздушную смесь : дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : 05.04.02 / Смоленский Виктор Владимирович. – Тольятти, 2007. – 185 с.

33. Исследование энергетических и экологических показателей работы автомобильного двигателя на бензоводородных топливных композициях / В. Ф. Каменев, В. М. Фомин, Н. А. Хрипач, Л. Ю. Лежнев // Альтернативная энергетика и экология. – 2005. – № 9 (29). – С. 16–23.

34. Каменев В. Ф. Теоретические и экспериментальные исследования работы двигателя на дизельно-водородных топливных композициях / В. Ф. Каменев, В. М. Фомин, Н. А. Хрипач // Альтернативная энергетика и экология. – 2005. – № 7 (27). – С. 32–42.

35. Румянцев В. В. Рабочий процесс малотоксичного транспортного двигателя, работающего с добавками водорода и водяного пара : дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : 05.04.02 / Румянцев Виктор Валентинович. – Л., 1984. – 191 с.

36. Л.А. Захаров Моделирование смесеобразования и горения в рабочей камере поршневого двигателя внутреннего сгорания / Л.А. Захаров, И.Л. Захаров, С.Н. Хрунков // Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева № 2(81). 2010. – с. 178 - 186.

37. Галактионова Н. А. Водород в металлах / Н. А. Галактионова. – М. : Металлургия, 1967. – 304 с.

38. Математические методы исследования режимов работы судовых комплексов: Учеб. пос./ Небеснов В. И. , Плотников В. А. - М.: Рекламинформбюро ММФ , 1977.- 72 с.

39. Мороз Л. С. Водородная хрупкость металлов / Л. С. Мороз. – М. : Металлургия, 1967. – 275 с.

40. Колачев Б. А. Водородная хрупкость металлов / Б. А. Колачев. – М. : Металлургия, 1985. – 215 с.

41. Раменский А. Ю. Исследование рабочих процессов автомобильного двигателя на бензино-водородных топливных композициях : дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : 05.04.02 / Раменский Александр Юрьевич. – М., 1981. – 202 с.

42. Варшавский И. Л. Энергоаккумулирующие вещества и их использование / И. Л. Варшавский. – К. : Наук. думка, 1980. – 240 с.
43. Мищенко А. И. Применение водорода для автомобильных двигателей / А. И. Мищенко. – К. : Наук. думка, 1984. – 143 с.
44. Митрофанов О. С. Підвищення ефективності використання синтез-газу в газопоршневих двигунах: дис. на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук: 05.05.03 / Митрофанов Олександр Сергійович. – Миколаїв, 2014. – 172 с.
45. Петриченко Р. М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания. Л. : Изд-во ЛГУ, 1983. 242 с.
46. Петриченко Р.М., Оносовский В.В. Рабочие процессы поршневых машин. Двигатели внутреннего сгорания и компрессоры. Л.: "Машиностроение", 1972.168 с.
47. Brecq G. A new indicator for knock detection in gas SI engines / G. Brecq, J. Bellettre, M. Tazerout // International Journal of Thermal Sciences. – 2003. – № 42. – P. 523–532.
48. Verhelst S. A study of the combustion in hydrogen-fuelled internal combustion engines / S. Verhelst / Department of Flow, Heat and Combustion Mechanics, Ghent University. –Belgium : Ghent University, 2005. – 222 p.
49. Математическая теория горения и взрыва / Я. Б. Зелендович, Г. И. Баренблатт, В. Б. Либрович, Г. М. Махвиладзе. – М. : Наука, 1980. – 480 с.
50. Иссерлин А. С. Основы сжигания газового топлива : справочное пособие / А. С. Иссерлин. – Л. : Недра, 1980. – 271 с.
51. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей : учеб. для втузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин [и др.] ; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – [4-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1983. – 372 с.
52. Варшавский И. Л. Детонационная стойкость водородо-воздушных смесей / И. Л. Варшавский, А. И. Мищенко, Г. Б. Талда // Автомобильная промышленность. – 1977. – № 10. – С. 7–8.
53. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980, 169 с.

54. Митрофанов О. С. Аналіз роботи поршневого двигуна на альтернативному паливі / О. С. Митрофанов // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв : НУК, 2009. – № 4 (427). – С. 127–132.
55. Розеблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. М: "Машиностроение", 1977, 216 с.
56. Watson H.C., Milkins E.E. Hydrogen and methane – automotive fuels of the future? / Watson H.C., Milkins E.E.// SAE – Australia, 1975,3/4. – P. 17-19.
57. Самсонов В.И., Худов Н.И., Мирющенко А.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Учебник для вузов ММФ.-М.: Транспорт, 1981. – 400 с.
58. Семенов Б. Н. и др. Рабочий процесс высокооборотных дизелей малой мощности. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. - 240 с.: ил.
59. Свиридов О.Б. Смесеобразование и сгорание в дизелях. Л.: "Машиностроение", 1972. 244 с.
60. Saravanan N and Nagarajan G. Experimental investigation on performance and emission characteristics of dual fuel DI diesel engine with hydrogen fuel. SAE paper no. 2009-26-032, 2009.
61. Saravanan N, Nagarajan G, Dhanasekaran C, et al. Experimental investigation of hydrogen port fuel injection in DI diesel engine. Int J Hydrogen Energ 2007; 32: 4071–4080.
62. Вагнер В.А. Улучшение экономических и экологических характеристик дизелей методом насыщения жидкого топлива водородом: дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : 05.04.02 / Вагнер Виктор Анатольевич. – Барнаул, 1984. – 225 с.
63. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности: Под ред. А. Ф Шеховцова /Ф. И. Абрамчук, А. П. Марченко, Н. Ф. Разлейцев, Е. И. Третьяк, А. Ф. Шеховцов, Н. К. Шокотов.— К.: Техника, 1992.— 272 с.
64. Piezotron Quartz Pressure Sensor, Type 7613C for Engine Diagnostics. User manual. – Switzerland : Kistler Group, 2011.
65. Преобразователь измерительный Сапфир 22: техническое описание и инструкция по эксплуатации. – М. : Типография ВЦИО, 1985. – 86 с.

66. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник/ Миклос А. Г., Чернявская Н. Г. Червяков С. П. – 3-е изд., перераб. и доп. –Л.: Судостроение, 1986.- 360 с.
67. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник/ Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И., и др. –Л.: Судостроение, 1989.- 344 с.
68. Судовые энергетические установки / Артемьев Г.А., Волошин В.П., Захаров Ю.В., Шквар А.Я. – Л.: Судостроение, 1987. – 476 с.
69. Тареев В.М. Справочник по тепловому расчету рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. Ленинград: "Речной транспорт". 1961. 415 с.
70. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник./ Под общ. ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина – 2 изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1988, – 560 с.
71. Теория двигателей внутреннего сгорания. Учебник. / Н.Х. Дьяченко, А.К. Костин, Г.В. Мельников, В.М. Петров, Б.А. Харитонов.- М.: "Машиностроение", 1965, 460 с.
72. Иванов Г. М. Теплотехнические измерения и приборы : учеб. для вузов / Г. М. Иванов, Н. Д. Кузнецов, В. С. Чистяков. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 232 с.
73. Техническая термодинамика: Учебник для втузов./ Дрыжаков Е.В., Козлов Н.П., Корнейчук Н.К., и др. Под ред. В.И. Крутова. М.: "Высш. Школа", 1971, 472 с.
74. Преображенский В. П. Теплотехнические измерения и приборы : учеб. для вузов по специальности «Автоматизация теплоэнергетических процессов» / В. П. Преображенский. – [3-е изд., перераб.]. – М. : Энергия, 1978. – 704 с.
75. W. B. Santosoa Combustion characteristics of diesel-hydrogen dual fuel engine at low load / W. B. Santosoa, R. A. Bakar, A. Nur // Energy Procedia Vol. 32. – 2013. pp. 3 – 10.
76. Толстов А. И. Индикаторный период запаздывания воспламенения и динамика цикла быстроходного двигателя с воспламенения от сжатия – Москва: Машгиз, 1955. –356 с.
77. Pundir BP, Kumar R. Combustion and smoke emission studies on a hydrogen fuel supplemented DI diesel engine. SAE Technical Paper. 2007;No. 2007-01-0055

78. Фомин Ю.Я., Иваноский В. Г. Расчеты судовых двигателей внутреннего сгорания на ЭЦВМ. Москва: Рекламбюро ММФ. 1973. 99 с.
79. Хандов З.А.. Судовые двигатели внутреннего сгорания (теория). Изд. 3-е , доп. М.: Транспорт , 1975. 368 с.
80. Петриченко Р. М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания : учеб. пособие / Р. М. Петриченко. – Л. : Изд-во Ленингр. ун-та, 1983. – 244 с.
81. Шеховцов В.А. Математическое моделирование теплопередачи в быстроходных дизелях. Харьков: "Вища школа", 1978, 324 с.
82. Хитрин Л.Н. Физика горения и взрыва. - М.: Изд-во МГУ, 1957. - 442 с.
83. Шленов А.А. Шокотов Н.К. Основы термодинамической оптимизации транспортных дизелей. – Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980, 120 с.
84. Мінчев Д. С. Підвищення ефективності дизельних безшатунних двигунів шляхом удосконалення схем та параметрів системи наддуву : автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : спец. 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / Д. С. Мінчев. – Миколаїв, 2010. – 22 с.
85. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ: Учеб. пособие для студентов вузов по специальности "Двигатели внутреннего сгорания ". Р.М.Петриченко, С.А. Батурин, Ю.Н. Исаков и др.; Под общ. ред. Р.М. Петриченко. Л.: Машиностроение, 1990, 328 с.
86. Kobayashi H. Flame instability effects on the smallest wrinkling scale and burning velocity of high pressure turbulent premixed flames / H. Kobayashi, H. Kawazoe // 28th Symp. (Int.) on Combustion, 2000. – P. 375–382.
87. Application of advanced simulation methods and their combination with experiments to modeling of hydrogen fueled engine emission potentials / M. Pol'ašek, J. Macek, M. Tak'ats, O. V'itek // SAE. – 2002. – nr 0373.
88. Simulation and prediction on the performance of a vehicle's hydrogen engine / J. Ma, Y. Su, Y. Zhou, Z. Zhang // Int. J. Hydrogen Energy. – 2003. – № 28. – P. 77–
89. Madhujit Deb Effect of Hydrogen-Diesel Dual Fuel Combustion on the Performance and Emission Characteristics of a Four Stroke-Single Cylinder Diesel Engine

/ Madhujit Deb, G. R. K. Sastry, R. S. Panua, Rahul Banerjee, P. K. Bose // World Academy of Science, Engineering and Technology, Vol:9, No:6, 2015. pp. 914 – 920.

90. Lipatnikov A. N. Turbulent flame speed and thickness: phenomenology, evaluation, and application in multidimensional simulations / A. N. Lipatnikov, J. Chomiak // Progress in Energy and Combustion Science. – 2002. – № 28. – P. 1–74.

91. J.M. Gomes Antunes, R. Mikalsen, A.P. Roskilly, An experimental study of a direct injection compression ignition hydrogen engine, International Journal of Hydrogen Energy, Volume 34, Issue 15, August 2009, Pages 6516-6522, ISSN 0360-3199, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.05.142>.

92. Biplab K. Debnath, Ujjwal K. Saha, Niranjana Sahoo. Effect of hydrogen-diesel quantity variation on brake thermal efficiency of a dual fuelled diesel engine. Journal of Power Technologies 92 (1) (2012) 55-67.

93. Hermanns R. T. E. Laminar Burning Velocities of Methane-Hydrogen-Air Mixtures / R. T. E. Hermanns. – Veenendaal : Universal Press, 2007. – 144 p.

94. Fiveland S. B. Development of a two-zone HCCI combustion model accounting for boundary layer effects / S. B. Fiveland, D. N. Assanis // SAE International. – 2001. – № 1. – P. 51–66.

95. Ramachandran S. Rapid Thermodynamic Simulation Model of an Internal Combustion Engine on Alternate Fuels / S. Ramachandran : proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists. – Vol II (Hong Kong, 18–20 March, 2009). – Hong Kong, 2009.

96. Hardenberg, H.O. and Hase, F.W. An Empirical Formula for Computing Pressure Rise Delay of a Fuel from its Cetane Number and from Relevant Parameters of DI Diesel Engines. SAE Paper, 790493. 1979.

97. Heywood J.B. Internal combustion engine fundamentals// Pergamon Press, New York, 2003. 935 pp.

98. HySTAT® HYDROGEN GENERATORS. 2017. – Oevel, Belgium. 16 c. (режим доступа www.hydrogenics.com)

99. Yanmar. Service manual. Industrial diesel engine. Kita-Ku Osaka, Japan. 2011. – 126 p.

100. Дизельний генератор Forte FGD 6500. Посібник з експлуатації. – 2017. 15 с.
101. Дикерсон Р., Грей Г. Дж.Хейг. Основные законы химии.- М.: Мир, 1982.- 655 с.
102. Вибє И. И. Новое о рабочем цикле двигателей: Скорость сгорания и рабочий цикл двигателя / И. И. Вибє. – М. : МАШГИЗ, 1962. – 282 с.
103. Бахвалов Н. С. Численные методы. – Т. 1. / Н. С. Бахвалов.– М. : Наука, 1973.
104. Березин И. С. Методы вычислений / И. С. Березин, Н. П. Жидков. – М. : Физматгиз. – Т. 1, 1962. – Т. 2, 1966.
105. Catania A.E. Conversion of Multivalve Gasoline Engine to Run on CNG/ A.E. Catania, D. Misul, E. Spessa, G. Martorana // SAE Technical Paper Series Dipartimento di Energetica, Politacnico di Torino. – 2000-01-0673.
106. Кричевский И.Р. Фазовые равновесия в растворах при высоких давлениях. Изд-е 2-е. - М.: Госхимиздат, 1952. - 167 с.
107. Танкер проекту “RST27”, основні характеристики, призначення та технічна документація, 2011. Херсонська верфь.
108. L20 IMO Tier II - Marine Engines PRODUCT GUIDE. - Wartsila, November 2018. - 228 p. (www.wartsila.com)
109. MAN B&W S50ME-C9-TII Project Guide. Electronically Controlled Two-stroke Engines with Camshaft Controlled Exhaust Valves. - 1st Edition, April 2013. - 355 p. (www.mandieselturbo.com).
110. Международная Конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973 г.; измененная Протоколом 1978 г. к ней; МАРПОЛ 73/78. - СПб.: АОЗТ ЦНИИМФ, 1994. - 310 с.
111. Правила технической эксплуатации морских и речных судов. Дизели. КПД 31.2.002.02-96: Нормативный документ морского транспорта Украины. - К., 1997. - 64 с.
112. Тимошевський Б.Г., Ткач М.Р., Шалапко Д.О. Поліпшення робочих характеристик дизельних двигунів за допомогою додавання водню // Водный транспорт. 2016. №2 (25). С. 24-28.

113. Ткач М.Р., Тимошевський Б.Г., Доценко С.М., Галынкин Ю.Н., Шалапко Д.О. Утилізація теплоти вторичних енергоресурсів судових малооборотних двигателів, працюючих на альтернативному паливі // Двигатели внутреннего сгорания. 2017. №2. С. 8-13.

114. Тимошевський Б.Г., Ткач М.Р., Шалапко Д.О. Основні положення математичної моделі додавання водню на лінії високого тиску паливної апаратури // Вісник Херсонського національного технічного університету. 2017. Т. 1., № 3 (62). С. 233-237.

115. Шалапко Д.О. An experimental study of the wave effect in fuel equipment using hydrogen additives to diesel fuel // Technology audit and production reserves. 2018. Vol 6/1, (44). С. 36 – 40.

116. Shalapko D.O., Proskurin A.Y., Mitrophanov O.M. Methods to improve the performance of diesel engines by adding hydrogen into high pressure line // Shipbuilding & marine infrastructure. 2018. Vol.9., № 1. С. 82 – 86.

117. Шалапко Д.О. Непрямі методи дослідження ефекту використання малих домішок водню до основного палива // Авіакосмічна техніка та технологія. 2018. №6 (150). С. 44 – 51.

118. Загальні положення про діяльність при технічному нагляді. Правила класифікації та побудови суден. Частина I "Класифікація", том 1 (зі змінами на 01.01.2019). – К: Офіційне видання «Регістру судноплавства України». – 2014. – 251 с.

ДОДАТКИ

УКРАЇНА
ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ
"ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЯ"

Миколаївська обл, вул. Знаменська, 86. E-mail: energotechnology@gmail.com



ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор

ТОВ "Енерготехнологія"

Ряховський А.І.

_____ 2018 г.

АКТ

щодо впровадження результатів дисертаційної роботи Шалапко Дениса Олеговича "Підвищення ефективності судових ДВЗ застосуванням малих домішок водню до основного палива", яка подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки

Підвищення паливної економічності та зменшення викидів шкідливих речовин тепловими двигунами є актуальною проблемою сучасного двигунобудування, вирішення яких в певній мірі дозволить знизити використання нафтових палив та, відповідно, вартість енергії, що виробляється. Одним з перспективних шляхів вирішення задач цієї проблеми є використання водню, як додаткового палива, що додається в малої кількості до основного палива.

Результати дослідження Шалапко Д.О. становлять безсумнівний інтерес для нашого підприємства, яке займається впровадженням технологій підвищення паливної економічності та екологічної безпеки енергетичних установках з ДВЗ.

Результати дисертаційного дослідження Шалапко Д.О. у вигляді математичних моделей, методик розрахунку щодо конструювання приладів для додавання водню до основного палива та рекомендацій щодо вибору раціональних параметрів процесу в плані науково-технічного співробітництва передані до відділу перспективних розробок підприємства ТОВ "Енерготехнологія" й використовуються при виконанні проектно-конструкторських робіт, пов'язаних з підвищенням паливної економічності та зменшення викидів у навколишнє середовище двигунами та енергоустановками.

Використання нашим підприємством цих результатів дозволяє визначати раціональні межі та області застосування систем додавання водню до двигунів енергетичних установках на стадії проектування, модернізувати паливні системи ДВС знаходяться в експлуатації, а також визначати очікувані показники ефективності.

Начальник відділу
перспективних розробок
ТОВ "Енерготехнологія"

І.І. Свіридов