

Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія» Міністерства освіти і науки України
Державний університет інфраструктури та технологій
Міністерства освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

УДК 621.436:629.122:662.61

НАЙДЬОНОВ АНДРІЙ ІГОРОВИЧ

**МЕТОД ПОКРАЩЕННЯ СИСТЕМНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЗАСОБІВ
РІЧКОВОГО ТРАНСПОРТУ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ
ЗА ДОПОМОГОЮ ГОМОГЕНІЗАЦІЇ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА**

Спеціальність 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту

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.

Найдьонов А. І.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор Чимшир Валентин Іванович, директор Дунайського інституту Національного університету «Одеська морська академія»

Київ - 2021

АНОТАЦІЯ

Найдьонов А.І. Метод покращення системних властивостей засобів річкового транспорту в умовах експлуатації за допомогою гомогенізації дизельного палива – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту. Державний університет інфраструктури та технологій, Київ, 2021.

На сьогодні середній вік суден українського Дунайського пароплавства складає біля 40 років, і беручи до уваги їх частку в флоті що працюють в басейні річки Дунай, слід очікувати, що велика частина суден під українським прапором може виявитися в групі поза стандартних, якщо не будуть вжиті необхідні заходи для підвищення ефективності експлуатації або відновлення флоту.

У дисертації розв'язується актуальне наукове завдання, яке полягає в розробленні моделей та методів покращення системних властивостей засобів річкового транспорту в умовах експлуатації.

Метою є теоретичне та практичне обґрунтування доцільності застосування гомогенізованого дизельного палива для покращення екологічних та надійнісних показників ефективності експлуатації засобів річкового транспорту.

Поставлена мета досягається за допомогою вирішення таких часткових **завдань**: аналіз та виявлення особливо важливих системних властивостей які впливають на ефективність експлуатації річкового транспорту; розроблення моделі та методів покращення системних властивостей засобів річкового транспорту в умовах експлуатації;

обґрунтування особливості використання гомогенізованого палива на борту річкового судна та підвищення надійності експлуатації двигуна; дослідження ефективності розроблених науково-технічних рекомендацій.

Об'єктом дослідження є процес експлуатації засобів річкового транспорту.

Предметом дослідження є моделі та методи покращення системних властивостей засобів річкового транспорту в умовах експлуатації.

У роботі поєднані теоретичні, чисельні та експериментальні методи дослідження. Теоретичні методи використовувалися під час розрахунку динаміки зростання зародка парогазового утворення в краплі гомогенізованого палива, що виконувалися за допомогою чисельного моделювання на комп'ютері.

Експериментальні методи використовувалися для перевірки адекватності та достовірності математичних моделей, а також для визначення закономірностей перебігу процесів випаровування краплі чистого палива та гомогенізованого палива на нагрітому донишку поршня, що проводилися на дослідній установці, а також порівняльні випробування впливу експериментального палива на робочі характеристики двигунів.

Чисельними методами здійснювалося зіставлення результатів теоретичних та експериментальних досліджень.

У першому розділі роботи проведений аналіз сучасного стану використання різноманітних видів палива на річних судах, перспектива застосування гомогенізованого палива, запропоновано принципову схему підготовки удосконаленого палива в судових умовах, запропоновано удосконалення методики діагностування індикаторного процесу.

У другому розділі автором наведено результати моделювання впливу на коефіцієнт димності відпрацьованих газів на деяких режимах роботи дизеля, обґрунтовано працездатність стенду та запропоновано шляхи зниження коефіцієнту димності, обґрунтовано процедура підвищення

комплексного показника надійності експлуатації засобів річкового транспорту.

У третьому розділі обґрунтовано методи, що забезпечують аналіз випаровування емульгованого та гомогенного палив на донишку поршня, сформовано та випробувано мембранний диспергатор для виготовлення емульсій палива і води, удосконалено модель підвищення ефективності експлуатації засобів річкового транспорту на основі використання гомогенізованого палива.

У четвертому розділі проведено дослідження енергетичних, екологічних та надійнісних характеристик дизеля на засобах річкового транспорту при роботі на безводному паливі і водопаливній емульсії.

Наукова новизна отриманих у дисертації результатів полягає в наступному:

- удосконалено модель підвищення ефективності експлуатації засобів річкового транспорту на основі використання гомогенізованого палива, яка відрізняється від відомих проведенням оптимізації системних властивостей експлуатації, що дозволяє підвищити екологічні та надійнісні показники експлуатації засобів річкового транспорту в умовах посилення міжнародних вимог до скорочення шкідливих викидів в атмосферу та підвищення безпеці експлуатації;

- удосконалено метод підвищення паливної економічності та поліпшення екологічних показників засобів річкового транспорту в умовах експлуатації, який відрізняється від відомих проведенням порівняльних випробувань дизеля на різних видах палива, що дозволяє більш точно визначити екологічні показники експлуатації, за рахунок визначення складу відпрацьованих газів та оцінювання впливу дисперсності гомогенізованого палива на динаміку зростання парогазового утворення за різних умов експлуатації засобів річкового транспорту;

- удосконалено процедура підвищення комплексного показника надійності експлуатації засобів річкового транспорту, яка відрізняється від відомих визначенням умов міцності головного дизельного двигуна по щільності розподілу ймовірностей випадкових величин навантаження і несучої здатності, що дозволяє підвищити експлуатаційні показники довговічності та безвідмовності за рахунок використання моделі «навантаження - несуча здатність».

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що на основі виконаних досліджень:

проведено порівняльні випробування двигуна на чистому та гомогенізованому дизельному паливі, які показали ефективність використання отриманого гомогенізованого палива в суднових дизелях без внесення змін у конструкцію двигунів.

впроваджено систему переведення двигуна з безводного дизельного на гомогенізоване паливо з водою, яке виготовлене на дослідній установці.

Результати досліджень свідчать про те, що покращились екологічні показники ефективності експлуатації, а саме: зменшилась концентрація оксидів азоту на 32 %; зменшилась концентрація оксиду вуглецю на 34%; - зменшення температури випускних газів на 2,2 %; зменшення димності на 36 %; збільшення питомої ефективної витрати палива лише на 13 %.

Також за результатами досліджень спостерігається підвищення надійності експлуатації, а саме: підвищення довговічності до 10–15 %; підвищення безвідмовності до 5-7 %.

Результати дисертаційної роботи були впроваджені в судноплавній компанії Приватне акціонерне товариство “Українське Дунайське пароплавство” на теплоході «Прага» та у відокремленому структурному підрозділі ПрАТ “Українське Дунайське пароплавство” на судні «Задонск», що дозволило підвищити екологічні та надійнісні показники експлуатації суден.

Результати дослідження дисертаційної роботи також було впроваджено у навчальному процесі Дунайського інституту НУ “ОМА” при проведенні лекційних та практичних занять з дисциплін “Суднові допоміжні установки і системи та їх експлуатація” і “Суднові двигуни внутрішнього згоряння” та у навчальному процесі Херсонської державної морської академії при проведенні лекційних та практичних занять.

Наукові положення та результати, що отримані в дисертаційному дослідженні достовірні, оскільки базуються на проведеному інформаційному пошуку, розробленій математичній моделі, збігу аналітичних та експериментальних значень досліджених параметрів, а також отриманих актах впровадження на енергетичних комплексах річкових засобів транспорту.

Ключові слова: дизельне паливо, екологічні показники, емульгатор, емульговане паливо, парогазове утворення, річковий транспорт, комплексний показник надійності.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації

1. Данилян А.Г., Чимшир В.И., Найденов А.И. Перспективы перевода судов речного флота на водотопливную эмульсию. *Вісник Одеського національного морського університету № 2 (44)*, 2015. С. 121-127 (наукове фахове видання України, категорія «Б»).
2. Данилян А.Г., Чимшир В.И., Власов И.В., Найденов А.И. Новые направления глубокой утилизации тепла судовых дизелей. *Вісник Одеського національного морського університету № 3 (49)*, 2016. С. 91-103. (наукове фахове видання України, категорія «Б»).
3. Горбань А.В., Довгаль І.І., Крижановська С. І., Найденов А.І. Особливості прогнозування стану суднового обладнання річкового та морського транспорту. *Водний транспорт. 3(31)*. 2020. С.55–66 (наукове фахове видання України, категорія «Б»).
4. Бажак О.В., Найдьонов І.В. Розроблення методів поліпшення екологічних показників засобів річкового транспорту в умовах експлуатації. *Slovak international scientific journal. Vol.1. No.49*, 2021. Р.13-20 (наукове видання країни ЄС).
5. Найденов І.В., Смирнова І.М., Бліндарук О.М., Кравчук Ю.О. Методи підвищення паливної економічності та поліпшення екологічних показників засобів річкового транспорту в умовах експлуатації. *Водний транспорт. 1(32)*. 2021. С.86–97 (наукове фахове видання України, категорія «Б»).

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

6. Найденов А.И. Анализ эмульгаторов кавитационного типа / Найденов А.И. // Матеріали VI всеукраїнської науково-практичної конференції «Новітні напрямки переоснащення, експлуатації та ремонту судових систем», 10 грудня 2015 р. - Ізмаїл: ІФ ОНМА, 2015. - С. 89-92.
7. Найденов А.И. Экспериментальное исследование влияния

комбинированного топлива на экономические и экологические характеристики дизеля / Найденов А.И., Тарковский Е.А. // Матеріали VII всеукраїнської науково-практичної конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту», 8 грудня 2016 р. - Ізмаїл: ДІ НУ «ОМА», 2016. - С. 127-130.

8. Шаркевич М.С. Комбинированные силовые установки / Шаркевич М.С., Найденов А.И. // Матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту», 7 грудня 2017 р. - Ізмаїл: ДІ НУ «ОМА», 2017. - С. 269-273.

9. Разінкін Р.О. Ресурсозберігаюча експлуатація судових дизелів на основі трибомоніторингу моторного мастила / Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні тенденції розвитку морської галузі, безпека судноплавства, підготовка моряків у відповідності до національних і міжнародних вимог», 25 травня 2018 р. - Маріуполь: АМІ НУ «ОМА», 2018. - С. 229-232.

10. Лещев В. О. Моделювання датчика частоти обертання з пружинами змінної жорсткості / Лещев В. О., Найдьонов А. І. // Матеріали ІХ міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту», 6-7 грудня 2018 р. - Ізмаїл: ДІ НУ «ОМА», 2018. - С. 121-124.

11. Razinkin R. Shipboard diesel engines resources – saving operation based on lubrication oil tribomonitoring / Razinkin R., Naydyonov A. // The third international scientific congress of scientists of Europe, 11th January 2019 - Vienna, Austria: “SOLUTION”, 2019. – 572-576 p.

12. Лещев В.А. Исследование влияния вида пружины датчика частоты вращения дизеля на токсичные компоненты ОГ при переходных процессах / Лещев В.А., Найденов А.И. // Матеріали Х міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на

транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування СЕУТТОО-2020», 12-13 вересня 2019 р. – Херсон: ХДМА.-2019. – С.46-48

13. Лещев В.О. Моделювання різних типів пружин датчика частоти обертання дизеля при перехідних процесах та вплив на токсичні компоненти ВГ / Лещев В.О., Найдьонов А.І. // Матеріали III міжнародної науково-практичної конференції «Стратегічний потенціал державного та територіального розвитку», 9-10 жовтня 2019 р. – Маріуполь - Кривий Ріг.- 2019. – С.369-371

14. Лещев В. О. Использование неявного решателя для моделирования динамических процессов токсичных выбросов отработанных газов на примере компоненты диоксидов азота / Лещев В. О., Найдьонов А. І.// Матеріали X міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту», 12-14 грудня 2019 р. - Ізмаїл: ДІ НУ «ОМА», 2019. - С. 132-134.

15. Лещев В. О. Візуальне моделювання впливу в'язкого тертя на критичні частоти крутильних коливань гребного валу судна / Лещев В.О., Найдьонов А.І. // Матеріали XI міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту», 3-4 грудня 2020 р. – Ізмаїл. – 2020. -С. 68-72.

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації

16. Лещев В.А., Найденов А.И. Имитационное моделирование датчика частоты вращения с пружинами переменной жесткости. *Научный взгляд в будущее. – Выпуск 12. Том 1.* – Одесса: Куприенко СВ, 2019 – С.9-17.

17. Igor Z. Maslov, Valentin I. Chimshir, Iryna M. Smyrnova, Andrii I. Naydyonov. New Technological Scheme for Dredging Process. *International*

Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT) ISSN: 2249 – 8958, Volume-9 Issue-2, December, 2019. P. 185-190. (наукометрична база Scopus)

18. Данилян А.Г., Чимшир В.И., Разинкин Р.А., Найденов А.И. Совершенствование систем технического диагностирования малооборотных судовых дизелей. «Молодой учёный». № 2 (82. Технические науки). ООО «Издательство Молодой ученый». Казань, 2015 г. С. 138-142.

19. Лещев В.А., Найденов А.И. Влияния переходных процессов на величину коэффициента дымности отработанных газов дизеля. *Научный взгляд в будущее. – Выпуск 13. Том 1.* – Одесса: Куприенко СВ, 2019 – С.34-45..

20. Лещев В.А., Найденов А.И. Уменьшение выброса токсичных компонентов отработанных газов при пуске дизеля устройством формирования оптимального пуска. *Modern Science: scientific publications journal. – № 07, Vol. I, (July) / Scientific-information publishing center «Strategic Studies Institute»;* Editor-in-chief – A.N. Zotin. – Moscow, 2019. С.233–239..

21. Лихогляд К.А., Маслов І.З., Разінкін Р.О., Найденов А.І. Устрій судових котельних установок та їхня безпечна експлуатація. Навчальний посібник з дисципліни «Суднові парові котли» за спеціальністю 271 «Річковий та морський транспорт». Одеса: НУ «ОМА», 2018. 166 с.

SUMMARY

Naydynov A.I. Method of improving the system properties of river transport vehicles in the conditions of operation by means of homogenization of diesel fuel - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of the candidate of technical sciences (doctor of philosophy) on a specialty 05.22.20 - operation and repair of means of transport. State University of Infrastructure and Technology, Kyiv, 2021.

Today, the average age of ships of the Ukrainian Danube Shipping Company is about 40 years, and given their share in the fleet operating in the Danube basin, it should be expected that most ships under the Ukrainian flag may be in the group outside the standard, if the necessary measures to increase the efficiency of operation or restoration of the fleet.

The dissertation solves a topical scientific problem, which is to develop models and methods to improve the system properties of river vehicles in operation.

The aim is to theoretically and practically substantiate the feasibility of using homogenized diesel fuel to improve the environmental and reliability of river transport vehicles.

This goal is achieved by solving the following partial tasks: analysis and identification of particularly important system properties that affect the efficiency of river transport; development of a model and methods for improving the system properties of river transport vehicles in operation; substantiation of the peculiarities of the use of homogenized fuel on board the river vessel and increase of the reliability of the engine operation; research of efficiency of the developed scientific and technical recommendations.

The object of research is the process of operation of river vehicles.

The subject of the research are models and methods of improving the system properties of river transport vehicles in operation.

The paper combines theoretical, numerical and experimental research methods. Theoretical methods were used to calculate the dynamics of growth of the vapor of gas formation in the droplets of homogenized fuel, which were performed using numerical simulations on a computer.

Experimental methods were used to verify the adequacy and reliability of mathematical models, as well as to determine the patterns of evaporation of a drop of pure fuel and homogenized fuel on the heated bottom of the piston, conducted at the experimental installation, as well as comparative tests of experimental fuel on engine performance.

Numerical methods were used to compare the results of theoretical and experimental research.

The first section analyzes the current state of use of various fuels on annual vessels, the prospects for the use of homogenized fuel, proposed a schematic diagram of the preparation of advanced fuel in ship conditions, proposed improvements in the methodology of diagnosing the indicator process.

In the second section the author presents the results of modeling the impact on the smoke coefficient of exhaust gases in some modes of diesel operation, substantiates the efficiency of the stand and suggests ways to reduce the smoke coefficient, substantiates the procedure for increasing the comprehensive reliability of river transport.

The third section substantiates the methods that provide analysis of evaporation of emulsified and homogeneous fuels at the bottom of the piston, formed and tested a membrane dispersant for the manufacture of fuel and water emulsions, improved the model of improving the efficiency of river transport based on homogenized fuel.

In the fourth section, a study of energy, environmental and reliability characteristics of diesel on river vehicles when working on anhydrous fuel and water-fuel emulsion.

The scientific novelty of the results obtained in the dissertation is as follows:

- the model of increase of efficiency of operation of river transport vehicles on the basis of use of homogenized fuel which differs from known by carrying out optimization of system properties of operation that allows to increase ecological and reliable indicators of operation of river transport means in the conditions of strengthening of international requirements to reduction of harmful emissions and safety is improved. operation;

- improved method of increasing fuel efficiency and improving the environmental performance of river vehicles in operation, which differs from the known comparative tests of diesel on different fuels, which allows to more accurately determine the environmental performance by determining the composition of exhaust gases and assessing the impact of homogenized dispersion fuel for the dynamics of growth of steam and gas formation under different operating conditions of river vehicles;

- the procedure of increasing the complex indicator of operational reliability of river vehicles has been improved, which differs from the known conditions for the strength of the main diesel engine on the density of probabilities of random values of load and bearing capacity, which allows to increase durability and reliability through the use of load-bearing ».

The practical significance of the results is that based on the research:

comparative tests of the engine on pure and homogenized diesel fuel were carried out, which showed the efficiency of using the obtained homogenized fuel in marine diesels without making changes in the design of engines.

introduced a system for converting the engine from anhydrous diesel to homogenized fuel with water, which is manufactured at the experimental plant.

The research results show that the ecological indicators of operational efficiency have improved, namely: the concentration of nitrogen oxides has decreased by 32%; the concentration of carbon monoxide decreased by 34%;

- reduction of exhaust gas temperature by 2.2%; reduction of smoke by 36%; increase in specific fuel efficiency by only 13%.

Also, according to research results, there is an increase in operational reliability, namely: increase in durability to 10-15%; increase in reliability to 5-7%.

The results of the dissertation were implemented in the shipping company Private Joint Stock Company "Ukrainian Danube Shipping Company" on the ship "Prague" and in a separate structural unit of PJSC "Ukrainian Danube Shipping Company" on the ship "Zadonsk", which allowed to increase environmental performance and reliability.

The results of the dissertation research were also implemented in the educational process of the Danube Institute NU "OMA" during lectures and practical classes in the disciplines "Ship auxiliaries and systems and their operation" and "Marine internal combustion engines" and in the educational process of Kherson State Maritime Academy at conducting lectures and practical classes.

The scientific provisions and results obtained in the dissertation research are reliable, as they are based on the information search, the developed mathematical model, the coincidence of analytical and experimental values of the studied parameters, as well as the obtained acts of implementation of river vehicles.

Key words: diesel fuel, ecological indicators, emulsifier, emulsified fuel, steam and gas formation, river transport, complex reliability indicator.

З М І С Т

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	19
ВСТУП.....	20
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СИСТЕМНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ, ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РІЧКОВОГО ТРАНСПОРТУ.....	28
1.1. Актуальність проблеми зменшення забруднення атмосферного повітря відпрацьованими газами річкового транспорту	28
1.2. Основні напрямки комплексного поліпшення екологічних показників річкового транспорту	36
1.3. Вплив властивостей гомогенного палива на екологічні показники річкового транспорту	51
1.4. Дослідження можливостей забезпечення надійності суднових двигунів...	58
1.4.1. Загальні положення.....	58
1.4.2. Визначення причин відмов, ушкоджень суднових технічних засобів.....	61
1.4.3. Класифікація задач дослідження безвідмовності конструкцій суднових дизелів	64
Висновки до першого розділу.....	66
РОЗДІЛ 2 РОЗРОБЛЕННЯ МОДЕЛІ ТА МЕТОДІВ ПОКРАЩЕННЯ СИСТЕМНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЗАСОБІВ РІЧКОВОГО ТРАНСПОРТУ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ	68

2.1. Вибір показників якості функціонування моделі покращення системних властивостей та математична постановка наукового завдання.....	68
2.2. Особливості процесу використання гомогенізованого палива в дизелі річкового судна.....	71
2.2.1. Аналіз процесу використання гомогенізованого палива	71
2.2.2. Аналіз підвищення ймовірності безвідмовної роботи судових дизелів, виходячи з граничного стану конструкцій	75
2.2.3. Щодо застосування моделей «навантаження - несуча здатність»	84
2.2.3.1. Модель «навантаження - несуча здатність» при незалежних між собою навантаженні і несучої здатності.....	85
2.2.3.2. Залежність ймовірності безвідмовної роботи від розподілу навантаження і несучої здатності.....	85
2.2.3.3. Несуча здатність і навантаження розподілені за нормальним законом	86
2.2.3.4. Несуча здатність і навантаження розподілені за логарифмічно нормальним законом	86
2.2.3.5. Несуча здатність і навантаження розподілені за експоненціальним законом	87
2.2.3.6. Несуча здатність має експоненціальне розподіл, а навантаження нормальний розподіл.....	87
2.2.3.7. Несуча здатність і навантаження мають гамма – розподіл ..	88
2.2.3.8. Несуча здатність має розподіл Вейбулла, а навантаження розподілено по нормальному закону	89
2.2.3.9. Несуча здатність і навантаження мають розподіл Вейбулла	89
2.3. Особливості розроблення моделі підвищення ефективності експлуатації засобів річкового транспорту.....	90
2.4. Модель парогазового утворення в краплі емульсій палива, в нагрітому середовищі	93

Висновки до четвертого розділу.....	160
ВИСНОВКИ	168
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	171
ДОДАТОК А. АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ.....	168
ДОДАТОК Б. СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ	168

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ГДД	–	Головний дизельний двигун
ІМО	–	Міжнародна морська організація
ЗРТ	–	Засоби річкового транспорту
ВПЕ	–	Водно-паливна емульсія
ЕР	–	Експлуатація та ремонт

ВСТУП

Актуальність теми. У 2005 р вступив в силу Додаток VI до Міжнародної конвенції щодо запобігання забрудненню атмосфери (МАРПОЛ), який був прийнятий Міжнародною морською організацією (ІМО) в 1997 р. Цей документ зобов'язував судновласників та операторів вжити заходів до скорочення шкідливих викидів в атмосферу морським та річковим флотом.

Робоча група з внутрішнього водного транспорту Європейської економічної комісії Організації Об'єднаних Націй (ЄЕК ООН) 16 березня 2006 прийняла Резолюцію № 61, додатком до якої є "Рекомендації, що стосуються узгоджених на європейському рівні технічних приписів, застосованих до суден внутрішнього плавання".

На основі Рекомендацій, розроблених і прийнятих в рамках ЄЕК ООН, Постановою Шістдесят восьмої сесії Дунайської Комісії (ДК) від 15 травня 2007 року (док. ДК / СЕС 68/7) були прийняті "Рекомендації, що стосуються технічних приписів для суден внутрішнього плавання" в якості мінімальних технічних приписів для суден країн-членів ДК, що плавають по Дунаю, з урахуванням раніше прийнятих ДК рекомендацій за окремими технічними питаннями. Цією Постановою країнам-членам ДК рекомендовано ввести їх в дію в якнайкоротший термін і проінформувати про це ДК.

З огляду на те, що на сьогодні середній вік суден українського Дунайського пароплавства 38 років, і беручи до уваги їх частку в флоті що працюють в басейні річки Дунай, слід очікувати, що велика частина суден під українським прапором може виявитися в групі поза стандартних, якщо не будуть вжиті необхідні заходи для відновлення або модифікації флоту.

Основними напрямками досліджень можна вважати пошук конструктивних зміни або нових рішень, пов'язаних із судновими

технічними засобами або рішеннями, пов'язаними з модифікацією палива та застосуванням нових його типів, пов'язаними з покращенням системних властивостей засобів річкового транспорту, у тому числі з підвищенням надійності експлуатації.

Одним з ефективних маловитратних і простих способів зменшення викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами судових дизелів є застосування присадки води до палива у вигляді емульсії.

Значний внесок в цій галузі зроблений вітчизняними і зарубіжними вченими А.А. Теплицким, А.В. Савченко, А.О. Прохоренко, А.П. Марченко, В.В. Солодовниковим, М.С. Куликом, І.В. Парсадановим, І.М. Карягіним, М.О. Диким, Abuzaid M., Armas O., Hountalas D., Kadodta T., Leug P., Maria R.V., Morozumi Y., Yoshimoto Y. і багатьма іншими, але окремі питання підвищення екологічних показників експлуатації засобів річкового транспорту залишилися на цей час невизначеними.

Вищенаведене вимагає вирішення актуального наукового завдання, яке полягає в розробленні моделей та методів покращення системних властивостей засобів річкового транспорту в умовах експлуатації.

Обґрунтування вибору теми дослідження.

Як відомо, проблема забезпечення надійності є однією з центральних на всіх стадіях «життєвого» циклу

Тому за рівнем значущості першорядна роль відводиться забезпеченню надійності і лише друге місце займає проблема забезпечення економічності.

Проблема забезпечення безпечної експлуатації ГДД позначена в вимогах ІМО (International Marine Organization), як невід'ємна частина вимог Міжнародного кодексу STCW 75/95 (Standard of Training for Certificate of Watchkeeping).

Надійність судових дизелів є комплексним властивістю, яке в залежності від призначення і умов експлуатації судових дизелів може включати в себе безвідмовність, ремонтпридатність, восстанавлюваність,

довговічність, збереженість, готовність або певні поєднання цих властивостей.

Тому, обрана тема дослідження як розроблення методу покращення системних властивостей засобів річкового транспорту в умовах експлуатації за допомогою гомогенізації дизельного палива є дуже складною та актуальною на цей час.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота спрямована на реалізацію Закону України про Транспорт (№ 4709-VI від 17.05.2012), Морської доктрини України на період до 2035 року (Постанова Кабінету міністрів України від 7.10.2009, № 1307), Галузевої програми забезпечення безпеки судноплавства на 2014-2018 роки (наказ Міністерства інфраструктури України від 26.06.2013, № 426), Стратегії імплементації положень директив та регламентів Європейського Союзу у сфері міжнародного морського та внутрішнього водного транспорту (Розпорядження Кабінету міністрів України від 11.10.2017, № 747–р).

Модифікація палива є однією з тем науково-дослідної роботи кафедри суднових енергетичних установок і систем в межах комплексної теми «Розробка концепції безпечної експлуатації суднових систем та обладнання» за державним реєстраційним номером 0118U007602.

Передбачається, що застосування модифікованого палива здатне поліпшити екологічні показники транспорту внутрішніх водних шляхів із мінімальними змінами в конструкції як двигунів так і суден.

Метою і завданням досліджень є теоретичне та практичне обґрунтування доцільності застосування гомогенізованого дизельного палива для покращення екологічних та надійнісних показників ефективності експлуатації засобів річкового транспорту.

Поставлена мета досягається через вирішення таких часткових **завдань:**

- аналіз та виявлення особливо важливих системних властивостей які впливають на ефективність експлуатації річкового транспорту;
- розробити моделі та методи покращення системних властивостей засобів річкового транспорту в умовах експлуатації;
- особливості використання гомогенізованого палива на борту річкового судна та підвищення надійності експлуатації двигуна;
- дослідити ефективність розроблених науково-технічних рекомендацій.

Об'єкт дослідження - процес експлуатації засобів річкового транспорту.

Предмет дослідження – моделі та методи покращення системних властивостей засобів річкового транспорту в умовах експлуатації.

Методи дослідження

У роботі поєднані теоретичні, чисельні та експериментальні методи дослідження. Теоретичні методи використовувалися під час розрахунку динаміки зростання зародка парогазового утворення в краплі гомогенізованого палива, що виконувалися за допомогою чисельного моделювання на комп'ютері.

Експериментальні методи використовувалися для перевірки адекватності та достовірності математичних моделей, а також для визначення закономірностей перебігу процесів випаровування краплі чистого палива та гомогенізованого палива на нагрітому донишку поршня, що проводилися на дослідній установці, а також порівняльні випробування впливу експериментального палива на робочі характеристики, що виконувалися на дизелі DEUTZ MWM D234 V06 та DEUTZ MWM SBV 6M 628 судна т/х «Задонск», а також 8 NVD 48 AU2 т/х «Прага». Чисельними методами здійснювалося зіставлення результатів теоретичних та експериментальних досліджень.

Наукова новизна одержаних результатів.

- удосконалено модель підвищення ефективності експлуатації засобів річкового транспорту на основі використання гомогенізованого палива, яка відрізняється від відомих проведенням оптимізації системних властивостей експлуатації, що дозволяє підвищити екологічні та надійнісні показники експлуатації засобів річкового транспорту в умовах посилення міжнародних вимог до скорочення шкідливих викидів в атмосферу та підвищення безпеці експлуатації;

- удосконалено метод підвищення паливної економічності та поліпшення екологічних показників засобів річкового транспорту в умовах експлуатації, який відрізняється від відомих проведенням порівняльних випробувань дизеля на різних видах палива, що дозволяє більш точно визначити екологічні показники експлуатації, за рахунок визначення складу відпрацьованих газів та оцінювання впливу дисперсності гомогенізованого палива на динаміку зростання парогазового утворення за різних умов експлуатації засобів річкового транспорту;

- удосконалено процедура підвищення комплексного показника надійності експлуатації засобів річкового транспорту, яка відрізняється від відомих визначенням умов міцності головного дизельного двигуна по щільності розподілу ймовірностей випадкових величин навантаження і несучої здатності, що дозволяє підвищити експлуатаційні показники довговічності та безвідмовності за рахунок використання моделі «навантаження - несуча здатність».

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що на основі виконаних досліджень розроблено та впроваджено:

Порівняльні випробування двигуна на чистому та гомогенізованому дизельному паливі показали ефективність використання отриманого гомогенізованого палива в судових дизелях без внесення змін у конструкцію двигунів.

Впроваджено систему при переведенні двигуна з безводного дизельного на гомогенізоване паливо з водою, виготовлене на дослідній установці.

Результати досліджень свідчать про те, що покращились екологічні показники ефективності експлуатації, а саме: зменшилась концентрація оксидів азоту на 32 %; зменшилась концентрація оксиду вуглецю на 34%; - зменшення температури випускних газів на 2,2 %; зменшення димності на 36 %; збільшення питомої ефективної витрати палива лише на 13 %.

Також за результатами досліджень спостерігається підвищення надійності експлуатації, а саме: підвищення довговічності до 10–15 %; підвищення безвідмовності до 5-7 %.

Впровадження отриманих результатів. Результати дисертаційної роботи були впроваджені в судноплавній компанії Приватне акціонерне товариство “Українське Дунайське пароплавство” на теплоході «Прага» та у відокремленому структурному підрозділі ПрАТ “Українське Дунайське пароплавство” на судні «Задонск», що дозволило підвищити екологічні та надійнісні показники експлуатації суден.

Результати дослідження дисертаційної роботи також було впроваджено у навчальному процесі Дунайського інституту НУ “ОМА” при проведенні лекційних та практичних занять з дисциплін “Суднові допоміжні установки і системи та їх експлуатація” і “Суднові двигуни внутрішнього згорання” та у навчальному процесі Херсонської державної морської академії при проведенні лекційних та практичних занять.

Особистий внесок автора. У роботах, опублікованих у співавторстві, автору належить: [1] – аналіз використання різноманітних видів палива на річних суднах, перспектива застосування гомогенізованого палива, запропоновано принципову схему підготовки удосконаленого палива в суднових умовах, запропоновано удосконалення методики діагностування індикаторного процесу; [2] – наведено результати моделювання впливу на

коефіцієнт димності відпрацьованих газів на деяких режимах роботи дизеля, обґрунтовано працездатність стенду та запропоновано шляхи зниження коефіцієнту димності; [3] – досліджено вплив динамічних режимів роботи дизеля на основні компоненти токсичних викидів, розроблено модель підвищення ефективності експлуатації засобів річкового транспорту на основі використання гомогенізованого палива; [4] – модель пристрою формування оптимального пуску щодо викидів та показано зниження токсичних компонентів відпрацьованих газів, коефіцієнта димності і оксидів азоту; [5] – автором обґрунтовано процедура підвищення комплексного показника надійності експлуатації засобів річкового транспорту.

Ступінь обґрунтованості і достовірності наукових положень і рекомендацій. Наукові положення та результати, що отримані в дисертаційному дослідженні достовірні, оскільки базуються на проведеному інформаційному пошуку, розробленій математичній моделі, збігу аналітичних та експериментальних значень досліджених параметрів, а також отриманих актах впровадження на енергетичних комплексах річкових засобів транспорту.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і наукові результати дослідження доповідалися, обговорювалися та отримали позитивні відгуки на міжнародних науково-практичних та науково-технічних конференціях:

“Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту” (Ізмаїл, 2017-2019); «Сучасні тенденції розвитку морської галузі, безпеки судноплавства, підготовка моряків у відповідності до національних та міжнародних вимог» (Україна, Маріуполь, 2018); “Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування СЕУТТОО – 2019” (Херсон, 2019); «The Third International scientific congress of scientists of Europe. Proceedings of the III International

Scientific Forum of Scientists "East–West" (Austria, Vienna, 2019); «Innovative approaches for the development of competencies of specialists under conditions of professional development» (Україна, Ізмаїл, 2019); «Професійне навчання персоналу – європейський вибір» (Україна, Київ – Ізмаїл, 2019); «Стратегічний потенціал державного та територіального розвитку» (Україна, Маріуполь, 2019); “Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту” (Ізмаїл, 2016).

Публікації. Основні результати дисертації висвітлено у 5 наукових працях, з них: 4 – у фахових виданнях України (категорії Б), 1 – у науковому виданні ЄС.

Додатково результати досліджень висвітлені у фахових виданнях інших країн у 6 наукових працях (у тому числі 1 у міжнародній наукометричній базі Scopus), а також апробовані та опубліковані у 10 збірниках і матеріалах науково-технічних конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний обсяг роботи складає 199 сторінок, з них 160 сторінок основного тексту, 33 рисунки, 8 таблиць, бібліографія з 172 найменувань на 19 сторінках.

У додатку А наведені акти впровадження результатів дисертаційного дослідження.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СИСТЕМНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ, ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РІЧКОВОГО ТРАНСПОРТУ

1.1 Актуальність проблеми зменшення забруднення атмосферного повітря відпрацьованими газами річкового транспорту

У відповідності до закону №50 1992 року з редакцією від 18.12.2017 року «Про охорону атмосферного повітря» Україна зобов'язалася здійснювати міжнародне співробітництво в цій галузі. “Якщо міжнародним договором України встановлено інші правила, ніж ті, які передбачені цим Законом, то повинні застосовуватися Правила міжнародного договору” [1, 2, 5].

Отже, всі суднові дизельні енергетичні установки, що експлуатуються на території України повинні відповідати міжнародним нормам щодо забруднення атмосферного повітря.

Регламент (ЄС) 2015/757 Європейського Парламенту і Ради від 29 квітня 2015 року про моніторинг, повідомлення та перевірку викидів вуглекислого газу з морського транспорту встановлює правила для точного моніторингу, звітності, верифікації та іншої відповідної інформації стосовно викидів двоокису вуглецю (CO₂) з суден, що прибувають або виходять з портів, що знаходяться під юрисдикцією будь-якої держави-члена, з метою сприяння зменшенню викидів CO₂ з морського транспорту економічно ефективним шляхом. Цей Регламент застосовується до суден, валова місткість яких перевищує 5 тис. тон, та відповідно до кількості викидів CO₂, що здійснюються під час курсування цих суден з їх останнього порту заходу в порт прибуття, що знаходиться під юрисдикцією держави-члена, та на території між портами прибуття, що знаходяться під юрисдикцією держави-члена [2, 137].

Працюючий дизель є інтенсивним джерелом хімічного забруднення атмосферного повітря токсичними речовинами, що містяться у відпрацьованих газах.

У відпрацьованих газах двигунів внутрішнього згорання виявлено понад 1200 різних хімічних сполук, але нормування шкідливих викидів поки проводиться за чотирма компонентами. Це оксиди азоту (NO_x), монооксид вуглецю (CO), сумарні вуглеводні (C_nH_m) і твердих часток.

Розробка норм шкідливих викидів відбувається з урахуванням ступеня їх негативного впливу на організм людини і навколишнє середовище.

Найбільш токсичними і шкідливими з перерахованих нормованих хімічних компонентів є оксиди азоту. У поєднанні з парами води вони утворюють азотну кислоту. Крім цього, при високих температурах і рівні сонячного освітлення за наявності оксидів азоту утворюється озон. Кислота і озон руйнують дихальну систему людини, і є причиною захворювання на астму та порушення нервової системи. Озон, що міститься в атмосферному повітрі, завдає пошкодження деревам, траві, зерновим і овочевим культурам.

Азотисті хімічні сполуки здатні накопичуватися в ґрунті й воді. Вони сприяють зростанню шкідливих водоростей, мають негативний вплив на тварин і риб.

Переважною більшістю доповідачів Конгресу СІМАС, який проходив у 2010 року в Бергені (Норвегія), зазначалося, що пріоритетом сучасного двигунобудування є проблеми пов'язані з негативним впливом дизелів на навколишнє середовище. Якщо раніше основними напрямками у сфері вдосконалення поршневого двигунобудування були роботи спрямовані на зменшення питомої витрати палива і підвищення питомої потужності, то сьогодні головним завданням при розробці нових і перспективних типів

дизелів є зменшення викидів забруднюючих речовин з відпрацьованими газами [58].

За кордоном, для суден морського і змішаного (річка-море) плавання питомі середньозважені викиди забруднюючих речовин в відпрацьованих газах дизелів нормуються “Технічним Кодексом щодо викидів окислів азоту від суднових двигунів”. Кодекс є складовою частиною “Міжнародної Конвенції щодо запобігання забрудненню суднами” (МАРПОЛ 73/78). Цей директивний документ був ухвалений на конференції членів Міжнародної Морської Організації (ІМО), яка відбулася 26 вересня 1997 року і набула чинності 1 січня 2000 року. [3, 4, 55].

Вимоги, що містяться в Положеннях Технічного Кодексу, стосуються умов проведення випробувань, методів вимірювань і методик обробки результатів випробувань повністю відповідає Міжнародному стандарту ISO 8178 “ДВС. Вимірювання емісії шкідливих речовин”.

Україна офіційно приєдналася до Міжнародної Конвенції МАРПОЛ 73/78 в 1993 році.

У Сполучених Штатах Америки охорону атмосферного повітря здійснює Агентство з захисту навколишнього середовища (USEPA) [5, 7, 135]. Там діє стандарт добровільної сертифікації “Блакитне Небо” (Blue Sky Series) [5, 6, 59].

У країнах Європейського Економічного Співтовариства для суднових дизелів річкового флоту контроль в галузі забруднення атмосферного повітря здійснює Центральної комісії судноплавства по Рейну (CCNR) в якій Україна має статус спостерігача, яка працює під керівництвом Європейського екологічного агентства (ЕЕА) [8, 37].

Норми забруднення, встановлені Агентством ЕЕА також відповідають Міжнародному стандарту ISO 8178 “ДВС. Вимірювання емісії шкідливих речовин”.

З 2009 року набув чинності Європейський стандарт “Граничного Рівня Викидів для внутрішніх водних шляхів“ (Emission Standards. EU: Nonroad Engines. Inland Waterway Vessels. Stage IIIA). Цей документ відповідає стандарту Американського Агентства з охорони навколишнього середовища “Tier 2”.

В Україні основним діючим нормативним документом, що обмежує викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами суднових дизелів, є Регламент (ЄС) 2015/757 та стандарт ISO 3046-1:2002 [15, 16].

У липні 2011 року «Правила по запобіганню забрудненню з суден» Регістру судноплавства України було офіційно закріплено. У Частині V Правил Регістру судноплавства України на основі резолюції МЕРС.184(59) «Керівництво 2009 по системах очистки відпрацьованих газів». були викладені вимоги щодо запобіганню забрудненню атмосфери судновими дизелями (головними та допоміжними) [82]. У цьому документі викладені нормативні значення викидів шкідливих (забруднюючих) речовин та димності відпрацьованих газів, методи вимірювань, обстеження і порядок огляду суднових двигунів.

Викладені в Правилах Регістру судноплавства України вимоги також повністю відповідають вимогам Технічного Кодексу Додатки VI Матеріалів Міжнародної Конвенції МАРПОЛ 73/78.

Допустимі значення шкідливих викидів для нових головних і допоміжних суднових дизелів, випущених з 1 січня 2000 року наведені в Табл. 1.1.

На рисунку 1.1 графічно зображена залежність граничних значень питомих середньозважених викидів оксидів азоту для дизелів морського і річкового флоту.

Для двигунів, що пройшли капітальний ремонт, допустимі значення нормованих параметрів, які встановлені для нових дизелів, повинні бути

помножені на відповідні коригувальні коефіцієнти, які наведені в Частині V Правил Регістру судноплавства України.

Таблиця 1.1 – Граничні значення питомих середньозважених викидів забруднюючих речовин

Критичний параметр	Найбільше припустиме значення
Питома середньозважений викид оксидів азоту (NO_x) у приведенні до NO_2 , г / (кВт · год)	17,0 при $n \leq 130$ $45 n^{-0,2}$ при $130 < n \leq 2000$ 9,8 при $n > 2000$
Питома середньозважений викид оксиду вуглецю (CO), г / (кВт · год)	3,0
Питома середньозважений викид сумарних вуглеводнів (CH) в перерахунку на умовний склад $\text{C}_1 \text{H}_{1,85}$, г / (кВт · год)	1,0
Примітка: n – частота обертання валу двигуна, хв^{-1} .	

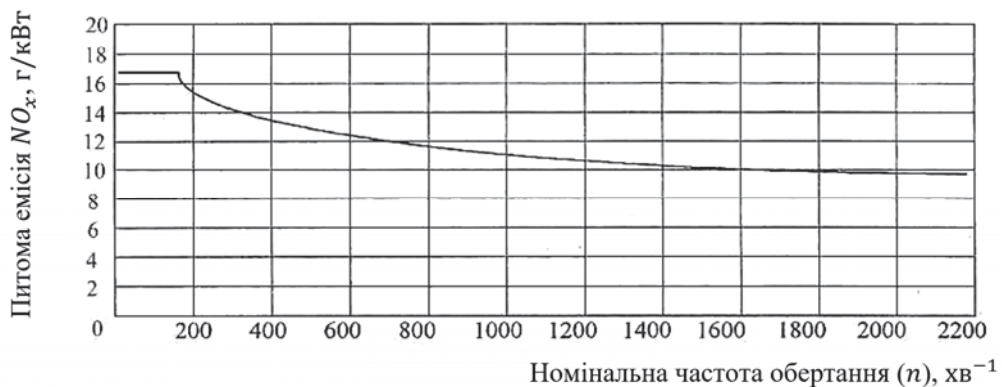


Рисунок 1.1 – Граничні значення питомих середньозважених викидів оксидів азоту залежно від частоти обертання колінчастого вала для суднових дизелів, випущених з 1 січня 2000 р. до 2011 року

У США нормування відбувається не залежно від частоти обертання колінчастого вала, як в МАРПОЛ 73/78, а залежно від потужності двигуна. Норми NO_x і CO об'єднані в одну величину, яка значно менше, ніж норми встановлені МАРПОЛ 73/78.

58 сесія Комітету із захисту Морського Середовища (Мерс) Міжнародної Морської Організації (ІМО), що проходила у Лондоні з 6 по 10 жовтня 2008 року, ухвалила нову редакцію Правил запобіганню забруднення з суден, що стосується Програми VI МАРПОЛ 73/78. Згідно з прийнятим планом до 01 січня 2011 року було заплановано чергове посилення норм шкідливих викидів, а 2016 року в зонах Контрольованих Викидів передбачається скорочення викидів оксидів азоту на 80 % (на рівні міжнародних норм Tier 3). До сфери дії норм Tier 3 (Зони Контрольованих Викидів) належать Північноамериканське узбережжя Канади і Сполучених Штатів, а також Балтійське море.

Динаміка процесу посилення норм шкідливих викидів судновими дизелями в новій редакції Програми VI Матеріалів Міжнародної Конвенції МАРПОЛ 73/78 представлена в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Граничні значення питомих середньозважених викидів оксидів азоту

Період побудови судна	Частота обертання валу двигуна, об / хв		
	$n < 130$	$130 \leq n < 2000$	$n \geq 2000$
01.01.2000 - 01.01.2011 (Tier 1)	17,0	$45 \cdot n^{-0,2}$	9,8
01.01.2011 - 01.01.2016 (Tier 2)	14,4	$44 \cdot n^{-0,23}$	7,7
01.01.2016 -.... (Tier 3) *	3,4	$9 \cdot n^{-0,2}$	2,0

* - тільки при знаходженні судна в зонах Контрольованих Викидів. При знаходженні судна поза Зони Контрольованих Викидів діють вимоги Tier 2.

На рисунку 1.2 представлено графіки залежностей, наведених у таблиці 1.2. Згідно з опублікованими прогнозами, з часом, граничні допустимі значення параметрів забруднення атмосферного повітря, повинні бути зведені до однакових або схожих показниками, мають характеризуватися як “практично нульові викиди” [57].

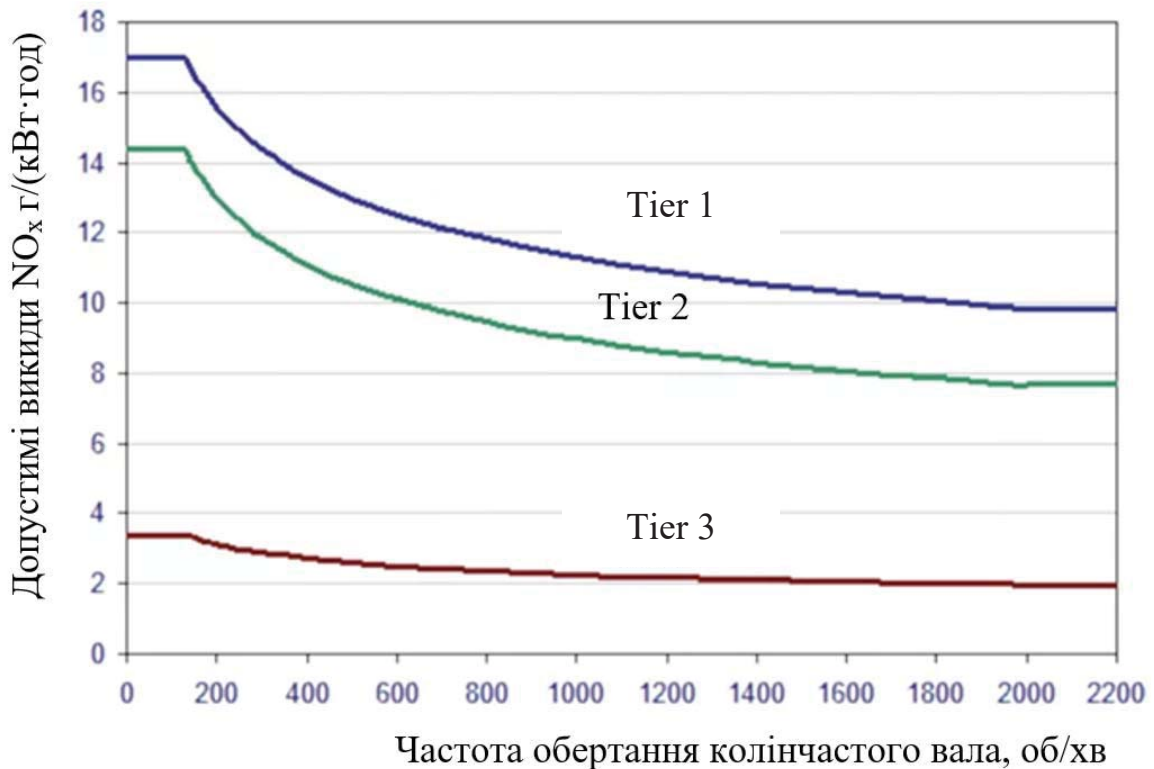


Рисунок 1.2 – Залежність граничних значень питомих середньозважених викидів оксидів азоту судновими дизелями, що регламентуються Вимогами МАРПОЛ 73/78

На 99-ій сесії Комітету з безпеки на морі Міжнародної морської організації, що відбулася в 2018 році, більшістю голосів було ухвалене рішення про перенесення терміну введення екологічних норм до 2021 року. Доручення Балтійського моря до області обмеження викидів відповідно до норм Tier 3, визнано недостатньо обґрунтованим і передчасним.

Наразі немає експертно підтвердженої оцінки майбутніх матеріальних витрат для судновласників. Противниками перенесення термінів введення норм Tier 3 виступили США, Канада, Данія, Фінляндія, Швеція і Німеччина. Це підтверджує наявність групових інтересів цих країн, метою яких є перемога в конкурентній боротьбі в галузі суднового дизелебудування під гаслом охорони навколишнього середовища [68].

Світова нафтопереробна промисловість у багатьох країнах світу поступово готувалася до придбання конкретної виробництва мазуту з дуже

низьким вмістом сірки, але в багатьох країнах заводи ще не готові здійснити цей перехід. Через відставання в модернізації переробних потужностей від рівня розвинених країн світу, приймаються рішення про перенесення термінів повного переходу НПЗ на виробництво VLSFO в достатніх для експорту обсягах на 2024 рік.

Розглянемо технічні характеристики дизелів річкового флоту ПрАТ «Українське Дунайське Пароплавство», що знаходяться в експлуатації.

Нажаль, останніми роками в зв'язку економічними труднощами, заміна застарілих дизелів на сучасні, з поліпшеними екологічними характеристиками практично не проводилися. Технічний стан дизельного парку поки що підтримується періодичним проведенням середніх і капітальних ремонтів.

У таблиці 1.3 наведені основні характеристики суднових дизелів обслуговуваних на ВГСП «Ізмаїльська база технічного обслуговування флоту».

Таблиця 1.3 – Технічні характеристики суднових дизелів ПрАТ «Українське Дунайське Пароплавство»

Тип	Судно	Головний двигун	P_e , кВт	n , хв ⁻¹	викиди NO _x , г/(кВт · год)
Фрунзе	Белград	SKL 8 NVD 48 AU2 (8 ЧН 32/48)	1100	428	13,2
	Братислава				
	Михаил				
	Попов				
	Ханой				
	Волгоград				
	Русе				
	Прага				
	Софія				
Иваново					

Продовження таблиці 1.3

Капітан Антипов	Алексей Ивлев	DEUTZ BA 6 M 816 (6 ЧН 14,2 / 16)	250	1500	13,2
	Григорий Морозов				
	Дмитрий Калинин				
	Механик Синилов				
	Механик Ян				
	Николай Будников				
Запорожье	Запорожье	DEUTZ MWM SBY 6 M 628 (6 ЧН 24 / 28)	1000	1000	12,7
	Звездный				
	Зеленодольск				
	Знаменка				
	Златоуст				
	Звенигород				
	Задонск				
	Загорск				

У зв'язку з цим, метою подальшого дослідження є аналіз і дослідження способів зменшення викидів оксидів з відпрацьованими газами вітчизняних суднових дизелів, що знаходяться в експлуатації і приведення їх прийнятим Міжнародним нормам Tier 2.

1.2. Основні напрямки комплексного поліпшення екологічних показників річкового транспорту

Міжнародною організацією зі стандартизації (ISO) в 1987 році були розроблені і затверджені стандарти на паливо DP-8216 і DP-8217. Ці стандарти ISO кожні 5 років піддаються перегляду і в них вносяться необхідні корективи. У 2010 році на вимогу Міжнародної морської організація (ММО) ISO підготувала специфікацію морських сортів палива, що відповідає переробленому Додатку VI Міжнародної конвенції щодо

запобігання забрудненню із суден (МАРПОЛ). Наразі ці стандарти позначаються як ISO 8216:2017 та ISO 8217:2017 і визначають 4 марки дистилатів і 6 марок залишкових судових палив. Дистилатні палива: газойль DMA, чисте дизельне паливо DMB і DMZ (з великим значенням мінімальної в'язкості), паливо DMX, призначене для використання в зовнішньому аварійному обладнанні. В'язкість цієї групи палив при 40°C становить 1,4 ... 2,5 мм²/с (сСт). Залишкові палива: RMA, RMB, RME, RMG, RMH, RMKG, в'язкість яких при 50°C лежить в межах 180...700 мм²/с (сСт) [99].

Останніми роками на транспортних судах для СОД застосовуються важкі сорти палива високої в'язкості, що мають більш низьку вартість [8]. Згідно з вимогами таких провідних дизелебудівельних фірм, як Wartsila-Sulzer, MAN-Burmeister & Wam судові СОД повинні надійно експлуатуватися на всіх режимах (в тому числі на пускових і перехідних) при використанні палив з в'язкістю до 380 мм²/с [7; 72]. Перспективи розвитку транспортного суднобудування із застосуванням СОД в світовій практиці тісно пов'язані з використанням подібних видів палива. При цьому слід зазначити, що важкі сорти палива використовуються для роботи як головних СОД, що передають свою потужність на двигун, так і допоміжних, які є приводом електричних генераторів двигунів.

Крім того, при роботі СОД на високов'язких залишкових паливах спостерігається відхилення від нормального процесу згорання в циліндрі, викликане зміною параметрів подачі палива. Істотно збільшується тиск уприскування і змінюються фази подачі палива, причому ці відхилення тим значніше, чим вище в'язкість палива. Важкі сорти палива порівняно з дизельними характеризуються більш низьким метановим числом, що призводить до збільшення періоду затримки запалення при їх згоранні. Внаслідок цього до початку займання в циліндр дизеля подається кілька більшу кількість палива, що обумовлює збільшення питомої витрати палива

і більш жорстку роботу дизеля. Важке паливо згорає повільніше, ніж дистилатне, має більший процес догорання, що сприяє збільшенню температури відпрацьованих газів.

Традиційно експлуатація суднових МОД на сталих режимах роботи проводиться на важких сортах палива. Температура повітряного заряду в циліндрі дизеля в момент впорскування палива, а також тривалий період часу, який припадає на його займання, дає можливість надійно використовувати в цих типах дизелів паливо погіршеного структурного і фракційного складу. Час експлуатації МОД на легкому паливі, а також на суміші легкого і важкого палива визначається їх роботою на пускових режимах і залежить від призначення судна. Природно, що в разі роботи в прибережних районах і частих портах заходу, коли експлуатація ГД відбувається на режимах пуску і реверсу, час роботи дизеля на легкому паливі підвищується, як підвищується і його витрата. При тривалих переходах експлуатація ГД відбувається тільки на важких сортах палива,

Експлуатаційні режими роботи суднових СОД забезпечуються як важкими, так і легкими сортами палива [89]. Використання малов'язкого палива обумовлено необхідністю забезпечення його надійного самозаймання протягом коротшого (в порівнянні з МОД) періоду впорскування, тривалість якого оцінюється за висловом

$$\tau = \varphi_d / 6n, \text{ сек}$$

де n - частота обертання колінчастого вала дизеля, об/хв;

$\varphi_d = 15 \dots 35^\circ \text{ПКВ}$ - дійсна тривалість подачі палива в циліндр.

Частота обертання колінчастого вала суднових МОД становить 80...100 об/хв, а мінімальне значення цього ж параметра для СОД - 450...500 об/хв. Це призводить до того, що навіть при підвищеній для СОД в порівнянні з МОД тривалістю подачі палива в циліндр час впорскування палива і, відповідно, час його окислення, запалення і згорання скорочується в 3...4 рази. Ще однією причиною використання в СОД легких сортів

палива є їх частина робота на режимах пуску і часткового навантаження [56, 87, 88]. При цьому частина теплової енергії, підведеної в процесі стиснення, втрачається через погано прогрітих поверхонь деталей ЦПГ, що істотно знижує температуру в циліндрі в момент впорскування палива і змушує використовувати палива з меншою температурою самозаймання.

Екологічні вимоги, що пред'являються до СЕУ в цілому і до суднових дизелів зокрема, змушують проводити їх експлуатацію на паливах з пониженим вмістом сірки. Згідно з вимогами Міжнародної конвенції, в деяких особливих районах вміст сірки у використовуваному паливі не має перевищувати 0,1% [73, 54]. При цьому слід враховувати, що нафтопереробна промисловість сьогодні ще не готова до виробництва необхідних обсягів палив з подібним вмістом сірки, а на ринок надходить паливо, фракційний склад якого містить до 3% сірки [66, 107].

Застосування палива подібного фракційного складу погіршує якість процесу згоряння, що призводить до підвищеного зносу деталей ЦПГ, циліндрових кришок, випускних клапанів, а також прогорання лопаток газотурбонагнетателів (ГТН) і елементів газовипускного тракту [90; 119]. Результати аналізу з експлуатації суднових СОД, показують, що знос їх ЦПГ при роботі на залишкових сортах палива приблизно в 2,5 рази більше в порівнянні з використанням дистилатів дизельних палив. У тих же пропорціях скорочується період між моточіскамі дизелів. Перш за все, високий знос і надмірне нагарутворення обумовлюється значним погіршенням групового і хімічного складу подібного палива [101].

Використання важких палив в суднових СОД вимагає створення систем паливопідготовки і забезпечення таких режимів їх експлуатації, які здатні нейтралізувати шкідливі впливи фізико-хімічних властивостей і домішок палива на надійність, довговічність і економічність дизеля.

Збільшення в'язкості палива в процесі експлуатації СОД не робить помітного впливу на його розпилювання, сумішоутворення і згоряння в

циліндрі дизеля, тому що відповідним підігрівом можна домогтися оптимальної в'язкості палива (5...12 сСт) перед його надходженням в циліндр дизеля. Дизелебудівному фірми рекомендують верхня межа в'язкості палива для судових СОД 20...25 сСт при 50°C [8; 99].

Практично в СОД можуть бути використані палива з в'язкістю до 380 сСт. Однак, в'язкість палива побічно характеризує його груповий і хімічний склад. Паливо з підвищеною в'язкістю, як правило, характеризуються підвищеним вмістом ароматичних вуглеводнів, асфальто-смолистих речовин і попелу. Крім того, з підвищенням в'язкості потрібно більший підігрів палива, що ускладнює паливопідготовки і збільшує витрати не тільки на підігрів, а й транспортування і бункерування [7; 73].

Значний внесок у вивчення процесів утворення оксидів азоту в дизелях і розробки способів їх скорочення зроблено А.А. Теплицким, А.В. Савченко, А.О. Прохоренко, А.П. Марченко, В.В. Солодовниковим, І.В. Парсадановим, І.М. Карягіним, Abuzaid M., Armas O., Hountalas D., Kadodta T., Leug P., Maria R.B., Morozumi Y., Yoshimoto Y. і багатьма інших вітчизняних і зарубіжних вчених.

Оксиди азоту, що містяться у відпрацьованих газах двигунів внутрішнього згорання, являють собою суміш декількох компонентів. Це окис азоту (NO), двоокис азоту (NO₂), закис азоту (N₂O) та інші. З них нормуванню підлягають тільки два. Це окис азоту (NO), кількість якого складає близько 90 % і двоокис азоту (NO₂) в кількості близько 10 % .

Загальновизнаною теорією утворення оксидів азоту в умовах камери згорання дизеля є термічна теорія, розроблена Я. Б. Зельдовичем [24].

Визначальними факторами, що впливають на окислення азоту повітря в процесі горіння розпорошеного палива, є:

1. Утворення оксидів азоту відбувається за фронтом полум'я, в області продуктів згорання.

2. Кількість оксидів азоту визначається максимальною температурою горіння, концентрацією азоту і кисню в продуктах горіння і не залежить від хімічного складу палива, який бере участь в реакції.

3. Окислення азоту відбувається за ланцюговим механізмом, в якому визначальною хімічною реакцією є реакція утворення монооксиду азоту:



4. Вихід оксидів азоту залежить від швидкості охолодження продуктів згоряння. У камерах згоряння відбувається процес “заморожування” оксиду азоту на рівні максимальної концентрації. При швидкому зниженні температури робочого тіла в процесі розширення, концентрація NO практично не зменшується.

5. У бідних паливноповітряних сумішах концентрація монооксиду азоту визначається максимальною температурою циклу. Концентрація NO в камері згоряння швидко зростає, при згорянні переважно по кінетичному механізму.

У багатих сумішах утворений NO перестає залежати від максимальної температури і визначається кінетикою “заморожування”, що утворює окис азоту.

6. Нерівномірність розподілу температур в зоні продуктів згоряння помітно впливає на вихід NO при згорянні бідних сумішей і слабо при згорянні багатих сумішей.

Потім, у випускній системі двигуна і в атмосфері відбувається окислення NO до NO₂ за реакцією



На процес утворення оксидів азоту в циліндрі двигуна також впливає конструкція камери згоряння і паливної апаратури, технічний стан двигуна, фракційний та хімічний склад палива.

У процесі згоряння в один і той же момент часу локальні температури газу по об'єму камери згоряння можуть відрізнятися досить значно і, отже, будуть відрізнятися локальні концентрації оксидів азоту. Найнижча концентрація NO спостерігається в тонкому прикордонному шарі газу біля поверхні втулки циліндра.

Дослідниками, при проведенні швидкісний кінозйомки процесу горіння розпорошеного палива в камері згоряння дизеля були виявлені стійкі за часом і в просторі локальні зони горіння. Відзначено, що процес окислення азоту в основному відбувається в локальних високотемпературних осередках горіння “багатою” суміші.

Загальноновизнаними світовими лідерами у сфері розробки сучасних технологій скорочення шкідливих викидів судновими дизелями є провідні німецькі компанії MAN Diesel & Turbo, MTU Friedrichafen, і американська компанія Caterpillar Motoren GmbH.

Розглянемо основні способи скорочення вмісту забруднюючих речовин, які розроблені і в даний час знайшли практичне застосування в сучасних транспортних дизелях.

Це способи можна умовно розділити на два основних напрямки:

– внутрішні – реалізовані в циліндрі дизеля, які базуються на управлінні та вдосконаленні робочого процесу;

– зовнішні – засновані на очищенні відпрацьованих газів за допомогою різних фільтрів, каталізаторів, пристроїв призначених для додаткового окислення в повному обсязі згорілого палива і масла, а також застосування способу відновлення оксидів азоту за допомогою водного розчину сечовини (SCR-процес).

Ведуться інтенсивні дослідження, спрямовані на розробку і використання альтернативних, екологічно чистих палив. До таких палив відносяться: газовий конденсат, різні рослинні масла, спирти, диметилловий ефір, стиснений та скраплений природний газ, водень і інші види палив.

Необхідно відзначити, що на газові двигуни вимоги Міжнародної Конвенції МАРПОЛ 73/78 не поширюються, тому що за прийнятою класифікацією такі двигуни не відносяться до двигунів із запалюванням від стиснення. Тому газові двигуни, за погодженням з Регістром, можуть встановлюватися і експлуатуватися на судах без доопрацювання конструкції і без обмежень. У перспективі, за винятком стисненого та скрапленого газу, інших видів альтернативних палив зможуть знайти широке практичне застосування тільки в разі гострого дефіциту і високої вартості традиційних нафтових палив.

Поки єдиною технологією готовою до впровадження є технологія селективного каталітичного відновлення оксидів азоту аміаком (SCR-процес).

Аміак виходить в результаті термічного розкладання водного розчину сечовини. Цей спосіб очищення відпрацьованих газів був розроблений і доведений до промислового застосування більш 40 років тому. Виробництво такого устаткування і його комплектуючих локалізовано в Німеччині, Фінляндії, Швеції та Данії. Виробники гарантують ефективність очищення газів від оксидів азоту до 90 % . Значні габарити і маса реактора (які можна порівняти з розмірами дизеля) і недосконалість очистки газів на пайових навантаженнях є стримуючим фактором для широкого практичного використання цієї технології. Особливо чутливий реактор до вмісту сірки в паливі більше (0,3-0,5) % . Безпечним для здійснення SCR-процесу є концентрація сірки не більше 0,1 % . До швидкої і непоправної втрати використовуваного в реакторі каталізатора, призводять частки та аерозолі мастила.

До недоліків використання зовнішніх способів скорочення шкідливих викидів відносяться:

- збільшення опору потоку відпрацьованих газів на такті випуску, що погіршує процес очищення циліндра від відпрацьованих газів і підвищує витрата палива;

- збільшення часу на проведення додаткового технічного обслуговування додаткового обладнання;

- необхідність періодичної заміни або регенерації каталізаторів.

Ці чинники збільшують габарити, складність і вартість дизеля, підвищують експлуатаційні витрати, знижують надійність роботи і зручність обслуговування суднової дизельної енергетичної установки.

На тлі неухильного зростання цін на нафту, і перспективою можливого введення обмежень на викиди вуглекислого газу (як це передбачено нормами для автотранспортних засобів) стають все більш актуальними роботи з підвищення паливної економічності енергетичних установок.

Зниження питомої витрати палива можна досягти тільки за допомогою подальшого вдосконалення внутрішніх методів. Організація якісного і повного згоряння палива, в свою чергу, дозволить підвищити ефективність використання зовнішніх способів зниження шкідливих викидів.

Проблема одночасного і комплексного поліпшення паливної економічності і зниження шкідливих викидів в двигунах випуску до 1990 р. в свій час представляла собою суперечливу і нездійсненне завдання, яку неможливо було вирішити відомими способами регулювання і настройки. Наприклад, скорочення викидів оксидів азоту, зниження максимального тиску згоряння, швидкості наростання колінчастого вала і шуму, що генерується процесом горіння, можна досягти за допомогою зменшення кута випередження подачі палива. Однак наслідком цього стане неминуче

збільшення питомої ефективної витрати палива, температури відпрацьованих газів, викидів незгорілих твердих і газоподібних вуглеводневих сполук.

Розглянемо найбільш ефективні “внутрішні” способи зменшення забруднення атмосферного повітря відпрацьованими газами, які знайшли своє практичне застосування в сучасному двигунобудуванні:

- вдосконалення робочого процесу;
- додавання присадок до повітря і палива.

Перевагою цих способів є потенційна можливість одночасно зі скороченням шкідливих викидів підвищити індикаторний ККД дизеля за рахунок збільшення повноти і своєчасності процесу згоряння палива [52].

Основним напрямком комплексного поліпшення економічних і екологічних показників за кордоном, є підвищення тиску впорскування палива і застосування електронного мікропроцесорного управління процесами сумішоутворення і газообміну. У серійному виробництві транспортних дизелях практично реалізовано тиск впорскування палива до (200-250) МПа, планується збільшення тиск до 300 МПа і більше [20, 19, 26]. Це дозволяє досягти зменшення вмісту всіх нормованих шкідливих речовин що містяться у відпрацьованих газах при одночасному скороченні питомої ефективної витрати палива. Однак вартість такого дизеля в порівнянні з базовим двигуном підвищується в (2-2,5) рази [69].

Іншим ефективним способом одночасного поліпшення екологічних і економічних показників дизеля є збудження в камері згоряння газодинамічних коливань робочого тіла. При збільшенні амплітуди пульсацій повітряного заряду інтенсифікується процеси сумішоутворення і згоряння розпорошеного палива. Краплі палива, володіючи певною масою, не встигають відстежувати високочастотні пульсації газового середовища і в результаті відбувається додаткове охолодження крапель палива

повітряним зарядом [35]. Недоліком цього способу є необхідність внесення значних змін в конструкцію дизеля.

У судових дизелях зниження вмісту токсичних речовин у відпрацьованих газах (до 20 %) може бути досягнуто за рахунок одночасного підвищення ступеня стиснення і зміни фаз газорозподілу (цикл Міллера). Однак подальше зниження шкідливих викидів можливо лише за рахунок підвищення витрати палива і дефорсування дизеля [57].

Як видно з проведеного аналізу, більшість розглянутих технологій і способів зниження шкідливих викидів пов'язані з ускладненням конструкції дизеля, підвищенням їх вартості, збільшенням витрат на обслуговування і експлуатацію. За даними зарубіжних дослідників підвищення ціни екологічно чистого двигуна може досягати до 250 % від ціни базового дизеля [70].

До переваг другого напрямку (додавання присадок до палива і повітря) відносяться можливість поліпшення екологічних показників дизелів знаходяться в експлуатації.

Газові присадки до повітря, що вводяться на такті наповнення уповільнюють швидкість утворення оксидів азоту при горінні палива. Як присадок можуть використовуватися пари води і палива, водневомісні гази, продукти термохімічної переробки рідкої вуглеводневої сировини [21, 34, 46, 65, 71, 74, 77] а також вода, яка розпилюється за допомогою форсунок у впускному колекторі або в циліндрі дизеля [36, 121, 126].

У середньооборотних дизелях фінської фірми Wartsila вода впорскується безпосередньо в камеру згорання за допомогою двохголчастої форсунки до моменту початку подачі палива. Така двопаливна система дає змогу регулювати кількість води, що подається в циліндр дизеля і в необхідних випадках відключати її подачу. Впорскування води проводиться в сфері найбільш інтенсивного утворення оксидів азоту. Це технічне

рішення зменшує концентрацію окислів азоту в відпрацьованих газах суднових дизелів до 60 %.

При здійсненні розпилювання води у всмоктуючому колекторі, за час процесу стиснення вона повинна повністю випаруватися. Надмірний вологовміст повітряного заряду може привести до конденсації водяної пари на дзеркалі втулки циліндра. Вплив парів води на процес корозії втулки циліндра і якість масла в мастильній системі ще недостатньо вивчено. Тому вологовміст повітря обмежують 20 г / кг, що відповідає вимогам державного стандарту [40].

Перепуск частини відпрацьованих газів з випускного у всмоктуючий колектор знижує концентрацію кисню в камері згорання дизеля, максимальні температури в локальних обсягах, внаслідок чого зменшуються викиди оксидів азоту. Але одночасно з цим відбувається збільшення кількості CO, C_nH_m і твердих частинок. Однак слід зазначити, що на номінальному режимі відбувається збільшення питомо ефективна витрата палива, який зростає з підвищенням ступеня рециркуляції [13, 14, 53, 92–95]. Тому цей спосіб зниження викидів оксидів азоту застосовується при навантаженнях не більше 75 % . З подальшим зниженням навантаження ефект від використання рециркуляції відпрацьованих газів підвищується.

Досить ефективним засобом скорочення шкідливих викидів є застосування присадок вводяться в паливо.

До таким присадкам відносяться: диметиловий ефір, бензин, метанол, етанол [49], рапсове масло [12**Ошибка! Источник ссылки не найден.**], вода [42, 45, 67].

Застосування диметилового ефіру (ДМЕ) як присадки до дизельного палива в кількості 30 % , (в порівнянні з чистим паливом), зменшує димність на 62 % , концентрацію оксидів азоту на 29 % , температуру відпрацьованих газів на 10 % [10]. Такого результату досягнуто завдяки високому вмісту в складі ДМЕ (близько 35 %) пов'язаного кисню. Умови

зберігання і транспортування диметилового ефіру аналогічні умовам зберігання зрідженого природного газу. Проблеми, пов'язані із заправкою, зберіганням, поданням і дозуванням ДМЕ значно ускладнюють конструкцію енергетичної установки, знижують надійність роботи, підвищує вартість і експлуатаційні витрати.

Ефективним засобом зменшення концентрації твердих частинок є застосування антідимних присадок вводяться в паливо на основі сполук барію, ферроцена, стронцію та інших лужноземельних металів. До них відносяться нафтенат барію, ИПХ-702, “Лубрізол-565”, “Парадайн-12”, “Монсанто”, алкилфосфатов та інші [80, 83, 120]. Присадки є каталізаторами процесу горіння. Вони селективно впливають на процес горіння вуглецю і практично не впливають на хімічну кінетику інших з'єднань.

В середньому, концентрація присадок становить близько 0,2 % від маси палива. Зазвичай присадки вводяться в паливо безпосередньо перед подачею суміші в двигун, тому для цього необхідні спеціальні системи дозування і паливопідготовки. Ефект щодо зменшення димності від застосування присадок на основі барію досягає 40-60 % . Однак є відомості, що в процесі горіння присадок утворюються тверді частинки ($BaSO_4$), які володіють абразивними властивостями і інтенсивно зношують деталі ЦПГ.

Механізм дії присадок на процес горіння остаточно не вивчений. Існує і така точка зору, що застосування таких присадок гарантує зниження викидів твердих частинок будь-якого серійно випускається дизеля до рівня відповідного вимогам будь-якого чинного стандарту [69].

Серед присадок додаються до палива найбільше практичне застосування отримала вода. Вона може подаватися окремо, змішуючись з паливом в корпусі форсунки [2, 84], або у вигляді водопаливної емульсії (ВПЕ) яка готується в спеціальній установці [42, 40, 78]. Оптимальна

кількість води в емульсії залежить від типу і технічного стану дизеля і паливної апаратури, режиму роботи, сорти палива, і ряду інших чинників.

Важливою перевагою перекладу суднових дизелів з чистого палива на ВПЕ є значне поліпшення екологічних показників дизеля.

При добавці води в паливо знижується концентрація оксидів азоту [103, 109, 111, 113, 117, 122, 123, 132] і димність відпрацьованих газів [12, 109, 110, 111, 117, 124, 130]. Відомості про вплив присадки води на освіту монооксиду вуглецю суперечливі [40].

Іншими важливими достоїнствами використання в якості палива емульсій є:

- зменшення теплонапряженности деталей ЦПГ [42, 106];
- скорочення витрат мастила на угар (до 40 % і більше) [32, 38, 110];
- збільшення терміну служби розпилювачів і випускних клапанів при використанні важких сортів палива.

Опубліковані дані щодо питомої ефективній витраті палива при використанні ВПЕ неоднозначні і часом суперечливі. В одних випадках витрата палива збільшується [81, 111] або не змінюється [122]. В інших випадках має місце економія палива в широкому інтервалі від 1 до 12 % [42, 54, 125, 133]. Розкид опублікованих даних по витраті палива визначається безліччю різних факторів. До них відносяться: особливості конструкції, технічний стан дизеля, сорт палива, навантаження. Аналіз показав, що, як правило, при доведеному робочому процесі, технічно справному дизелі, який працює на високоякісному дизельному паливі, економії палива очікувати не слід [62].

Структурно-логічна схема проведених досліджень наведено на рис.1.3.

Тому найбільш доцільно і ефективно застосування ВПЕ при експлуатації суднових дизелів на важких і дешевих сортах палива.

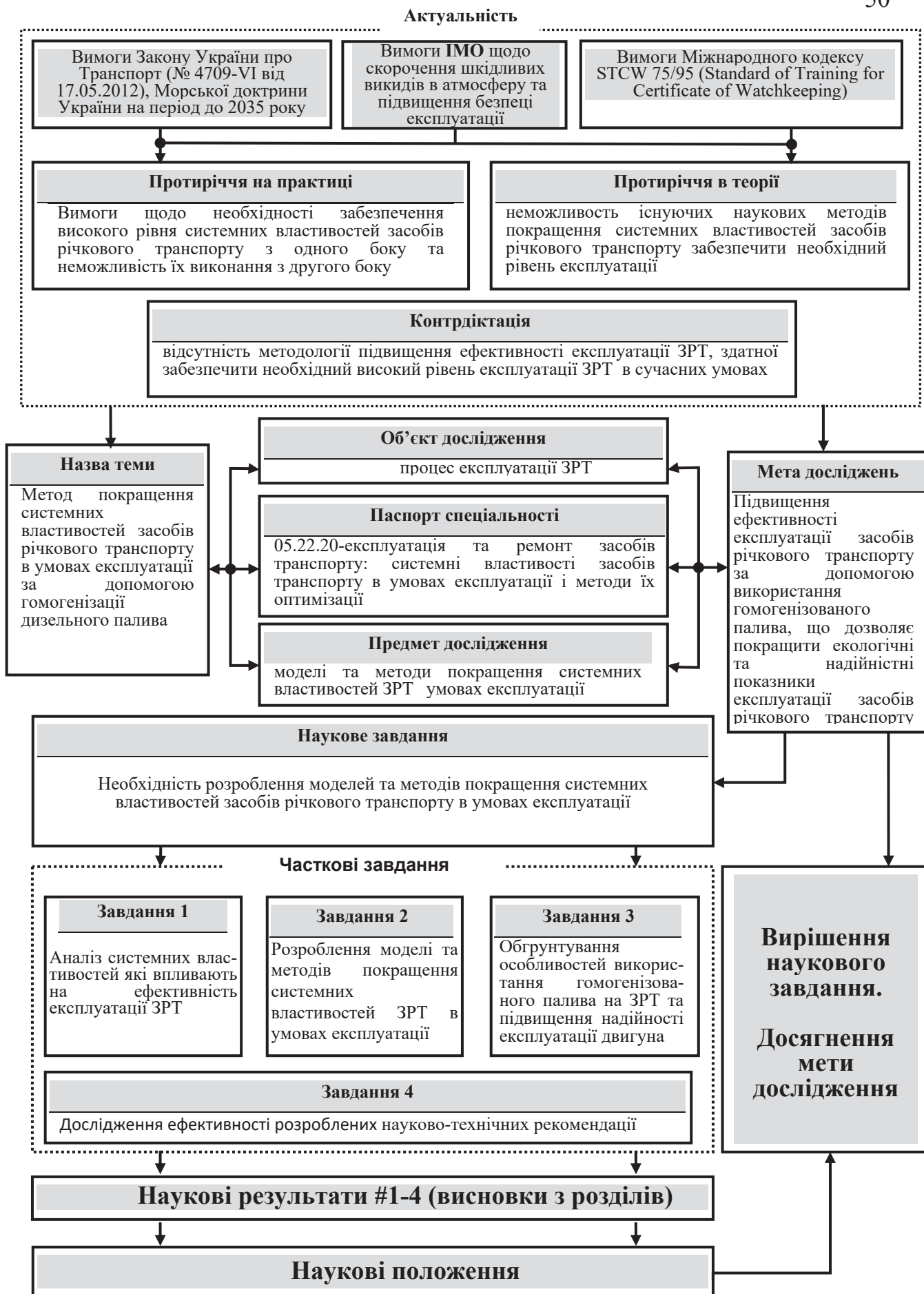


Рисунок 1.3 – Структурно-логічна схема проведених досліджень

Важке паливо широко використовується на морському флоті з метою отримання судновласниками додаткового прибутку від різниці ціни в (1,5-2) рази між дизельним і низькоякісним паливом.

Застосування ВПЕ на судні безпечно, не вимагає високої кваліфікації обслуговуючого персоналу, зміни конструкції дизеля, використання дефіцитних матеріалів, дорогого обладнання та спеціальних технологій.

1.3. Вплив властивостей гомогенного палива на екологічні показники річкового транспорту

На основі наведеного аналізу показано, що, одним з ефективних маловитратних і простих способів зменшення викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами суднових дизелів є застосування присадки води до палива у вигляді емульсії [128].

До перших досліджень застосування ВПЕ в дизелях, які дали позитивні результати, належать роботи, виконані в Каліфорнійському університеті в США [123].

У СРСР, пізніше в Україні відома наукова школа з вивчення і впровадження водопаливних емульсій на дизелях під керівництвом д. т. н., професора Дикого М. О. [170–172]

Дослідна експлуатація суднових дизелів на водопаливних емульсіях важкого палива з водою в Західносибірському річковому пароплаванні показала помітне поліпшення економічності, зниження шкідливих викидів і температури відпрацьованих газів. Наразі, на судах річкового флоту емульсія не застосовується [13, 42].

Присутність води в паливі знижує концентрацію оксидів азоту і в ряді випадків дозволяє зменшити питому ефективну витрату палива.

Наприклад, відповідно до даних, наведених в роботі [86], витрата палива в ВОД скорочується на (4-10) %, а в СОД і МОД на (3-6) %. Температура відпрацьованих газів зменшується на (2-3) % . Це досягається

завдяки поліпшенню процесу сумішоутворення, оптимізації процесу тепловиділення протягом робочого процесу і підвищення повноти згорання палива [86].

Необхідно відзначити, що частина теплоти виділилася при згоранні палива витрачається на прогрів і випаровування міститься в емульсії води.

В результаті на (150-200) К знижується максимальна температура циклу, а також на (400-500) К локальні температури в окремих областях камери згорання. Відомо, що міститься в повітряному заряді азот окислюється при температурі не менше 1500 К, тому внаслідок зниження температури в камері згорання дизеля буде зменшуватися і концентрація оксидів азоту у відпрацьованих газах [40].

При вмісті води в емульсії в кількості (15-40) % димність відпрацьованих газів знижується в (3-4) рази, концентрація оксидів азоту на (30-50) % [13].

Використання водопаливних емульсій не вимагає великих фінансових витрат і змін в конструкції дизелів знаходяться в експлуатації. Тому, наприклад, для підприємств-перевізників мають парк застарілих двигунів фірми Elf (Німеччина) планується переклад дизелів на ВПЕ, яку можна буде купувати на заправних станціях. Це дозволить на деякий час вирішити проблему зменшення викидів забруднюючих речовин з відпрацьованими газами без значних капіталовкладень [85].

Дизелебудівному корпорації MAN Diesel & Turbo SE (Німеччина-Данія) і Mitsubishi (Японія) для зменшення викидів оксидів азоту в судових дизелях також застосовують ВПЕ [136].

Однак слід зазначити, що наявні відомості про вплив присадки води до палива на екологічні характеристики дизеля неоднозначні. У переважній більшості робіт відзначено, що при переведенні дизелів на емульговане паливо вміст оксидів азоту можна знизити до 50 % [116, 124, 128].

Наприклад, спроби фірми “Зульцер” скоротити концентрацію оксидів азоту на 20 % виявилися невдалими [131].

Розбіжність результатів досліджень пояснюються різними початковими умовами проведення дослідів. На економічні та екологічні показники впливають особливості конструкції дизеля, паливо, режим роботи, концентрація води в емульсії і безліч інших чинників.

Переважною більшістю дослідників підтверджено, що зі збільшенням концентрації води в емульсії дизельного палива зменшуються температура відпрацьованих газів, знижується концентрація оксидів азоту, димність відпрацьованих газів.

В якості прикладу, на рисунку 1.4 наведені результати випробувань дизеля Ч 16/17 в режимі постійної потужності. З графіків видно, що для досліджуваного режиму роботи оптимальним є вміст води рівне (45-50) % по масі. В цьому випадку, концентрація зменшується СО в п'ять-вісім разів, сажі більш ніж в 10 разів, NO_x у три-п'ять разів. Ефективний витрата палива знижується на (15-18) г / (кВт·год). Максимальне поліпшення всіх показників дизеля досягається при вмісті води в ВПЕ рівному (40-45) % по масі [13].

Інші дослідники прийшли до висновку, що оптимальний вміст води в паливі ВПЕ дизельного палива складає (15-17) % об. [40].

Іншим фактором, який впливає на робочі характеристики дизеля, є дисперсність ВПЕ.

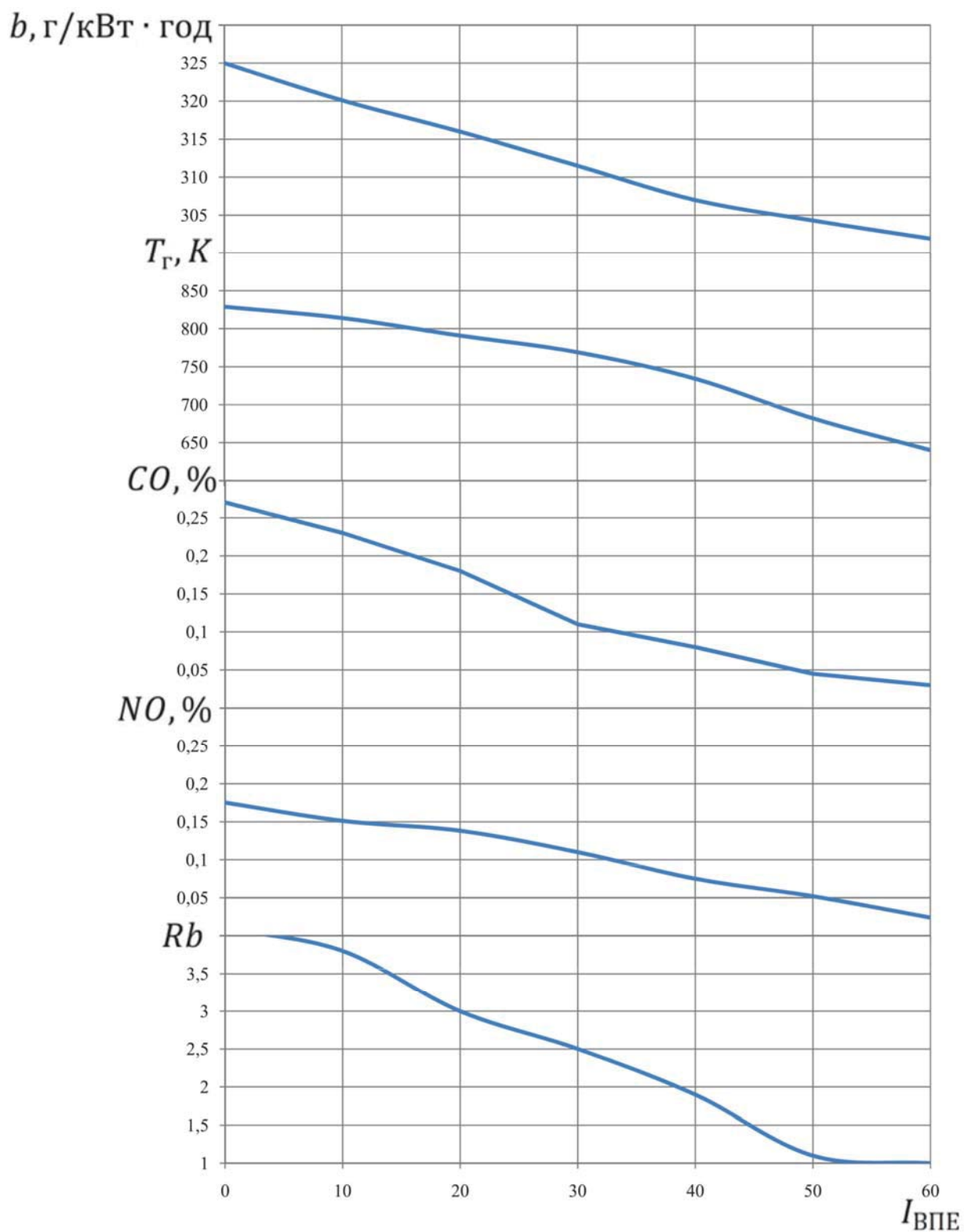


Рисунок 1.4 – Навантажувальні характеристики дизеля 1 Ч16 / 17 на ВПЕ з різною концентрацією води при частоті обертання колінчастого вала 2000 об / хв

Концентрація оксидів азоту в відпрацьованих газах дизеля знижується при зменшенні розмірів включень води, а питома ефективна витрата палива, навпаки. Найменша витрата палива досягається при дисперсності водної фази (2-15) мкм. При занадто малих, а також при дуже великих розмірах крапель витрата палива збільшується [86].

На рисунках 1.5 і 1.6 наведені характеристики навантажень чотиритактного дизеля потужністю 73,6 кВт при частоті обертання колінчастого вала 1200 об/хв [136].

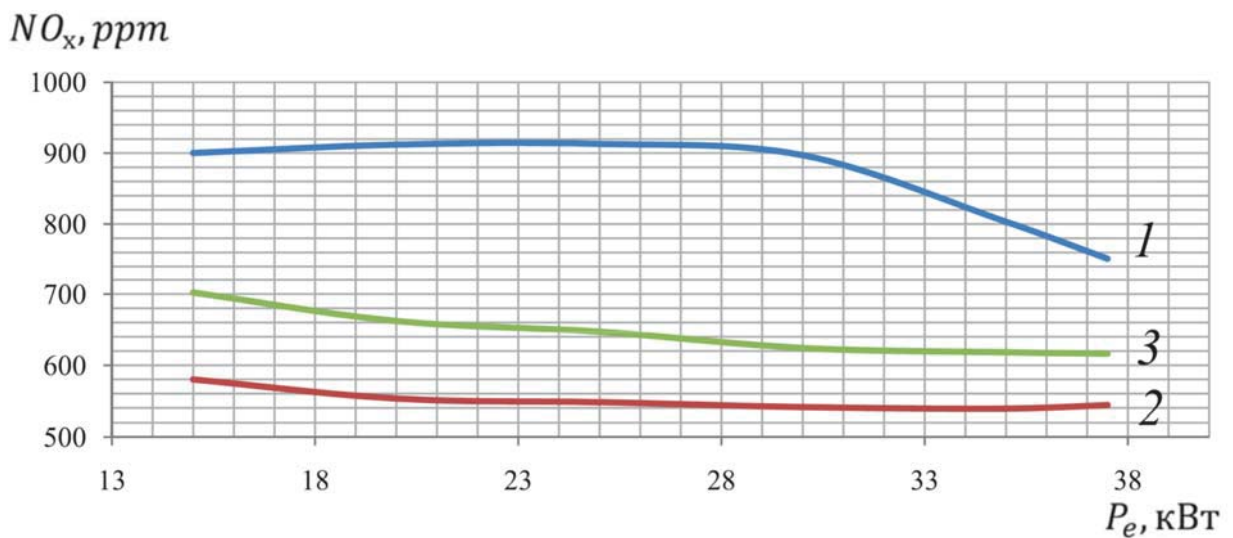


Рисунок 1.5 – Залежність концентрації оксидів азоту містяться у відпрацьованих газах від дисперсності ВПЕ
1) дизельне паливо; 2) $d_w = 3,9$ мкм; 3) $d_w = 7,7$ мкм.

NO_x – концентрація оксидів азоту, ppm; b_e – питома ефективна витрата палива, г / (кВт·год), P_e – ефективна потужність двигуна, кВт, d_w – діаметр частинок води в ВПЕ, мкм.

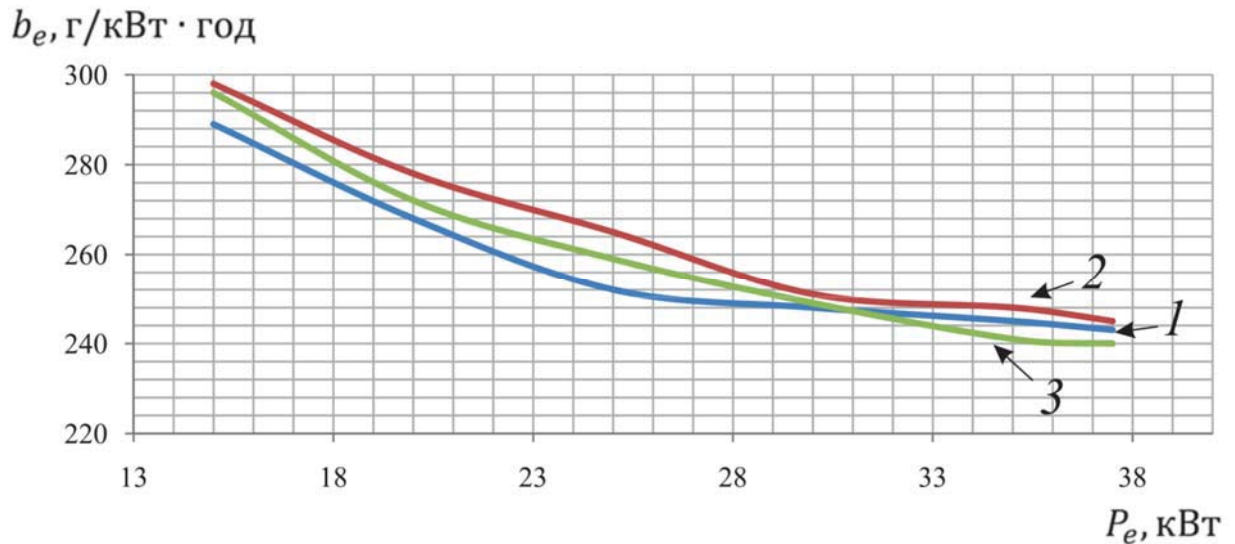


Рисунок 1.6 – Залежність питомої ефективної витрати палива від розміру часток води, що містяться в емульсії

З наведених на рисунках даних видно, що зі зменшенням розмірів включень води в емульсії викиди оксидів азоту зменшуються при одночасному збільшенні питомої ефективної витрати палива.

Дослідження, проведені у [170–172] ЗЧН 10,5/12, також показали, що зі збільшенням розміру включень води в емульсії з 0,20 до 0,45 мкм на всіх режимах спостерігається незначне зниження концентрації оксидів азоту. Однак, при повному навантаженні ефект діаметрально протилежний.

На дрібнодисперсної емульсії діаметром частинок 0,20 мкм, в порівнянні з безводним паливом, на всіх навантаженнях ефективний ККД підвищується що свідчить про зменшення питомої ефективної витрати палива. На рисунках 1.7 і 1.8 зображені навантажувальні характеристики дизеля при частоті обертання колінчастого вала рівній 2000 об/хв [37,171].

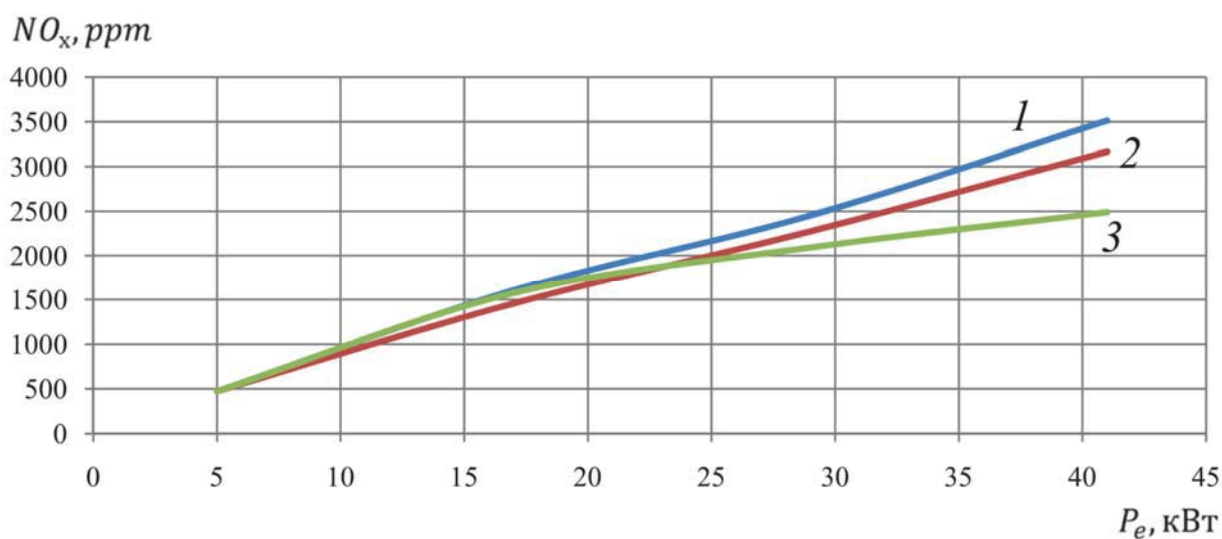


Рисунок 1.7 – Залежність концентрації оксиду азоту, що міститься у відпрацьованих газах від дисперсності ВПЕ дизельного палива

1) дизельне паливо; 2) $d_w = 0,20$ мкм; 3) $d_w = 0,45$ мкм.

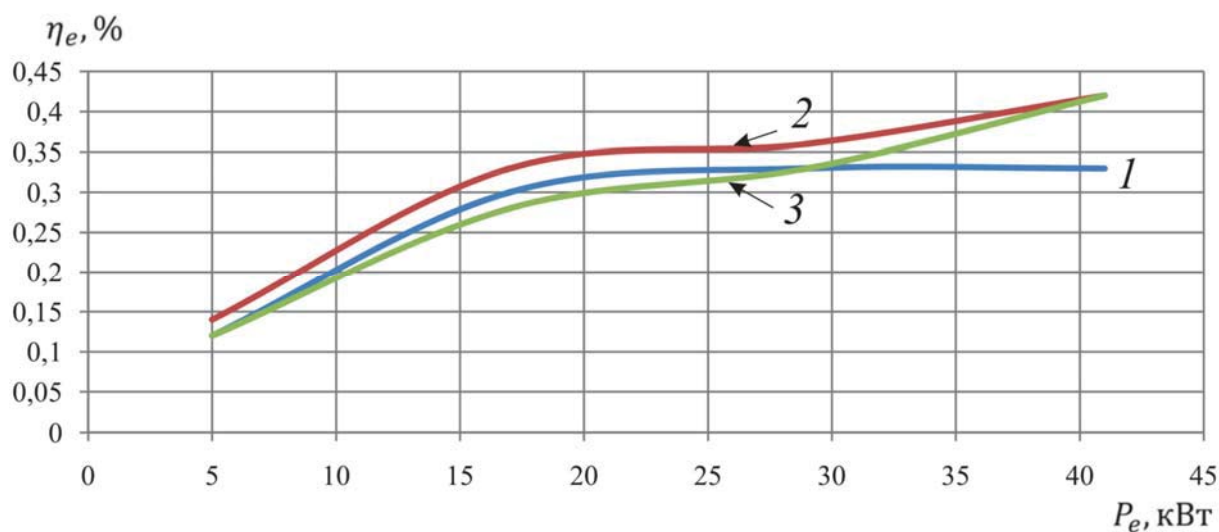


Рисунок 1.8 – Залежність ефективного ККД дизеля від розміру крапель води в емульсії при роботі з навантажувальної характеристики

З наведених опублікованих у пресі даних видно, що водопаливна емульсія є ефективним засобом скорочення викидів оксидів азоту з відпрацьованими газами дизелів. Зі зменшенням розмірів включень води в емульсії, в переважній більшості дослідів спостерігається подальше

зменшення концентрації NO_x . Однак цей напрямок поліпшення екологічних показників негативно позначається на економічності. Неоднозначність і суперечливість наведених в огляді експериментальних даних можна пояснити відмінностями в конструкції дизелів і способах отримання емульсій та їх властивості.

Тому процеси і явища, що відбуваються в ході мікросумішоутворення в умовах камери згоряння, а також способи приготування дрібнодисперсних емульсій їх властивості, вплив характеристик емульсії на екологічні та економічні показники дизеля визначають необхідність проведення додаткових теоретичних і експериментальних досліджень в цій галузі.

Також потребує проведення подальші дослідження щодо надійності експлуатації засобів річкового транспорту.

1.4. Дослідження можливостей забезпечення надійності суднових двигунів

1.4.1. Загальні положення

Проблема забезпечення надійності є однією з центральних на всіх стадіях «життєвого» циклу (проектування, виробництво, експлуатація). Вона має і моральну сторону, а саме - ненадійна робота головних дизельних двигунів (ГДД) є причиною виникнення аварійних ситуацій для екіпажу і пасажирів.

Ненадійна енергетична установка (ЕУ) і ГДД, що входять до її складу, не повинні допускатися до технічної експлуатації, якими б не були показники інших характеристик. Такі вимоги до надійності ГДД обумовлені тим, що відмова ЕУ може привести не тільки до втрат великих матеріальних цінностей, а й до загибелі людей. За жорсткості вимог до надійності суднова ЕУ поступається тільки авіаційним ЕУ. Тому за рівнем

значущості першорядна роль відводиться забезпеченню надійності і лише друге місце займає проблема забезпечення економічності.

Аварії іноді бувають також через безвідповідальність обслуговуючого персоналу, низьку кваліфікацію. Питання впливу людського фактору на ефективність і безпеку судноплавства знаходяться в даний час під пильною увагою міжнародної морської громадськості. У зв'язку зі збільшеною автоматизацією судів і, як наслідок, зниженням чисельності екіпажів, виникає цілий ряд проблем, що впливає на безпеку судноплавства. Поєднання обов'язків, збільшення психологічних навантажень, викликаних, зокрема, безперервною взаємодією з великим числом автоматизованих приладів, призводять до накопичення втоми і сприяють розвитку психологічної напруженості в екіпажі. Подолання негативного впливу людського фактору і запобігання можливих наслідків людських помилок - важливе завдання в забезпеченні безпечної експлуатації судових ГДД.

Проблема забезпечення безпечної експлуатації ГДД позначена в вимогах ІМО (International Marine Organization), як невід'ємна частина вимог Міжнародного кодексу STCW 75/95 (Standard of Training for Certificate of Watchkeeping).

Цю проблему слід вирішувати в єдності трьох складових напрямків:

1.1. Розробка і створення двигунів придатних для безпечної експлуатації в заздалегідь визначених умовах експлуатації.

1.2. Підготовка персоналу, який забезпечує безпечну експлуатацію.

1.3. Розробка і впровадження заходів, що пристосовують двигуни до нових фактичних умов експлуатації при їх зміні або невідповідність двигунів цих умов.

Надійність судових дизелів є комплексним властивістю, яке в залежності від призначення і умов застосування (експлуатації) судових дизелів може включати в себе безвідмовність, ремонтпридатність,

восстановлюваність, довговічність, збереженість, готовність або певні поєднання цих властивостей. (Табл. 1.4)

Таблиця 1.4 – Надійність судових дизелів як комплексна властивість

№	Найменування властивості	Визначення властивості	Найменування показника	Нормативний документ
1	Безвідмовність	Властивість об'єкта безупинно вправи здатність виконувати необхідні функції в деякому режимі часу або напрацювання в заданих режимах і умовах застосування.	Імовірність безвідмовної роботи, середній наробіток до відмови, середнє напрацювання на відмову	ГОСТ 27.002
2	Довговічність	Властивість об'єкта, що полягає в його здатності виконувати необхідні функції в заданих режимах і умовах використання, технічного обслуговування і ремонту до досягнення граничного стану.	Гамма-процентний ресурс, середній ресурс, термін служби	ГОСТ 27.002

1. 4. 2. Визначення причин відмов, ушкоджень суднових технічних засобів

Надійність суднових технічних засобів залежить від таких факторів, як їх конструктивні особливості, режим експлуатації, якість технічного обслуговування.

Процеси, що відбуваються в машинах і механізмах, можна розділити:

- на оборотні, тимчасово змінюють параметри вузлів, деталей та системи в певних межах без тенденції прогресивного погіршення (пружна деформація елементів системи);

- на незворотні, що призводять до прогресивного погіршення характеристик системи з плином часу (зношування, корозія, втомні явища).

Необоротні процеси при будь-якій швидкості їх протікання можуть стати причиною пошкодження матеріалу деталей. Причинами пошкодження можуть бути також різного роду дефекти:

- конструктивні, що виникають внаслідок упущень і помилок, допущених в процесі розрахунку і конструювання;

виробничі, які є наслідком відступів від встановлених технічних умов, правил і державних стандартів на виготовлення і ремонт суднових технічних засобів і конструкцій;

- аварійні, зумовлені порушеннями правил технічної експлуатації, а також недоброякісним ремонтом, прихованими дефектами, явищами зношування.

Пошкодження можуть з'явитися під вплив зовнішніх впливів на об'єкт (штормову погоду, Льодовий умів) .При перевищенні допустимого рівня пошкодження елементів механізму може наступити втрата його працездатності - відмова.

Оцінка причин пошкоджень суднових конструкцій, механізмів і пристроїв ускладнюється деякими чинниками, а саме:

- браком часу, бо відмова механізму повинен бути усунутий в найкоротший термін;
- обмеженістю вибору методів аналізу пошкоджених поверхонь в умовах експлуатації судна;
- в деяких випадках - недостатньо високим рівнем підготовки обслуговуючого персоналу, аналізує відмову механізму.

Найбільш часто при розслідуванні аварійних подій доводиться стикатися з явищами втомних руйнувань. Оскільки втомний злам утворюється в результаті багаторазових циклів (що свідчить про середні напружених, як правило, не перевищують межі пружності матеріалу), розвиток тріщин триває досить довго. При цьому характер поверхні зламу відображає основні чинники аварійного пошкодження: вид навантаження деталі, ступінь перевантаження, число і характер концентраторів напружень. Характер перевантаження визначають по співвідношенню площ поступового і миттєвого руйнування деталі. При незначній перевантаження переважає зона поступового руйнування, що характеризується гладкою (з деформованими зернами) поверхнею. При впливі високих перевантажень велика частина поверхні зламу носить грубий характер: це зона миттєвого руйнування. У зоні поступового руйнування можуть спостерігатися розбіжні втомні хвилі, що відповідають моментам зниження додаються навантажень або яким-небудь іншим причин, які викликали зупинку розвитку втомних тріщин.

Одностороннє розвиток тріщини свідчить про те, що деталь працювала на розтягнення або односторонній згин. При двосторонньому вигині розвиток йде з двох протилежних сторін зламу.

Круговий вигин характеризується порушенням концентричності втомних хвиль в зоні поступового руйнування, переважає віялоподібні малюнок. В окремих випадках (при незначній перевантаження з великим

числом концентраторів) зона поступового руйнування може носити кругової характер.

При крученні в умовах незначної перевантаження тріщина розвивається під кутом 45° до осі деталі і досягає довжини більше одного обороту. Про високе перевантаження свідчить більш круте положення тріщини (кут перевищує 45°) при довжині її не більше одного обороту. Так зазвичай руйнуються шийки колінчастих валів при підвищених крутильних коливаннях.

На число і розмір концентраторів вказує число вогнищ, від яких розходяться хвилі зон поступового руйнування. При наявності витягнутого концентратора (внутрішні тріщини, ланцюжок раковин) форма хвилі спотворюється. Часто великі раковини можна помітити на поверхні зламу при візуальному огляді. Концентраторами можуть бути як конструктивні (галтелі, отвори, вирізи, канавки), так і технологічні (підрізи, груба обробка поверхонь) фактори або випадкові пошкодження, що виникають при технічному обслуговуванні (забоїни, ризики, подряпини). Такі концентратори виявляють в голівках поршнів, шатунах.

Зміна форми деталі характеризує напрямок і величину прикладеного навантаження. При розтягуванні виникає утонення ділянки матеріалу з подальшим появою тріщин (по кутом 45° до осі дії навантаження) і остаточним розривом матеріалу; при стисненні в коротких деталях з'являється випинання, в довгих - вигин.

При зсуві ділянок деталі руйнування матеріалу може статися у вигляді зрізу або вигину. Так часто руйнуються кріпильні болти деталей остова двигунів, штифти.

Візуально-оптичний метод дослідження дає можливість проаналізувати причини виникнення таких ушкоджень, як інтенсивне зношування (або задір) деталей, що труться. Найбільш частою причиною цього є зменшення подачі змащуючого матеріалу або поява в його шарі абразивних частинок,

розміри яких перевищують зазор між взаємно переміщаються поверхнями. Абразивне зношування характеризується наявністю рисок (по ходу руху деталей), порушенням відтінку прироблених шарів металу. Цей вид руйнування характерний для втулок ДВС. В процесі розслідування може зустрітися такий парадоксальний факт, як зношування твердої сталі м'яким алюмінієвим сплавом. Таке явище пояснюється утворенням тендітних і дуже твердих частинок окису алюмінію.

Якщо на загартованих або цементованих деталях спостерігається відшаровування у вигляді лускатого відділення металу, це свідчить про виникнення напруги по глибині шару, що перевищує межу витривалості матеріалу. Таке відшаровування спостерігається на поверхнях кулачних шайб розподільних валів. Зношування у вигляді пластичної деформації (смятие) характерно для випадку, коли деталі входили в контакт з ударом (наприклад, зминання ділянки поршневого кільця при попаданні під кромку продувних вікон). Якщо на поверхні деталі спостерігається викришування і є білі блискучі плями або смуги, це свідчить про появу білого шару - гартівних структур. Вони можуть утворитися на зубах коліс, підшипниках кочення, поршневих кільцях ДВС. Білий шар може бути наслідком заїдання або ударів деталей з чавуну або високовуглецевих сталей. Каверни (Язвін) на поверхнях деталей є ознаками.

1. 4. 3. Класифікація задач дослідження безвідмовності конструкцій судових дизелів

Розглядаючи питання про ймовірність безвідмовної роботи конструкцій судових дизелів при випадковому механічному навантаженні в [10] виділені три класи завдань.

До першого класу відносяться завдання розрахунку конструкцій, що знаходяться під дією екстремальних одноразових перевантажень з високим рівнем напруги.

Наприклад, сейсмічні та вибухові навантаження, що представляють собою нестационарний випадковий процес. Тут питання про накопичення пошкоджень не виникає, завдання полягає в знаходженні ймовірності хоча б одноразового досягнення небезпечних станів при реалізації такого випадкового процесу.

Другий клас завдань складають завдання розрахунку конструкцій, навантажених стаціонарними або квазістаціонарними випадковими навантаженнями. Квазістаціонарними випадковими процесами називають такі процеси, імовірнісні характеристики яких змінюються в часі повільно в порівнянні зі зміною самих випадкових функцій. За час служби конструкції режим її експлуатації і умови роботи не залишаються незмінними, тому більша частина реальних навантажень виявляється квазістаціонарними випадковими. Стаціонарні випадкові навантаження являють собою ідеалізацію.

Припустимо, що рівень механічної напруги досить високий, може бути навіть вище межі текучості i , разом з тим, одноразові перевантаження, повністю виводять конструкцію з ладу, були б практично малоімовірні. Тоді завдання полягає в знаходженні розподілів ймовірності випадкової навантаження і випадкової несучої здатності, за даними яких проводиться оцінка ймовірності безвідмовної роботи.

Це завдання є типовим для розрахунку конструкцій промислових і цивільних споруд, де в цілому ряді випадків є достатня статистика розподілу навантаження і несучої здатності.

До третього класу належать задачі про накопичення втомних пошкоджень в конструкціях, завантажених стаціонарним, випадково змінним навантаженнями або спектром випадкової навантаження. Передбачається при цьому, що перевантаження не перевищують межі текучості, і конструкція виходить з ладу в результаті поступового розвитку утворилася втомної тріщини.

Таке завдання становить значний інтерес в першу чергу для розрахунку надійності авіаційних і машинобудівних конструкцій. В рамках системного підходу подібні класи задач можна виділити не тільки при механічному навантаженні, але і в разі інших зовнішніх впливів. Інженерні розрахунки конструкцій проводяться з метою отримання гарантії того, що за час експлуатації не настане жодне з неприпустимих, граничних станів (відмов).

Під граничним станом може розумітися стан по міцності, ударо вібростійкості, жорсткості, стійкості, граничний стан за характеристиками тепло-масопереносу і т.п. в залежності від фізичного аспекту інженерного розрахунку.

Висновки до першого розділу

Проведений огляд і аналіз стану питання в області скорочення викидів шкідливих речовин у відпрацьованих газах суднових дизелів знаходяться в експлуатації дозволяє зробити наступні висновки:

1. Охорона атмосферного повітря є пріоритетним напрямком у розвитку вітчизняного і світового дизелебудування.

2. Серед нормованих хімічних сполук, що містяться у відпрацьованих газах дизелів, найбільш небезпечними для природи і людини є оксиди азоту.

3. Актуальність проведення досліджень щодо скорочення концентрації оксидів азоту в продуктах згоряння суднових дизелів визначаються необхідністю виконання постійно посилюються міжнародних і вітчизняних стандартів.

4. Аналіз відомих методів зменшення шкідливих викидів показав, що найменш витратним і простим способом скорочення концентрації оксидів азоту в суднових дизелях знаходяться в експлуатації є введення присадки води до палива у вигляді водопаливної емульсії.

5. Ефективність застосування ВПЕ для зниження викидів оксидів азоту підвищується зі зменшенням її дисперсності. Однак при цьому, в переважній більшості випадків, збільшується питома ефективна витрата палива.

6. Метою дослідження є у тому числі, зменшення викидів оксидів азоту містяться у відпрацьованих газах дизеля за допомогою застосування мікрогетерогенних емульсії дизельного палива з водою.

На основі зроблених висновків планується вирішення наступних завдань:

- дослідження впливу дисперсності гомогенізованого палива на динаміку зростання парогазового утворення при різних умовах;
- експериментально зазначити особливості процесу випаровування краплі гомогенного палива на донишку поршня;
- розробити принципову модель використання гомогенізованого палива на борту судна;
- провести порівняльні випробування дизеля на різних видах дизельного палива;
- провести порівняльні випробування роботи дизельного двигуна на різних видах дизельного палива;
- дослідити екологічні показники роботи дизельного двигуна на гомогенізованому паливі з різною концентрацією.

7. Вважається за доцільне, застосувати при проведенні розрахункових обґрунтувань підвищення комплексного показника надійності експлуатації засобів річкового транспорту підхід на основі імовірнісних методів розрахунку.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБЛЕННЯ МОДЕЛІ ТА МЕТОДІВ ПОКРАЩЕННЯ СИСТЕМНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЗАСОБІВ РІЧКОВОГО ТРАНСПОРТУ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

2.1. Вибір показників якості функціонування моделі покращення системних властивостей та математична постановка наукового завдання

Модель покращення системних властивостей експлуатації засобів річкового транспорту повинна встановити алгоритмічну залежність вихідного ефекта системи, який визначений цільовою функцією $F(T)$ та її показниками якості α в залежності від сукупності параметрів Y [45, 69]

$$Y = Y(\bar{A}_1, \bar{A}_2, \bar{A}_3, \bar{A}_4), \quad Y \in Z = \{F(T), \alpha \in G\}. \quad (2.1)$$

де \bar{A}_1 – параметри викидів;

\bar{A}_2 – параметри двигунів засобів річкового транспорту;

\bar{A}_3 – параметри системи технічної експлуатації засобів річкового транспорту;

\bar{A}_4 – параметри ресурсних витрат на експлуатацію засобів річкового транспорту.

До низки найбільш важливих показників якості системи, які створюють сукупність

$$G = \{P_{ЕК}, Q_{ЗРТ}, R_{ЗРТ}\},$$

та визначаються на моделі відносяться:

1. Екологічні показники $P_{ЕК}$ експлуатації засобів річкового транспорту;

2. Надійність експлуатації засобів річкового транспорту $Q_{ЗРТ}$;
3. Ресурси, які використовуються при експлуатації засобів річкового транспорту $R_{ЗРТ}$.

Вектори із виразу (2.1) будемо визначати таким чином [56, 78, 122, 126]

$$\bar{A}_1 = (b, T_2, N, NO_x, CO, CH), \quad (2.2)$$

- де b – питома ефективна витрата палива;
 T_2 – температура відпрацьованих газів;
 N – димність відпрацьованих газів за шкалою Hartrige;
 NO_x – концентрація оксидів азоту;
 CO – концентрація оксиду вуглецю;
 CH – концентрація вуглеводнів.

$$\bar{A}_2 = (J_m, D, П, E, P, T_{пал}), \quad (2.3)$$

- де J_m – тягова характеристика;
 D – довговічність двигуна;
 $T_{пал}$ – тип палива, яке використовується
 $П$ – потужність;
 E – економічність (витрата палива);
 P – ресурс двигуна до капітального ремонту.

$$\bar{A}_3 = (B_{ЗРТ}, D_{ЗРТ}, P_{п}, Зб, \gamma \%), \quad (2.4)$$

- де $B_{ЗРТ}$ – безвідмовність;
 $D_{ЗРТ}$ – довговічність ЗРТ;
 $P_{п}$ – ремонтпридатність;
 $Зб$ – збережуваність;
 $\gamma \%$ – гама-процентний ресурс.

$$\bar{A}_4 = (T, C_{TE}, C_P), \quad (2.5)$$

де T, C_{TE}, C_P – відповідно параметри часових характеристик експлуатації, витрат на технічну експлуатацію та ремонт засобів річкового транспорту.

Бажано, що всі показники ефективності експлуатації засобів річкового транспорту [4,77,103,121,126] повинні сприймати свої найкращі значення. При цьому, в загальному випадку повинні бути виконані умови

$$P_{EK} \rightarrow \min; Q_{ЗРТ} \rightarrow \max; R_{ЗРТ} \rightarrow \min.$$

Таким чином, ступінь досягнення системою однієї мети – підвищення ефективності експлуатації засобів річкового транспорту досягається декількома показниками, тобто виникає задача багатокритеріальної оптимізації.

Досить поширеним на практиці [25,45–48,77] є підхід до побудови критерію, при якому від декількох показників переходять до однієї цільової функції $F(T)$ цих показників – так зване згортання показників. У даній роботі згортання показників відбувалося наступним чином: виділення серед показників одного головного та визначення других показників як обмеження.

При заданих параметрах викидів, параметрів двигунів засобів річкового транспорту, параметрів системи технічної експлуатації засобів річкового транспорту, параметрів ресурсних витрат на експлуатацію засобів річкового транспорту необхідно мінімізувати екологічні показники P_{EK} експлуатації засобів річкового транспорту за критерієм

$$G = P_{EK} \rightarrow \min,$$

при таких обмеженнях

$$R_{ЗРТ} \leq R_{ЗРТ \text{ зад}}, \quad Q_{ЗРТ} \geq Q_{ЗРТ \text{ зад}}, \quad \bar{A}_1 = (b, T_2, N, NO_x, CO, CH),$$

$$\bar{A}_2 = (J_m, Д, П, Е, Р, T_{\text{пал}}). \quad (2.6)$$

2.2. Особливості процесу використання гомогенізованого палива в дизелі річкового судна

2.2.1. Аналіз процесу використання гомогенізованого палива.

Процес випаровування крапель водопаливної емульсії істотно відрізняється від процесу випаровування крапель безводного палива.

При нагріванні крапель ВПЕ спочатку випаровуються частки води, які мають більш низьку температуру кипіння, а вже потім, будуть випаровуватися легкокиплячі фракції рідкого вуглеводневого палива. Фракцією називають частину палива, википає в певному діапазоні температур. При дослідженні фракційного складу палива визначають температури початку кипіння, перегонки 10, 50 і 90 % кількості палива, а також температуру кінця кипіння. Температура кипіння води при нормальних умовах дорівнює 100 °С. Температура початку кипіння дизельного палива Л-0,2-40 ГОСТ 305-82 дорівнює (188-210) °С, 50 % палива переганяється при температурі 280° С, а 90 % палива переганяється при температурі 360 °С. Для важких сортів палива чисельні значення температури початку і кінця кипіння значно вище, ніж у дизельного дистиллятного [75].

Також необхідно мати на увазі, що процес випаровування рідкого вуглеводневого палива в умовах дизельного вприскування супроводжується процесом газифікації випарувалися вуглеводневих сполук [100].

В ході випаровування крапель ВПЕ, на відміну від процесу випаровування крапель безводного палива, має місце явище, що отримало назву “мікровибухи”. Це відбувається в момент, коли тиск парів води

всередині краплі емульсії перевищить тиск створюване силами поверхневого натягу на межі пар-рідина.

Багато дослідників вважають, явище “мікробибухи” значно впливає на процеси мікросумішоутворення. “Мікробибухи” можуть привести до руйнування краплі емульсії. Однак є й протилежні думки, також підтверджені результатами теоретичних і експериментальних досліджень.

Динаміка розвитку “мікробибухи” залежить від безлічі випадкових, взаємопов’язаних і поки ще маловивчених фізичних і хімічних явищ. Тому розробка математичної моделі процесу розвитку парогазової мікросфери всередині краплі емульсії в умовах камери згоряння дизелів є актуальною і досить складним завданням.

Великий внесок у розробку осередненої математичної моделі випаровування краплі водопаливної емульсії зваженої в повітряному потоці був зроблений д. т. н., проф. О.М. Лебедев і його учнями [41]. До числа ранніх робіт з дослідження процесу випаровування крапель ВПЕ його наукової школи можна віднести роботи [3, 4]. Надалі ця модель отримала свій розвиток в роботах [39, 44, 63]. В експериментальних і теоретичних дослідженнях в галузі вивчення особливостей застосування ВПЕ в дизельних двигунах брали участь С.А. Калашников, В.П. Носов, В.Н. Марченко, В.Д. Сисин, В.П. Закржевський, В.Е. Антонов, І.Н. Петриченко, О.І. Линевиц, І.Г. Мироненко та інші його учні.

Розглянемо основні відмінні риси цієї фізичної моделі. В роботі [3] процес теплообміну краплі ВПЕ в нагрітій газовому середовищі умовно розділений на три періоди:

– протягом першого періоду крапля емульсії прогрівається до температури насичення води. Одночасно з цим процесом відбувається процес випаровування палива з поверхні краплі;

– протягом другого періоду утворюються бульбашки водяної пари, які дифундують до поверхні краплі і викидаються за межі краплі;

– третій період характеризується продовженням викиду з краплі залишився водяної пари і палива. Закінчення третього періоду збігається з закінченням повного випаровування рідкої фази.

У прийнятій фізичній моделі теплообміну краплі ВПЕ з нагрітої середовищем реалізується ідея перегріву крапель води в порівнянні з температурою насичення. Відповідно до неї при досягненні температури вище температури насичення має місце спонтанне закипання води, в результаті чого відбувається потужний “мікрровибух” і крапля палива припиняє своє існування.

Механізм вибухового скипання води в краплі ВПЕ підтверджений результатами експериментальних досліджень, які наведені в роботах [102, 104, 105].

Однак слід зазначити, що в моделі О.Н. Лебедева, зі збільшенням розміру часток води в емульсії буде збільшуватися і час, що витрачається на їх прогрів води, випаровування і перегрів водяної пари. Це в свою чергу повинно збільшити період затримки запалення палива, і сприяти затягуванню процесу згоряння за кутом повороту колінчастого вала. Як наслідок повинен збільшитися питома ефективна витрата палива. Однак це не узгоджується з опублікованими експериментальними даними наведеними в розділі 1.

Відаючи належне глибокому і фундаментальному підходу наукової школи О.Н. Лебедева у вивченні процесів тепломасобміну крапель ВПЕ з нагрітою газовим середовищем, слід визнати, що розроблена фізико-математична модель не є універсальною і потребує подальшого розвитку.

Метою теоретичного дослідження є вивчення динаміки розвитку парогазової каверни усередині краплі ВПЕ при різних зовнішніх умовах.

Швидкість зростання парогазового утворення є одним з характерних властивостей визначають час існування краплі ВПЕ. Цей показник “мікрровибухи” не може надавати свого впливу на швидкість процесу

згоряння і тепловиділення, які пов'язані з екологічними і енергетичними характеристиками дизеля.

Для виконання теоретичного дослідження процесу зростання парогазової каверни в краплі ВПЕ, за основу приймемо теорію про механізми фазових перетворення запропоновану д. т. н., проф. Ісаковим А.Я. [27], яка надає можливість вивчення впливу розміру дисперсної фази у водопаливної емульсії на швидкість зростання парогазового утворення.

Термофізичних модель А.Я. Ісакова ґрунтується на гіпотезі виникнення ядер в краплі ВПЕ у вигляді парогазових утворень. При певній критичній температурі, вони втрачають стійкість і починають збільшуватися в об'ємі за рахунок інтенсивного випаровування води.

Для розрахунку швидкості зростання парогазової речовини в цій моделі використовується відоме рівняння Ейлера, що описує динаміку зміни розміру зародка при кавітації. Теоретичні основи динаміки зміни розмірів кавітаційних зародків у водному безмежному нестискаючому середовищі викладені в монографіях [1, 2, 34, 50, 76].

В теорії кавітації поділ фазового перетворення рідини в пару умовний. Процес кипіння і процес кавітації є фазовими переходами першого роду і характеризують граничні випадки одного і того ж фізичного явища [1].

Відповідно до класифікації Блейка [76] існує два типи кавітації – газова та парова. У нормальних умовах має місце газова кавітація, в якій зростання ядер зародків відбувається за рахунок дифузії газу в пляшечку з навколишнього його рідини.

Кавітація в рідині знаходиться в стані кипіння істотно відрізняється від кавітації при нормальних умовах. Процес кавітації в криогенних і звичайних рідинах, що знаходяться в стані кипіння, є, як правило, чисто парової кавітації [1]. Необхідними умовами здійснення процесу кавітації є

наявність зародків. Зародками кавітації можуть бути дрібнодисперсні газові утворення, а також мікрочастинки органічного та неорганічного походження знаходяться в підвішеному стані.

Кавітація багатofакторний, швидкий і складний у вивченні процес. На процес кавітації впливають більш десяти різних властивостей рідини. Це поверхневий натяг, зсувна і об'ємна в'язкості, тиск насичених парів, щільність, теплопровідність, теплоємність, прихована теплота пароутворення і ін. Велика частина цих властивостей, в свою чергу, залежать від тиску і температури. Наприклад, при підвищенні температури і зниженні тиску значення порога кавітації міцності рідини знижується. У рідинах знаходяться в стані кипіння, значення статичного тиску і тиску насичених парів приблизно рівні і тому навіть при незначних перепадах тиску в рідині, в ній з'являються умови для утворення і подальшого зростання нових парових утворень. При паровій кавітації значення кавітаційного порога міцності рідини різко зменшуються в результаті зменшення значень коефіцієнтів зсувної в'язкості і поверхневого натягу.

Термофізичних модель динаміки зростання парогазової речовини А. Я. Ісакова отримала визнання і розвиток у працях інших учених.

2.2.2. Аналіз підвищення ймовірності безвідмовної роботи судових дизелів, виходячи з граничного стану конструкцій.

Розрахунковий підхід є класичним. Даний підхід базується на наступних положеннях: небезпечним вважається стан, при якому максимальні діючі значення досліджуваного параметра (наприклад, напруження, що виникає в конструкції при механічному навантаженні), обчислені в припущенні ідеального стану матеріалу і без дефектного стану конструкції, досягають критичного рівня; фактори невизначеності розрахунку враховуються шляхом введення коефіцієнта запасу [1,3].

Як приклад такого підходу - розрахунок на міцність консольної балки довжиною L з прямокутним перетином шириною b , висотою h , навантаженої зосередженою силою F . Розрахунок на міцність в класичній постановці, зводиться до визначення рівня напружень σ в небезпечній точці конструкції і подальшого порівнянні його з допускаються напругою $[\sigma]$, отриманими на базі основних механічних характеристик матеріалу з урахуванням коефіцієнта запасу міцності. Рівень механічної напруги σ є функція основних визначальних параметрів конструкції. У загальному випадку, незалежно від фізичного аспекту інженерного розрахунку, критерій граничного стану можна записати у вигляді:

$$Q < R, \quad (2.1)$$

де Q - навантаження, яке діє на конструкцію, зусилля в елементах конструкції, напруги та ін.;

R - несуча здатність, виражена в тих же одиницях, що і величина навантаження.

Розрахунковий підхід щодо граничного стану об'єкта спочатку створювався для будівельних конструкцій, і основною метою було уточнення методики розрахунку як з урахуванням ймовірнісної природи визначальних параметрів конструкції, так і фізичної сутності процесів ушкодження. Методологія підходу на роботах Н.С. Стрілецького [33], А.Р. Ржаніцина [17–25], В.В. Болотіна [5–7], які статистичними методами намагалися обґрунтувати значення коефіцієнтів запасу при проведенні розрахунків конструкцій на міцність.

В основі підходу лежать два базових положення, які принципово відрізняють його від класичного підходу.

По-перше, запроваджується поняття граничного стану конструкції, яке може відрізнятися від робочого наявністю деяких локальних ушкоджень, пластичних деформацій, втрати стійкості окремих елементів, тріщин, які не знижують експлуатаційних властивостей конструкції.

По-друге, замість одного коефіцієнта запасу використовується ціла система часткових коефіцієнтів надійності, окремо враховують різноманітні фактори неточності розрахунку.

При цьому значення коефіцієнтів, що враховують імовірнісний розподіл навантажень або властивостей матеріалу, можуть бути визначені за результатами статистичних досліджень цих параметрів. Значення коефіцієнтів, що враховують ступінь неточності математичної моделі, можуть бути обґрунтовані аналізом прийнятих припущень і порівнянням результатів розрахунку з експериментом або розрахунком по більш точним методикам.

Прийнято вважати, що навантаження і несуча здатність є мінливими, випадковими величинами, закони розподілу яких можна встановити, систематично накопичуючи і вивчаючи досліди, що реалізуються в однорідних умовах.

Характер цієї мінливості такий, що в більшості випадків має практичний сенс обґрунтування верхньої межі для навантажень, так само як і нижньої межі для несучої здатності. Тому умова (2.1) не може бути замінено умовою:

$$Q_{max} \leq R_{min}. \quad (2.2)$$

Абсолютна вимога, щоб виконувалася нерівність (2.1), позбавлене сенсу. Можна лише поставити умову, щоб протягом терміну служби конструкції ця вимога була виконана з тією чи іншою ймовірністю, досить близькою до одиниці.

Таким чином, інженерні розрахунки на міцність можна трактувати з ймовірнісної точки зору [7]. Традиційні методи розрахунку (підхід за значеннями допуску) містять елементи підходу щодо граничного стану в

деякій завуальованій формі. Умова міцності (2.1) записується з урахуванням коефіцієнта запасу (класичне умова міцності [1,11,13]):

$$Q_n \leq R_n/\eta. \quad (2.3)$$

де Q_n - розрахункова (нормативна) навантаження; R_n - розрахункова (нормативна) несуча здатність; η - коефіцієнт запасу міцності.

Розрахункові значення навантажень і несучої здатності входять в умову (2.3) як детерміновані величини. По відношенню до реальних величин, які мають випадковий характер, вони грають роль або деяких середніх або можливих значень, або середніх в групі найбільших (найменших) значень. Головне значення в умови міцності (2.3) належить коефіцієнту запасу.

Величини коефіцієнтів запасу, а також тісно з ними пов'язані величини розрахункових навантажень і розрахункових опорів вироблялися, виправлялися і уточнювалися головним чином емпіричним способом, шляхом узагальнення багаторічного досвіду проектування і експлуатації конструкції.

Тим часом, як видно із суті завдання, тут можливі в принципі і теоретичні підходи з широким залученням апарату теорії ймовірностей і математичної статистики [4,5,9,12,14-16]. Роботи по застосуванню теорії ймовірностей до розрахунків на міцність зіграли істотну роль в підготовці переходу до більш досконалого методу розрахунку конструкцій за

граничним станом. Згідно [7] основна формула методу розрахунку за граничним станом має вигляд:

$$\sum Q_i n_i \leq m' \Phi(K_1 R_1, K_2 R_2). \quad (2.4)$$

де Q_i - нормативні навантаження, що діють на конструкцію; n_i - коефіцієнти перевантаження; R_i - межі міцності або межі плинності матеріалів, з яких виготовлена конструкція; k_i - коефіцієнти однорідності матеріалу; t' - коефіцієнт умов роботи споруди. У цьому методі на перше місце висувається поняття граничного стану конструкції. Метод в набагато більшому ступені, ніж історично передував йому метод допустимих значень (напруг), дає можливість відобразити вірогідну природу умов міцності.

Підхід на основі імовірнісних розрахунків конструкцій є розділом теорії надійності. Поширення методів теорії надійності на розрахунки несучих конструкцій і механізмів виконано в роботах [10, 16].

Ці методи орієнтовані на забезпечення заданої ймовірності безвідмовної роботи об'єкта. Стан конструкції в умовах експлуатації може бути охарактеризоване кінцевим числом незалежних параметрів $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$. У літературі ці параметри називають визначальними. Одні з цих параметрів характеризують зовнішнє навантаження, інші - несучу здатність. Всі параметри $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ слід вважати випадковими і їх спільна щільність ймовірності є $p(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n)$.

Згідно [7] запишемо умову (1) в наступному вигляді:

$$\psi(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n) = R(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n) - Q(\alpha_{r+1}, \alpha_{r+2}, \dots, \alpha_{r+n}) \geq 0 \quad (5)$$

Імовірність безвідмовної роботи або ймовірність випадкової події, що складається в тому, що нерівність (2.5) буде виконано. Позначимо через N ймовірність протилежної події. Ймовірність настання граничного стану)

позначимо через $P_{отк}$. Відповідно до формули спільного розподілу ймовірностей для декількох випадкових величин [7, 9] запишемо (2.6).

$$N = \iiint_{\psi(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n) < 0} P(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n) d\alpha_1 d\alpha_2, \dots, d\alpha_n. \quad (2.6)$$

Завдання визначення ймовірності N зводиться, до інтегрування щільності ймовірності $p(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n)$ по тій частині простору визначальних параметрів $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$, де виконується умова (2.5) - так звана область безпеки. Аналогічним чином можна записати вирази для $P_{отк}$.

$$P_{отк} = \int \dots \int P(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n) d\alpha_1 d\alpha_2, \dots, d\alpha_n. \quad (2.7)$$

Загальна умова має вигляд:

$$P_{отк} \leq [P]. \quad (2.8)$$

У виразі (2.8) величина $[P]$ є нормативне значення ймовірності досягнення граничного стану. Щоб проілюструвати різницю між підходом щодо граничного стану і підходом на основі імовірнісних розрахунків конструкцій в частині врахування впливу випадкової природи навантажень і властивостей конструкції розглянемо наступний приклад - розглянемо математичну модель умови міцності, яка виходить з узагальнення на основі формули (2.5):

$$\Psi = R - Q. \quad 2.(9)$$

Тут Ψ є детермінованою функцією двох випадкових аргументів: навантаження Q і несучої здатності R .

Провести оцінку виконання умови міцності за допомогою цієї моделі можна двома способами. Перший з них (підхід на основі імовірнісних розрахунків) полягає в тому, щоб знайти ймовірність $P_{отк}$, і перевірити виконання умови (2.8). Для знаходження $P_{отк}$ потрібно обчислення інтегралів ймовірності (2.7) або (2.6) з урахуванням $N = 1 - P_{отк}$.

Такі обчислення реально доступні тільки для досить простих функцій. Другий спосіб (спосіб на основі підходу щодо граничного стану) полягає в

знаходженні квантилі відповідної ймовірності відмови з урахуванням параметрів розподілу Q і R. Якщо Q і R не корельовані між собою і розподілені по нормальному закону, то ймовірність $P_{отк.}$ обчислюється за формулами:

$$U_{P_{отк.}} = \frac{\bar{R} - \bar{Q}}{\sqrt{S_R^2 + S_Q^2}} = \frac{\eta - 1}{\sqrt{\eta^2 v_R^2 + v_Q^2}}, \quad P_{отк.} = 0,5 - \Phi(U_{P_{отк.}}), \quad (2.10)$$

де \bar{Q} , \bar{R} , S_Q , S_R - математичні очікування і середньоквадратичні відхилення Q і R відповідно, $\eta = \bar{R}/\bar{Q}$ - умовний коефіцієнт запасу, $v_R = S_R / \bar{R}$ - коефіцієнт варіації несучої здатності, $v_Q = S_Q / \bar{Q}$ - коефіцієнт варіації навантаження.

Розглянемо підходи імовірнісних методів, які засновані на понятті недиференційованого коефіцієнта запасу і на аналізі функції незруйнування $\Psi(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n)$. Недиференційований коефіцієнт запасу визначається за допомогою виразу:

$$\eta = \frac{R(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n)}{Q(\alpha_{r+1}, \alpha_{r+2}, \dots, \alpha_{r+n})}. \quad (2.11)$$

Цей коефіцієнт, на відміну від вхідного нормативного коефіцієнта запасу, є випадковою величиною $\eta = \eta(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n)$. Серед визначальних параметрів завжди знайдеться хоча б один, який є взаємно однозначною функцією коефіцієнта η і інших $n-1$ параметрів: $\alpha_1 = h(\eta, \alpha_2, \dots, \alpha_n)$.

Використовуючи формули (2.7), (2.9) запишемо вираз для щільності ймовірності $p(\eta)$:

$$P(\eta) = \int \dots \int p[h(\eta, \alpha_2, \dots, \alpha_n), \alpha_2, \dots, \alpha_n] \times \left[\frac{\partial h(\eta, \alpha_2, \dots, \alpha_n)}{\partial \eta} \right] d\alpha_2, \dots, d\alpha_n. \quad (2.12)$$

Математичне сподівання $M(\eta)$ і дисперсія $D(\eta)$ коефіцієнта запасу записуються наступним чином

$$M(\eta) = \int_0^\infty \eta p(\eta) d\eta, \quad D(\eta) = \int_0^\infty [\eta - M(\eta)]^2 p(\eta) d\eta. \quad (2.13)$$

Імовірність настання граничного стану [10]

$$P_{\text{отк.}} = P(\eta < 1) = \int_0^1 p(u) du. \quad (2.14)$$

Підхід, заснований на розгляді коефіцієнта запасу, близький до підходу розробленим Н.С. Стрілецьким в роботах [27–34]. Обчислення ймовірностей відмови (руйнування) за формулами типу (2.7), (2.13) досить трудомістким і пов'язане, скоріше, з чисельним інтеграцією з відповідними похибками.

Зважаючи на це точне визначення ймовірностей відмови в інженерній практиці можна замінити досить грубій оцінкою. З огляду на цю обставину, Н.С. Стрілецький [33] дав вельми простий спосіб для такої оцінки. На рис. 1 показані $p(Q)$ і $p(R)$ - криві щільності розподілу ймовірностей випадкових величин навантаження Q і несучої здатності R . Визначаючи точку перетину $Q_0 = R_0$ (рис. 1) і вводячи позначення для малих площ запишемо:

$$W_1 = \int_{Q_0}^{\infty} P(Q) dQ, \quad W_2 = \int_{\infty}^{R_0} P(R) dR. \quad (2.15)$$

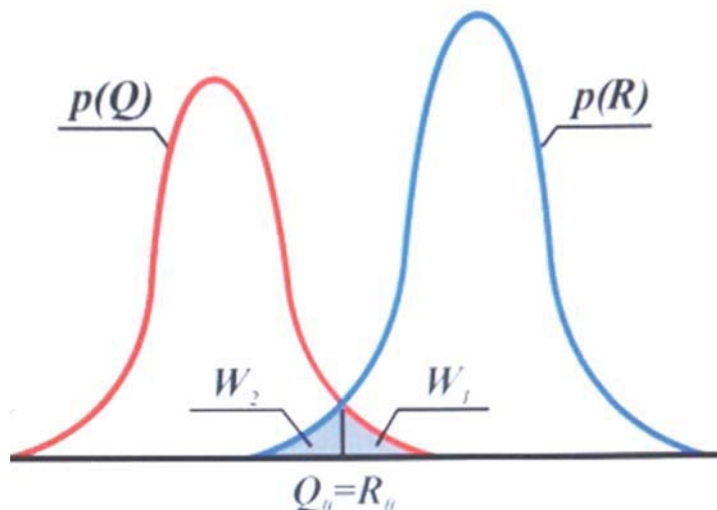


Рисунок 2.1 – Криві щільності розподілу ймовірностей випадкових величин навантаження Q і несучої здатності R

Можна стверджувати, що ймовірність руйнування задовольняє нерівності:

$$P_{\text{отк.}} > W_1 + W_2 . \quad (2.16)$$

В роботі [33] Н.С. Стрілецький вводить величину «Г» (2.17) так звану гарантію незруйновності:

$$\Gamma = 1 - (W_1 + W_2) . \quad (2.17)$$

Н.С. Стрілецькому належить також аналіз зміни гарантії незруйновності при зміні коефіцієнтів запасу, а також при зміні розрахункових навантажень і їх комбінацій [33].

Шляхом введення деяких припущень [20–25] А.Р. Ржаніцина вдалося спростити обчислення ймовірності $P_{\text{отк.}}$, Звівши його до простих розрахунковим формулами. Введено наступні припущення: - все що визначають параметри $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ підкоряються нормальному розподілу; - функція незруйновними Ψ , введена в (2.5), є лінійною функцією визначальних параметрів.

Якщо залежність функції Ψ від параметрів не є лінійною, то її можна лінеаризувати, розкладаючи функцію в степеневий ряд в околиці найбільш ймовірних значень $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ і відкидаючи нелінійні члени.

Припустимо задана спільна щільність розподілу ймовірностей параметрів Q та R , яка характеризується середніми значеннями \bar{Q} , \bar{R} і кореляційної матрицею з елементами K_{QQ} , K_{RR} и $K_{QR}=K_{RQ}$. Тоді, враховуючи формули лінійного перетворення нормально розподілених величин (2.7), (2.9), знайдемо, що функція незруйновності $\Psi=R-Q$ має середнє значення і дисперсію рівні:

$$\bar{\psi} = \bar{R} - \bar{Q} , D = K_{RR} - 2K_{RQ} + K_{QQ} . \quad (2.18)$$

Далі, А.Р. Ржаніцин вводить величину характеристики безпеки:

$$\Gamma = \frac{\bar{R} - \bar{Q}}{\sqrt{K_{RR} - 2K_{RQ} + K_{QQ}}} . \quad (2.19)$$

При зроблених припущеннях функція незруйновними також розподілена нормально. Запишемо вираз (2.15) у вигляді:

$$P_{\text{отк.}} = p(\psi < 0) = \int_{-\infty}^0 p(\psi) d\psi = \frac{1}{2} - \Phi(\gamma), \quad (2.20)$$

де $\Phi(\gamma)$ - нормована функція, таблиці якій наведено в [12].

У разі відсутності кореляційної зв'язку між навантаженням і несучою здатністю, вводяться такі коефіцієнти мінливості:

$$W_Q = \frac{\sqrt{K_{QQ}}}{\bar{Q}}, \quad W_R = \frac{\sqrt{K_{RR}}}{\bar{R}}, \quad (2.21)$$

запишемо формулу (2.21) у вигляді:

$$\gamma = \frac{\eta - 1}{\sqrt{W_R^2 \eta^2 + W_Q^2}}, \quad (2.22)$$

де $\eta = \frac{\bar{R}}{\bar{Q}}$ - умовний коефіцієнт запасу.

2.2.3. Щодо застосування моделей «навантаження - несуча здатність»

Вищенаведені підходи до оцінки ймовірності безвідмовної роботи $N = 1 - P_{\text{отк.}}$ або ймовірності відмови $P_{\text{отк.}}$ конструкцій при механічному навантаженні досить добре розроблені в рамках математичного апарату моделей «навантаження - несуча здатність» [16] – («навантаження - міцність», «навантаження - опірність» та ін.).

Далі більш детально розглянемо саме цей клас моделей, і тут слід врахувати, що в умовах системного підходу, моделі можна поширити на різні типи інженерних розрахунків незалежно від фізичного аспекту процесу. Вводячи тимчасову координату, запишемо умову (2.5) у вигляді

$$\psi(A_n, t) = R(A_r, t) - Q(A_q, t) \geq 0, \quad (2.23)$$

де, в загальному випадку, несуча здатність $R(A_r, t)$ і діють на конструкцію навантаження $Q(A_q, t)$ є випадковими функціями часу, які між собою

можуть бути корельовані або функціонально пов'язані, а $n = r + q$ - число параметрів працездатності системи.

Ймовірність відмови для двомірної моделі «навантаження - несуча здатність» можна записати, як вираз

$$\begin{aligned} P_{\text{отк.}}(t) &= P\{[R(A_r(t), Q(A_q(t))] \in W = \\ &= \int w \int f_{R,Q}(A_r, A_q) dA_r(t) dA_q(t), \end{aligned} \quad (2.24)$$

де двомірна функція з щільністю $f_{R,Q}(A_r, A_q)$ потрапляє в область W (по аналогії з малюнком 1, де область - W заштрихованная область утворена з W_1 і W_2). Функція $P_{\text{отк.}}(t)$. (Т) залежить від значень несучої здатності системи, і навантаження, виду їх законів розподілу, а також від взаємозв'язку функцій $R(A_r, t)$ і $Q(A_q, t)$.

2.2.3.1. Модель «навантаження - несуча здатність» при незалежних між собою навантаженні і несучої здатності.

Згідно [16] у разі незалежних $Q(A_q, t)$ і $R(A_r, t)$ вираз для ймовірності відмови на основі моделі «навантаження - несуча здатність» має вигляд

$$P_{\text{отк.}}(t) = \int w \int f_r(A_r) f_q(A_q) dA_r(t) dA_q(t). \quad (2.25)$$

Вираз (2.25) дозволяє отримати формули для обчислення ймовірності відмови $P_{\text{отк.}}$ (Або ймовірності безвідмовної роботи N з урахуванням $N = 1 - P_{\text{отк.}}$) При різних (заданих) законах розподілу випадкових величин R і Q .

2.2.3.2. Залежність ймовірності безвідмовної роботи від розподілу навантаження і несучої здатності

У загальному випадку як Q , так і R можуть мати різні закони розподілу. Виходячи з цього, розглянемо методи оцінки ймовірності безвідмовної роботи конструкції N при різних розподілах Q і R . Дані методи наведені в [16].

Передбачається, що вид законів розподілу навантаження і несучої здатності в часі не змінюється. Незмінними так само вважаються і параметри законів розподілу. Навантаження і несуча здатність незалежні між собою.

2.2.3.3. Несуча здатність і навантаження розподілені за нормальним законом

Якщо несуча здатність R і навантаження Q розподілені по нормальному закону, то в цьому випадку ймовірність безвідмовної роботи конструкції визначається згідно (2.26).

$$N = \frac{1}{2} + \Phi(U_p), \quad (2.26)$$

де: $\Phi(U_p) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{U_p} e^{-\frac{t^2}{2}} dt$, нормована функція [8, 9];

$$U_p = \frac{\bar{R}-Q}{\sqrt{S_R^2+S_Q^2}} = \frac{\eta-1}{\sqrt{\eta^2 v_R^2+v_Q^2}} - \text{квантиль розподілу, відповідна ймовірності}$$

відмови;

де R, Q – середні значення величин R і Q , відповідно;

S_R, S_Q – середньоквадратичні відхилення R і Q , відповідно;

$\eta = \frac{\bar{R}}{Q}$ – умовний коефіцієнт запасу;

$v_R = \frac{S_R}{\bar{R}}$ – коефіцієнт варіації несучої здатності;

$v_Q = \frac{S_Q}{Q}$ – коефіцієнт варіації навантаження.

2.2.3.4. Несуча здатність і навантаження розподілені за логарифмічно нормальним законом.

У цьому випадку співвідношення для визначення ймовірності безвідмовної роботи конструкції має вигляд:

$$N = \frac{1}{2} + \Phi(U_p), \quad (2.27)$$

де $U_p = \frac{\ln \bar{R} - \ln \bar{Q}}{\sqrt{S_{\ln R}^2 + S_{\ln Q}^2}}$ - квантиль розподілу, відповідна ймовірності

відмови;

\bar{R} , \bar{Q} - медіани розподілів несучої здатності і навантаження, відповідно;

$S_{\ln R}$, $S_{\ln Q}$ - середні квадратичні відхилення випадкових величин $\ln R$ і $\ln Q$, відповідно.

2.2.3.5. Несуча здатність і навантаження розподілені за експоненціальним законом

Несуча здатність і навантаження розподілені за експоненціальним законом В цьому випадку ймовірність безвідмовної роботи конструкції визначається наступним чином:

$$N = \frac{\lambda_R}{\lambda_R + \lambda_Q} = \frac{\bar{R}}{\bar{R} + \bar{Q}} \quad (2.28)$$

Несуча здатність має нормальний розподіл, а навантаження має експоненціальне розподіл Якщо несуча здатність R має нормальний розподіл з математичним очікуванням \bar{R} і середнім квадратичним відхиленням S_R , а навантаження Q має експоненціальне розподіл з параметром $1/Q$, то співвідношення для визначення ймовірності безвідмовної роботи конструкції має вигляд

$$N = 1 - \exp\left(\frac{v_Q^2 \eta^2}{2} - \eta\right) \left[\frac{1}{2} - \Phi(U_p)\right]. \quad (2.29)$$

2.2.3.6. Несуча здатність має експоненціальне розподіл, а навантаження нормальний розподіл

Якщо несуча здатність R має експоненціальне розподіл з параметром $\frac{1}{R}$, а навантаження нормальний розподіл з математичним очікуванням \bar{Q} і

середнім квадратичним відхиленням S_Q , то співвідношення для визначення ймовірності безвідмовної роботи конструкції має вигляд

$$N = \exp\left(\frac{V_Q^2 - 2\eta}{2\eta^2}\right) \left[\frac{1}{2} - \Phi(U_p)\right], \quad (2.30)$$

де $U_p = (V_Q^2 - \eta)/(V_Q\eta)$.

2.2.3.7. Несуча здатність і навантаження мають гамма – розподіл

Припустимо, що несуча здатність R і навантаження Q мають гамма - розподіл з параметрами m , λ_R і n , λ_Q , відповідно. Тоді ймовірність безвідмовної роботи конструкції визначається наступним чином:

$$N = \frac{\Gamma(m+n)}{\Gamma(m)\Gamma(n)} \int_0^r (1-U)^{m-1} U^{n-1} dU, \quad (2.31)$$

$$U = \frac{r \frac{Q}{R-Q}}{\left[1+(1+r)\frac{Q}{R-Q}\right]}, \quad r = \lambda_Q/\lambda_R, \quad (2.32)$$

де m - параметр форми, λ_R - параметр масштабу для функції щільності розподілу несучої здатності R ; n - параметр форми, λ_Q - параметр масштабу для функції щільності розподілу навантаження Q .

Окремі випадки: якщо $m = n = 1$ то R і Q мають експоненційний розподіл

$$N = \frac{\Gamma(2)}{\Gamma(1)\Gamma(1)} \int_0^{r/(1+r)} dU = \frac{r}{1+r} = \frac{\lambda_Q}{\lambda_R + \lambda_Q} = \frac{\bar{R}}{\bar{R} + \bar{Q}}; \quad (2.33)$$

якщо $m=1$, а $n \neq 1$, то несуча здатність R має експоненціальне розподіл, а навантаження Q має гамма-розподіл

$$N = \frac{\Gamma(n+1)}{\Gamma(1)\Gamma(n)} \int_0^{r/(1+r)} U^{n-1} du = \left(\frac{r}{1+r}\right)^n = \left(\frac{\lambda_Q}{\lambda_R + \lambda_Q}\right)^n = \left(\frac{\bar{R}}{\bar{R} + \bar{Q}}\right)^n \quad (2.34)$$

якщо $m \neq 1$, а $n = 1$, то несуча здатність R має гамма розподіл, а навантаження Q має експоненціальне розподіл:

$$N = \frac{\Gamma(m+1)}{\Gamma(m)\Gamma(1)} \int_0^{r/(1+r)} (1-U)^{m-1} du = 1 - \left(\frac{r}{1+r}\right)^m = 1 - \left(\frac{\lambda_Q}{\lambda_R + \lambda_Q}\right)^m = 1 - \left(\frac{\bar{R}}{\bar{R} + \bar{Q}}\right)^m. \quad (2.35)$$

2.2.3.8. Несуча здатність має розподіл Вейбулла, а навантаження розподілено по нормальному закону

Якщо несуча здатність R має розподіл Вейбулла з параметрами β_R, Q_R, R_0 , а навантаження Q розподілена по нормальному закону з параметрами \bar{Q} і S_Q , то в цьому випадку співвідношення для визначення ймовірності безвідмовної роботи конструкції має вигляд:

$$N = 1 - \int_{Z_0}^{\infty} \varphi(z) dz - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \left(\frac{Q_R - R_0}{S_Q} \right) \int_0^{\infty} \exp \left\{ -y^{\beta_R} - \frac{1}{2} \left(\frac{Q_R - R_0}{S_Q} y + \frac{R_0 - \bar{Q}}{S_Q} \right)^2 \right\} dy; \quad (2.36)$$

$$z = \frac{R_0 - Q}{S_Q}, \quad y = \frac{Q - R_0}{Q_R - R_0}, \quad \varphi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp^{-\frac{z^2}{2}} \quad (\bar{z} = 0, S_z = 1),$$

де: β_r - параметр форми, а $(Q_R - R_0)$ - параметр масштабу функції щільності розподілу несучої здатності R ; $\varphi(z)$ - функція нормованого і центрована розподілу згідно [8, 9].

2.2.3.9. Несуча здатність і навантаження мають розподіл Вейбулла

Припустимо, що несуча здатність R і навантаження Q мають розподіл Вейбулла з параметрами β_R, Q_R, R_0 та β_Q, θ_0, Q_0 , відповідно. У цьому випадку ймовірність безвідмовної роботи конструкції визначається наступним чином:

$$N = 1 - \int_0^{\infty} e^{-y} \exp \left\{ - \left(\frac{\theta'_R}{\theta'_Q} y^{1/\beta_R} \frac{R_0 - Q_0}{\theta'_R} \right)^{\beta_Q} \right\} dy, \\ \theta'_R = \theta_R - R_0, \quad \theta'_Q = \theta_Q - Q_0, \quad (2.37)$$

де β_R - параметр форми, а $(\theta_R - R_0)$ - параметр масштабу функції щільності розподілу несучої здатності R ; β_Q - параметр форми, а $(\theta_Q - Q_0)$ - параметр масштабу функції щільності розподілу навантаження Q .

2.3. Особливості розроблення моделі підвищення ефективності експлуатації засобів річкового транспорту

Модель підвищення ефективності експлуатації засобів річкового транспорту враховує особливості управління процесом технічної експлуатації засобів річкового транспорту для стратегії технічного обслуговування за станом з контролем рівня надійності

Головною перевагою стратегії технічного обслуговування з контролем рівня надійності є її економічність. Вона досягається шляхом зменшення обмінного фонду приладів і агрегатів, зменшення витрат на ремонт, підвищення терміну їх служби, зменшення трудовитрат на заміну та контроль (при використанні сучасних засобів контролю). За даними закордонних компаній, стратегія технічного обслуговування за наробітком застосовується для 6...10% виробів, стратегія з контролем параметрів – для 15...31%, з контролем рівня надійності – для 63...75% [15, 37, 122].

Упровадження технічного обслуговування виробів з контролем рівня надійності передбачає вирішення низки задач, у тому числі:

організацію оперативного збирання та оброблення інформації про надійність, яка дозволяє визначити фактичні рівні надійності типів виробів, що експлуатуються, за обраними показниками;

розроблення метода встановлення нормативних рівнів надійності для кожного типу палива;

організацію оперативного порівняння фактичного рівня надійності з нормативним і виконання аналізу можливих наслідків.

Блок-схема управління процесом технічної експлуатації засобів річкового транспорту при застосуванні стратегії технічного обслуговування за станом з контролем рівня надійності наведена на рис. 2.2.

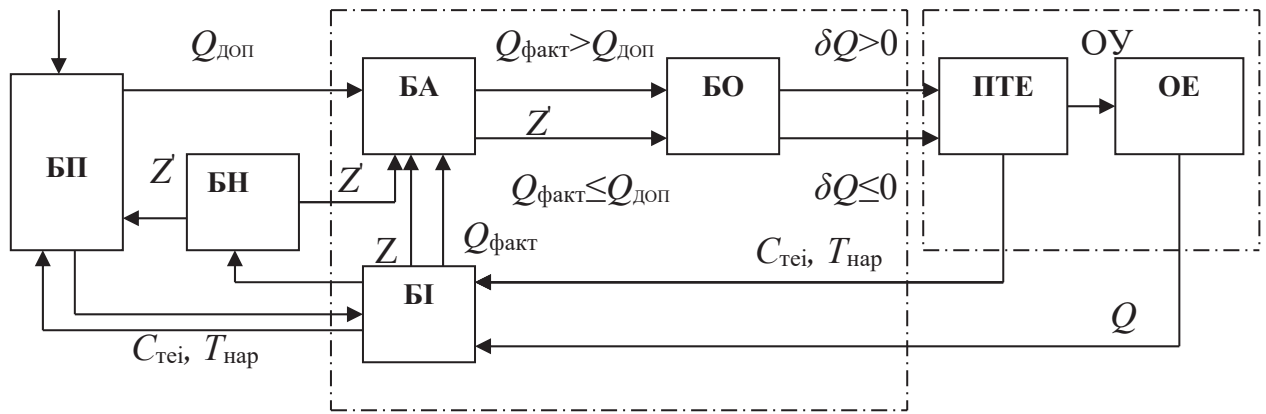


Рисунок 2.2 – Блок-схема управління процесом технічної експлуатації засобів річкового транспорту для стратегії технічного обслуговування за станом з контролем рівня надійності

У даному випадку об'єктом управління (ОУ) є сам об'єкт експлуатації (ОЕ), який представлено сукупністю однотипних блоків або агрегатів двигуна суден і процес їх технічної експлуатації (ПТЕ). Інформація про надійність об'єктів експлуатації надходить до блоку обробки інформації (БІ), де здійснюються обчислення статистичних характеристик надійності, визначення фактичного рівня надійності $Q_{\text{факт}}$, накопичення якісної та кількісної інформації з відмов Z , інформації про наробіток об'єктів $T_{\text{нар}}$ і техніко-економічної інформації $C_{\text{теі}}$.

Оброблена інформація надходить до блоку аналізу (БА). Там здійснюється порівняння кількісних характеристик надійності з допустимими значеннями рівня $Q_{\text{доп}}$, а також аналіз якісної інформації про відмови (вид відмови, місце проявлення, наслідки) з накопиченою інформацією за попередні періоди експлуатації Z , яка надходить з блоку накопичення інформації (БН).

Блок аналізу спрямовує результати аналізу до оперативного блоку (БО), де вони перетворюються у команди управління, які впливають безпосередньо на процес технічної експлуатації, а через нього – на об'єкт експлуатації.

Результатом аналізу інформації є висновок, чи знаходиться фактичний рівень надійності у межі допуску. Якщо $Q_{\text{факт}} > Q_{\text{доп}}$, оператор виробляє команду на продовження експлуатації з контролем рівня надійності $\delta Q > 0$. Якщо ж $Q_{\text{факт}} \leq Q_{\text{доп}}$, то у блоці аналізу відбувається аналіз якісної інформації Z і оператор виробляє команду на заміну процесу експлуатації ($\delta Q \leq 0$), а також заходи з подальшої експлуатації δ_z (призначення додаткових робіт з технічного обслуговування; зміна періодичності контролю надійності та умов експлуатації; виконання конструктивних доробок; тимчасовий перехід на стратегію обслуговування та ремонту за наробітком).

Програмний блок (БП) призначений для формування допустимого рівня надійності $Q_{\text{доп}}$ в залежності від характеристик наробітку $T_{\text{нар}}$ і економічних факторів $C_{\text{теі}}$ та, в свою чергу, формує для блоку обробки інформації необхідні вимоги для статистичного контролю $C_{\text{контр}}$ за обсягом вибірки та періодичністю контролю.

Контроль рівня надійності здійснюється статистичними методами. Даним видом контролю охоплюється, як правило, більшість агрегатів і вузлів незалежно від застосованої до них стратегії технічного обслуговування. Однак, тільки для стратегії ТО і Р з контролем рівня надійності цей вид контролю є основним.

При даній стратегії обслуговування критерієм технічного стану сукупності виробів є рівень надійності, виражений відповідним показником. Такий показник має нести максимум інформації про технічний стан виробів, бути зручним для проведення оперативного порівнювального аналізу, а також бути критичним до змін процесу технічної експлуатації сукупності виробів (змін умов експлуатації, рівня відновлення функціональних систем).

Для отримання вихідної інформації про надійність у країнах-виробниках промислової техніки існує налагоджена система збирання та

обліку інформації про надійність, яка містить розроблену номенклатуру вихідної інформації, форму її подання та прийняту організацію збирання даних із зазначенням місця одержання та обробки і відповідальних осіб.

Для оброблення одержаної інформації використовуються відомі методи математичної статистики: оцінка параметрів розподілу за вибіркою (методи максимальної правдоподібності, моментів та інші), перевірка статистичних гіпотез про закон розподілу наробітку до відмови та інші.

Особливе місце при застосуванні стратегії ТО і Р з контролем рівня надійності посідають вибір і призначення нормативного (допустимого) рівня надійності $Q_{\text{доп}}$, який встановлюється для кожного типу виробів.

Для початкового періоду впровадження стратегії ТО виробів з контролем рівня надійності встановлення допустимого рівня $Q_{\text{доп}}$ здійснюється на засаді досвіду експлуатації виробів або їх аналогів за попередні 2...3 роки експлуатації. При цьому враховується інформація про надійність виробів, яку мають підприємства-розробники за результатами проведення стендових, ресурсних та заводських випробувань.

Для відстеження фактичних рівнів надійності виробів і своєчасного виявлення зрушень значень показників рекомендується застосовувати три види контролю: щомісячний контроль, щоквартальний контроль і річний облік даних. Фактичний рівень надійності виробів $Q_{\text{факт}}$ визначається відповідно до вибраних показників надійності.

2.4. Модель парогазового утворення в краплі емульсій палива, в нагрітому середовищі

На основі виконаного аналізу, відповідно до моделі процесу тепломасообміну між краплею і нагрітим газовим середовищем розробленим О. М. Лебедев, будемо вважати, що динаміка процесу прогріву краплі безводного палива і динаміка прогріву палива в краплі водопаливної

емульсії не розрізняються. Тоді, динаміку процесу мікробибухи і тривалість існування краплі ВПЕ в камері згоряння буде визначати швидкість росту парогазового утворення.

Подальші дослідження продовжимо, використовуючи положення, які отримали свій розвиток в моделі А. Я. Ісакова.

Умова рівноваги для u вигляді парогазового утворення при відсутності процесу дифузії газу з рідини всередину бульбашки можна представити у вигляді наступного рівняння:

$$P = P_n - P_0, \quad (2.38)$$

де P – тиск в безмежній рідині;

P_n – тиск насичених парів;

P_0 – тиск в бульбашці.

Вперше рівняння для вирішення завдання динаміки зміни розміру порожній сферичної порожнини в нестискаючої нескінченної рідини під дією постійного зовнішнього тиску було запропоновано Реллеєм [129].

Для руху кордону кавітаційного пухирця в нестисливої, нев'язкої і нетеплопровідного рідини, описується нелінійним диференціальним рівнянням другого порядку.

Безант [2] на основі моделі Реллея, використовуючи фундаментальні рівняння гідродинаміки, запропонував своє рівняння руху сферичної газової каверни в нестисливої рідини.

$$\left[R \frac{d^2 R}{d\tau^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR}{d\tau} \right)^2 + \frac{1}{\rho} [P_\infty - P(R)] = 0 \right] \quad (2.39)$$

де R – поточний радіус газової бульбашки;

τ – час;

ρ – щільність рідини;

P_∞ – тиск в рідині на достатньому видаленні від рубежу парової бульбашки;

$P(R)$ – тиск на рубежі бульбашки.

Для розрахунку динаміки розвитку парогазового утворення, що знаходиться в краплі ВПЕ приймемо фізичну модель в наступному вигляді. Парогазове утворення розташоване всередині частинки води, яка знаходиться в краплі палива, зваженої в нагрітій газовому середовищі.

На рисунку 2.3 зображена фізична модель краплі ВПЕ

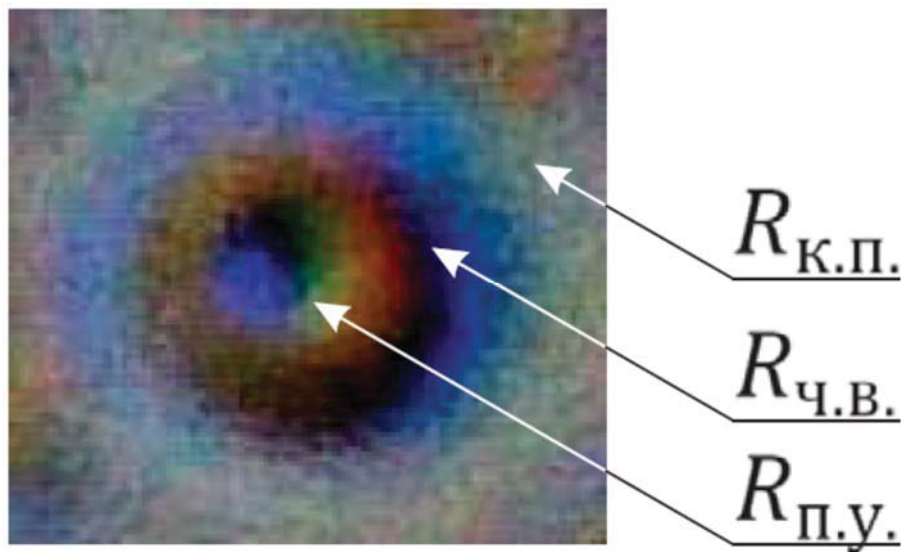


Рисунок 2.3 – Схематичне зображення краплі ВПЕ містить всередині частинки води парогазового утворення, де $R_{к.п.}$ – радіус краплі палива; $R_{ч.в.}$ – радіус частинки води; $R_{п.у.}$ – радіус парогазового утворення

Тоді для даної моделі рівняння (2.39) запишеться у вигляді

$$\left[R \frac{d^2 R}{d\tau^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR}{d\tau} \right)^2 \right] \cdot \rho - \left[\Delta P(T) - \left(\frac{2\sigma_{ч.в.}}{R_{п.у.}} + \frac{2\sigma_{ч.в.}}{R_{ч.в.}} + \frac{2\sigma_{к.п.}}{R_{к.п.}} \right) \right] = -P_a \quad (2.40)$$

де $R_{п.у.}$ – поточний радіус парогазового утворення;

τ – час;

ρ – щільність рідини, в якій знаходиться парогазове утворення;
 $\Delta P(T)$ – різниця тисків на межі поділу рідкої і газоподібної фази;
 $\sigma_{ч.в.}, \sigma_{к.л.}$ – коефіцієнти поверхневого натягу на кордонах парогазового утворення, частинки води, краплі палива;

P_a – тиск газового середовища.

Фізичний сенс рівняння (2.40) полягає в рівновазі всіх діючих на парогазове утворення тисків в будь-який заданий проміжок часу.

Тут вираз є сумою рівнодіючого тиску і динамічного тиску:

$$\left[R \frac{d^2 R}{d\tau^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{2R}{2\tau} \right)^2 \right]. \quad (2.41)$$

Друга частина рівняння (2.40) є тиск парогазової суміші в бульбашці врівноважується силою поверхневого натягу на межі розділу середовищ:

$$\left[\Delta P(T) - \left(\frac{2\sigma_g}{R_n} + \frac{2\sigma_g}{R_g} + \frac{2\sigma_m}{R_m} \right) \right]; \quad (2.42)$$

$$\Delta P(T) = P_1 - P, \quad (2.43)$$

де P – тиск, який відповідає температурі насичення;

P_1 – тиск пари всередині бульбашки.

У бульбашці температура пара вище, ніж температура насичення пари води T_s

$$T = T_s \Delta + T \quad (2.44)$$

Тому різниця тисків $\Delta P(T)$ при виникненні парової речовини, може бути виражено через перегрів води на межі розподілу рідкої і газоподібної фаз [64].

$$\Delta P(T) = P(T_s + \Delta T) - P(T_s) = \frac{dP}{dT} \cdot \Delta T + \frac{d^2P}{dT^2} \cdot \frac{\Delta T^2}{2} + \dots \approx \frac{dP}{dT} \cdot \Delta T \quad (2.45)$$

де $\frac{dP}{dT_s}$ – похідна тиску по температурі на лінії насичення, яка визначається рівнянням Клаузіуса–Клапейрона:

$$\frac{dP}{dT_s} = \frac{L \cdot \gamma_6 \cdot \gamma_{II}}{A \cdot T_s \cdot (\gamma_6 - \gamma_{II})} \quad (2.46)$$

де L – теплота пароутворення, ккал/кг;

γ_6 – питома вага рідини, кг/м³;

γ_{II} – питома вага пара, кг/м³;

T_s – абсолютна температура насичення;

$A = \frac{1}{427}$ – тепловий коефіцієнт роботи, ккал / (кг · м).

Коефіцієнт поверхневого натягу рідини визначається із залежності [22]

$$\sigma = \sigma_0 \cdot \frac{\frac{T_2}{T_k}}{1 - \frac{T_0}{T_k}} \quad (2.47)$$

де σ_0 – коефіцієнт поверхневого натягу при вихідній температурі;

T_0 – вихідна температура;

T_k – критична температура;

T_2 – температура рідини.

Рівняння (2.40) є нелінійним диференціальним рівнянням другого порядку і не вирішується аналітично.

Для його вирішення скористаємося методом чисельного інтегрування, сутність якого полягає в тому, що, знаючи початкові умови для вирішення і

здався малим числовим значенням аргументу, будемо послідовно, крок за кроком, обчислювати значення функції і її похідної.

При виконанні розрахунків приймемо такі початкові умови:

– час

$$\tau = 0; \quad (2.48)$$

– початковий радіус парового утворення в початковий момент часу

$$R_{(\tau=0)} = R_0. \quad (2.49)$$

Чисельне дослідження будемо проводити в безрозмірних параметрах, для чого введемо безрозмірні змінні.

Для радіуса газового утворення:

$$\bar{R} = \frac{R}{r}, \quad (2.50)$$

де R – поточний радіус газового утворення;

r – характерний радіус газового утворення.

Для часу:

$$\bar{t} = \frac{\tau}{t}, \quad (2.51)$$

де τ – поточний час;

t – характерний час.

2.5. Дослідження впливу дисперсності гомогенізованого палива на динаміку зростання парогазового утворення при різних умовах

Для вирішення завдання використовувалася програма MathCad і метод Рунге Кутта з автоматичним вибором кроку в безрозмірних величинах параметрів.

Час існування краплі емульсії в умовах камери згоряння при мікровибухів залежить від критичного розміру парогазового утворення, при якому порушується цілісність краплі і відбувається викид газу за її межі.

Розглянемо послідовно вплив дисперсності водопаливної емульсії, тонкощі її розпилювання, температури і тиску газового середовища в камері згоряння на швидкість росту парогазового утворення.

Для розрахунку базового варіанту приймемо такі вихідні дані:

Радіус частки води $R_v = 3,85 \cdot 10^{-6}$ м, що відповідає даним характерним для грубої ВПЕ [136];

Радіус газового утворення приймемо рівним половині розміру частки води $R_n = 1,0 \cdot 10^{-6}$ м;

Радіус краплі дизельного палива $R_r = 25 \cdot 10^{-6}$ м (згідно з відомостями, представленим в роботі [47]);

Тиск газу в навколишньому середовищі $P_a = 0,0981$ МПа;

Коефіцієнт поверхневого натягу води при температурі кипіння води $T = 373$ К; $\sigma_v = 58,8 \cdot 10^{-3}$ кг / с²;

Коефіцієнт поверхневого натягу палива при $T = 373$ К; $\sigma_r = 21,6 \cdot 10^{-3}$ кг / с²;

Щільність води $\rho_v = 1000$ кг / м³; Щільність палива $\rho_r = 860$ кг / м³.

На рисунку 2.4 наведено графік зміни розміру парогазового утворення при радіусі частки води рівному $R_v = 3,85 \cdot 10^{-6}$ м.

В результаті чисельного дослідження встановлено, що після втрати стійкості, з плином часу, швидкість росту парогазового утворення різко збільшується. При досягненні критичного розміру бульбашки відбувається розрив оболонки і викид парів води за межі краплі.

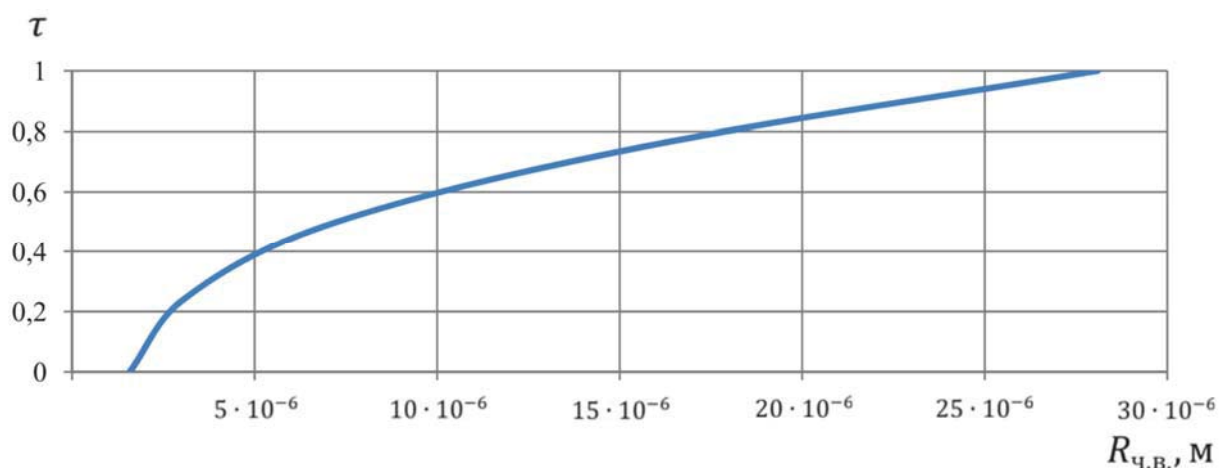


Рисунок 2.4 – Графік зміни радіуса парогазового утворення для базового варіанту розрахунку

Розглянемо вплив розміру частинок води (дисперсності емульсії) на розвиток парогазового утворення в краплі ВПЕ. На рисунку 2.5 наведено графік зміни радіуса парогазового утворення грубої ($R_{в} = 3,85 \cdot 10^{-6}$ м; $R_{в} = 8 \cdot 10^{-6}$ м) і мікрогетерогенної емульсії ($R_{в} = 2 \cdot 10^{-6}$ м).

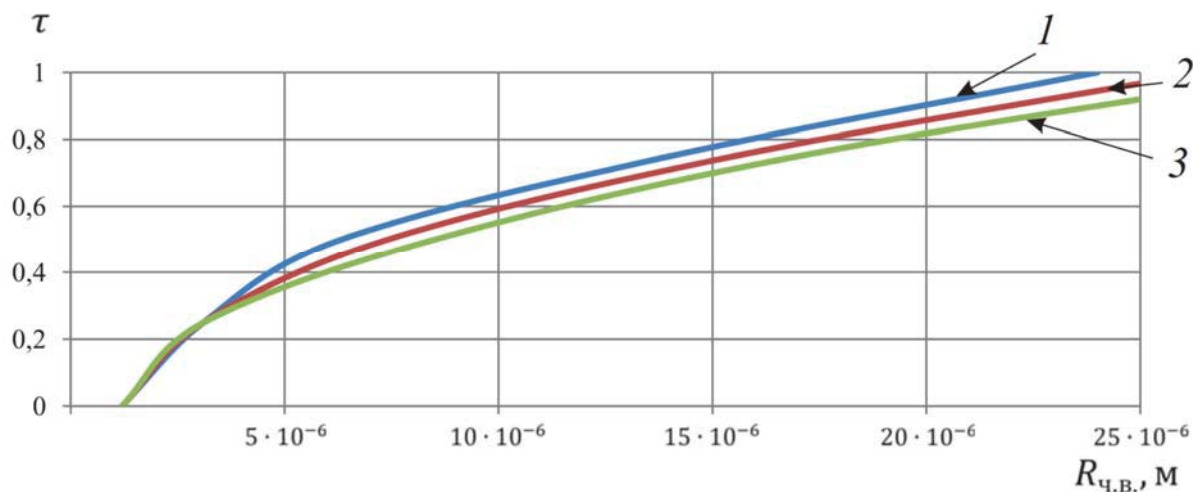


Рисунок 2.5 – Вплив розміру частки води в краплі палива на швидкість зростання парогазового утворення:

1) $R_{в} = 2 \cdot 10^{-6}$ м; 2) $R_{в} = 3,85 \cdot 10^{-6}$ м; 3) $R_{в} = 8 \cdot 10^{-6}$ м.

З рисунка 2.5 видно, що зі зменшенням розміру частинок води в емульсії швидкість розвитку парогазового утворення знижується. Це

пояснюється збільшенням впливу сил поверхневого натягу на межі вода – пар.

З цього випливає, що при роботі дизеля на мікрогетерогенній емульсії, в порівнянні з грубою, буде збільшуватися період затримки запалення і максимальний тиск згоряння в другому періоді процесу горіння (згідно з моделлю, запропонованою А. І. Толстовим).

Розглянемо вплив тонкощі розпилювання водопаливної емульсії на швидкість росту парогазового утворення, що знаходяться в краплі мікрогетерогенної ВПЕ. Для розрахунку прийmemo радіус частинки води $R_v = 2,0 \cdot 10^{-6}$ м, радіус парогазового утворення $R_n = 1,0 \cdot 10^{-6}$ м.

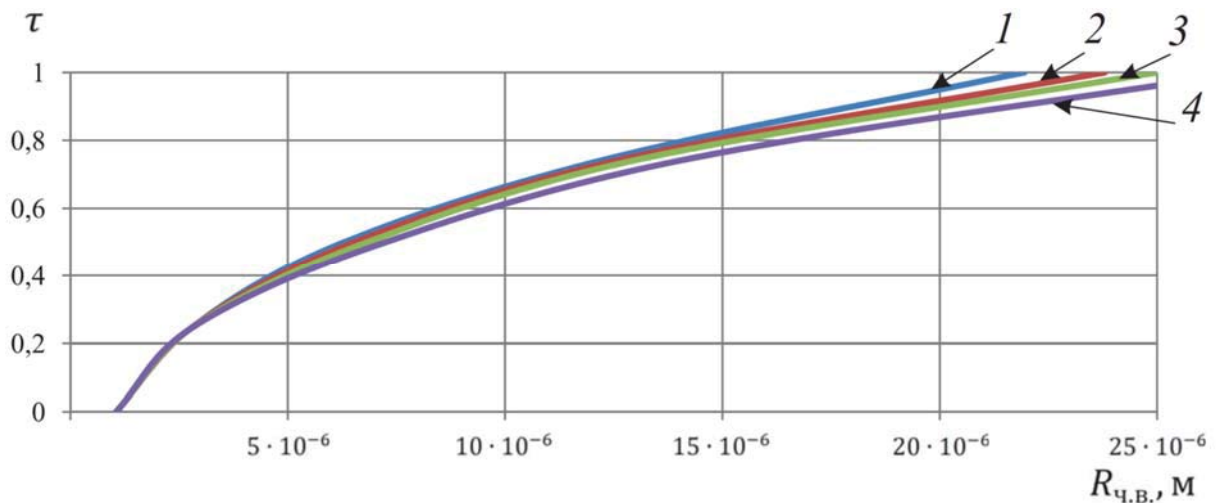


Рисунок 2.6 – Вплив тонкощі розпилювання ВПЕ на швидкість зростання парогазового утворення:

- 1) $R_T = 10 \cdot 10^{-6}$ м; 2) $R_T = 25 \cdot 10^{-6}$ м; 3) $R_T = 50 \cdot 10^{-6}$ м; 4) $R_T = 100 \cdot 10^{-6}$ м

З наведених результатів чисельного моделювання видно, що при підвищенні тонкощі розпилювання емульсії, швидкість росту парогазового утворення в краплях ВПЕ буде зменшуватися.

Розглянемо вплив температури газового середовища на швидкість розвитку парогазового утворення в краплі мікрогетерогенної ВПЕ. Умовно прийmemo, що крапля прогрівається до температури початку виникнення парогазового утворення миттєво. У таблиці 2.1 наведені результати проміжних розрахунків.

Таблиця 2.1 – Результати розрахунку параметрів газового середовища, палива і води всередині краплі ВПЕ при різних температурах

№ п/п	T, К	σ_{τ} , кг / с ²	σ_{ν} , кг / с ²	$\Delta P(T)$, МПа
1	293	$23,2 \cdot 10^{-3}$	$72,2 \cdot 10^{-3}$	1,03
2	373	$21,6 \cdot 10^{-3}$	$58,8 \cdot 10^{-3}$	1,3
3	473	$15,2 \cdot 10^{-3}$	$15,2 \cdot 10^{-3}$	1,7
4	573	$8,8 \cdot 10^{-3}$	$8,8 \cdot 10^{-3}$	2,01

З наведених у таблиці 2.1 відомостей випливає, що зі збільшенням температури буде одночасно зменшуватися чисельні значення коефіцієнта поверхневого натягу на межі води і палива і збільшуватися різниця тиску $\Delta P(T)$.

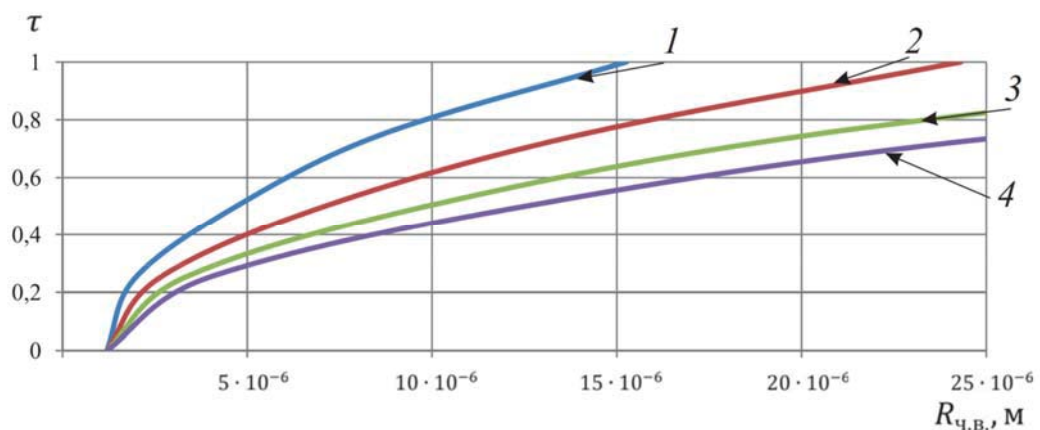


Рисунок 2.7 – Динаміка зміни радіуса парогазового утворення за різної температури газового середовища:

1) T = 293 К; 2) T = 373 К; 3) T = 473 К; 4) T = 573 К

Вихідні дані, прийняті для розрахунку: радіус частинки води $R_{ч.в.} = 2,0 \cdot 10^{-6}$ м; радіус газової бульбашки $R_{п.у.} = 1,0 \cdot 10^{-6}$ м; радіус краплі дизельного палива $R_{к.п.} = 25 \cdot 10^{-6}$ м; тиск газу в камері згоряння $P_a = 0,0981$ МПа.

З наведених графіків видно (рис.2.3–2.7), що з підвищенням температури навколишнього середовища швидкість росту парагазового утворення збільшується.

У таблиці 2.2 наведені результати проміжних розрахунків вплив тиску газового середовища на розвиток парагазового утворення в краплі мікрогетерогенної водопаливної емульсії.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку параметрів газового середовища, палива і води всередині краплі ВПЕ при різних тисках

№ п/п	P_a , МПа	$T_{\text{кип. води}}$, К	σ_v , кг / с ²	σ_T , кг / с ²	$\Delta P(T)$, МПа
1	0,0981	372	$58,8 \cdot 10^{-3}$	$21,6 \cdot 10^{-3}$	1,3
2	0,981	452	$43 \cdot 10^{-3}$	$16,6 \cdot 10^{-3}$	1,6
3	2,94	506	$31,6 \cdot 10^{-3}$	$13,2 \cdot 10^{-3}$	1,8
4	5,89	547	$20,3 \cdot 10^{-3}$	$10,4 \cdot 10^{-3}$	1,9

Як видно, тут також спостерігається дія двох протилежно спрямованих процесів. Зі збільшенням зовнішнього тиску підвищується температура кипіння води, наслідком чого є зменшення коефіцієнтів поверхневого натягу на межі води і палива. Одночасно збільшується величина різниці тисків $\Delta P(T)$.

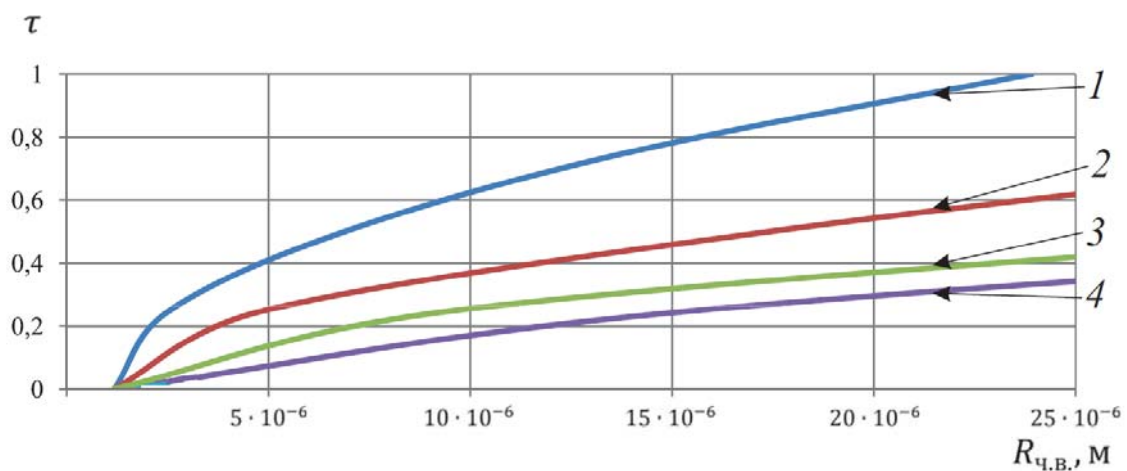


Рисунок 2.8 – Залежність швидкості росту парагазового утворення від зовнішнього тиску:

1) $P_a = 1,3$ МПа; 2) $P_a = 1,6$ МПа; 3) $P_a = 1,8$ МПа; 4) $P_a = 1,9$ МПа

Інші дані для розрахунку відповідають базовим, які прийняті в першому варіанті розрахунку.

З графіків видно, що зі збільшенням тиску в камері згоряння дизеля швидкість росту парогазового утворення збільшується.

Таким чином, встановлено, що час існування краплі ВПЕ до моменту мікроривбухи скорочується зі збільшенням розмірів парогазового утворення, частинки води і краплі палива. При збільшенні температури і тиску газового середовища час існування краплі емульсії скорочується.

Результати чисельного дослідження показали, що при переведенні дизеля на мікрогетерогенну емульсію, в порівнянні з грубою емульсією, буде збільшуватися період затримки запалення і максимальний тиск згоряння.

Висновки до другого розділу

1. Обґрунтовано математична постановка наукового завдання, а саме: при заданих параметрах викидів, параметрів двигунів засобів річкового транспорту, параметрів системи технічної експлуатації засобів річкового транспорту, параметрів ресурсних витрат на експлуатацію засобів річкового транспорту необхідно мінімізувати екологічні показники $P_{ЕК}$ експлуатації засобів річкового транспорту при обмеженнях на ресурсні затрати та надійність експлуатації засобів річкового транспорту.

2. Відмінною особливістю процесу мікросумішоутворення ВПЕ від процесу мікросумішоутворення безводного палива є наявність процесу, який отримав визначення “мікроривбухи”. Динаміка “мікроривбухи” визначається швидкістю росту парогазового утворення.

3. Розроблено математичну модель і методика розрахунку зародка парогазового утворення, що знаходиться всередині краплі ВПЕ. В ролі

основи для створення математичної моделі прийнята теорія про механізми фазових перетворень запропонована д.т.н., проф. А.Я. Ісаковим

4. Виконано чисельне дослідження процесу розвитку парогазового утворення при різних зовнішніх умовах. В результаті чисельного дослідження встановлено:

4.1. Після втрати стійкості, з плином часу, швидкість росту парогазового утворення починає різко збільшуватися;

4.2. Зі зменшенням розмірів парозаговоного утворення, частинки води і краплі палива, швидкість росту парогазового утворення знижується;

4.3. При підвищенні тиску і температури газового середовища, в якій знаходиться крапля ВПЕ, швидкість росту парогазового утворення збільшується.

5. Наведено особливості розроблення моделі підвищення ефективності експлуатації засобів річкового транспорту, яка враховує особливості управління процесом технічної експлуатації засобів річкового транспорту для стратегії технічного обслуговування за станом з контролем рівня надійності

Головною перевагою стратегії технічного обслуговування з контролем рівня надійності є її економічність. Контроль рівня надійності здійснюється статистичними методами. При даній стратегії обслуговування критерієм технічного стану сукупності виробів є рівень надійності.

Для оброблення одержаної інформації використовуються відомі методи математичної статистики: оцінка параметрів розподілу за вибіркою, перевірка статистичних гіпотез про закон розподілу наробітку до відмови та інші.

РОЗДІЛ 3

ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ГОМОГЕНІЗОВАНОГО ПАЛИВА ТА ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДВИГУНА

3.1. Аналіз основних характеристик емульсій палива та їхній вплив на робочий процес дизеля річкового судна

Незважаючи на великий обсяг досліджень в галузі практичного використання водопаливних емульсій в дизельних двигунах, механізм впливу включень води на процеси сумішоутворення і горіння вивчені недостатньо.

Наразі переважна більшість дослідників вважають, що явища, які відбуваються в камері згорання дизеля, можна представити у вигляді комплексу взаємно доповнюючих факторів, що впливають на фізичні і хімічні процеси.

1. Фізична дія на макро- і мікросумішоутворення. До них відносяться процеси, що забезпечують більш тонке розпилювання і вторинне дроблення крапель ВПЕ в результаті “мікровибухів” [9, 28, 42, 40, 112, 118].

2. Хімічне і каталітична дія води на процес горіння палива [6, 13, 42, 86].

Розглянемо основні властивості ВПЕ, які чинять фізичний вплив.

Емульсією називають суміш, що складається з двох нерозчинних рідин, одна з яких розподілена в іншій у вигляді часток діаметром 0,1-100 мкм.

Мікрогетерогенними прийнято називати емульсії, що складаються з частинок води розміром від 1 до 10 мкм [40].

Невидимі в оптичний мікроскоп частинки називають колоїдними [5].

Розмір колоїдних частинок знаходиться в діапазоні від 1 до 400 нм. Для вивчення колоїдних розчинів використовують електронні мікроскопи.

Фізичні властивості ВПЕ (в'язкість, щільність, температура спалаху і застигання та ін.) Визначаються тими ж показниками, що і властивості безводного палива. Однак існують характеристики, які властиві тільки емульсій. До них відносяться: дисперсність, гетерогенність, концентрація дисперсної фази, стійкість.

Дисперсністю називається величина обернено пропорційна середньому діаметру крапель води і характеризує тонкість приготування емульсії. Зі збільшенням дисперсності збільшується сумарна поверхня і площа контакту води з паливом, підвищується вплив механізмів діючих на розділі незмішуваних між собою рідин. Якщо дисперсна фаза рухлива, то система називається вільнодисперсною.

Кількість води в емульсії впливає на економічні, екологічні та ресурсні показники дизеля. Оптимальний вміст води залежить від виду палива, конструкції дизеля і режиму його роботи. Вибір оптимальної концентрації проводиться за результатами випробувань конкретного двигуна і носить компромісний характер. У суднових дизелях використовуються концентровані ВПЕ з масовою концентрацією води в діапазоні 10-25 % [86].

Стійкістю емульсії прийнято називати її здатність зберігати згодом дисперсність і рівномірність розподілу водної фази в займаному обсязі. Стійкість є важливою характеристикою ВПЕ, так як вона багато в чому визначає безвідмовність і надійність роботи дизеля.

Емульсією, виготовленою з дистильованого дизельного палива і води, є нестійкою. Відразу ж після приготування, емульсія починає розшаровуватися на воду і паливо. Основними видами втрати стійкості емульсій є седиментація і коалесценція [31, 98].

Седиментацією називають явище розшарування не змішуються між собою компонентів під дією сили тяжіння (легкі частинки прагнуть спливати, а важкі випасти в осад).

Явищу седиментації сприяє процеси флокуляції та коалесценції.

Флокуляцією називають процес злипання окремих крапель без злиття в їх більш великі краплі. Швидкість седиментації флокульований (злипних між собою) крапель вище, ніж окремих крапель. Чим більше різниця в питомій вазі рідин і чим більше розміри включень води – тим інтенсивніше відбувається процес поділу рідин і випадання осаду.

Коалесценції називають процес злиття дрібних крапель в більші. В результаті збільшується ступінь дисперсності емульсії. При коалісценції відбувається перехід з метастабільного в термодинамічно стійкий стан. Результатом цього процесу також може стати повне руйнування (розшарування) емульсії на воду і паливо.

Як було зазначено раніше, вода, що знаходиться в емульсії надає на процеси сумішоутворення і горіння розпорошеного в палива фізичне, хімічне і каталітична дія. Розглянемо вплив цих процесів більш докладно.

До фізичним процесам поліпшують якість сумішоутворення і згоряння при роботі на ВПЕ відносять і явища “мікробибухів” парів води в краплях палива [11, 96, 97, 114, 134]. Мікробибухи знижують локальні температури в камері згоряння і зменшують концентрацію оксидів азоту в відпрацьованих газах.

Вивченням явища “мікробибухи” займалися А. П. Марченко [25], І. В. Парсаданов, П. Ф. Максютинський, А. В. Сизоненко [43] та інші українські вчені.

Щодо оцінки впливу мікробибухів на робочий процес дизеля також немає єдиної думки. Одні вважають, що “мікробибухи” є потужним засобом поліпшення сумішоутворення і згоряння розпорошеною емульсії, інші – що це вплив вельми незначне.

Наприклад, Е. Ю. Лерман і О. А. Гладков в результаті випробувань дизеля Ч 16/17 на прямий і зворотній емульсіях дизельного палива зробили висновок про те, що-небудь “мікрОВИбухи” в краплях ВПЕ відсутні, або вони не роблять визначальне значення [45].

Великий обсяг досліджень щодо впливу присадки води до палива на робочі характеристики одноциліндрового чотиритактного дизеля з нерозділеного камерою згорання був виконаний в Мюнхенському технічному університеті в Німеччині. За результатами швидкісної кінозйомки струменя дизельного палива і ВПЕ встановлено, що кути конуса струменів не відрізняються один від одного. На підставі цього був зроблений висновок про відсутність “мікрОВИбухів” [113].

Тому явище, що отримало визначення “мікрОВИбухи” в краплях ВПЕ, потребує пильного вивчення.

Хімічне і каталітична дія води на робочий процес визначається наступними явищами.

Відповідно до теорії про каталітичному впливі води на процеси запалення й горіння палива, підвищений вміст парів води в горючій суміші і в продуктах згорання робить позитивний вплив на процес горіння палива [12, 44]. Відомо, що в збездвоєної суміші вигорання окису вуглецю практично не відбувається. Однак при підвищенні вологості в 1% спостерігається майже повне її вигорання. Це явище пояснюють каталітичним дією водяної пари. У полум’ї, вода частково розкладається на водень, кисень і гідроксильну групу і діє на процес окислення окису вуглецю як каталізатор.

Каталітична дія води здійснюється наступним чином. Молекули води і кисню мають приблизно однакову резонансну частоту коливань, і енергія, передана однією молекулою, буде легко сприйматися іншою. Крім того, молекула води полярна, а це значить, що присутність води додатково поляризує середу, в якій відбувається процес горіння.

Найбільш повно пояснює каталітичний вплив парів води на горіння палива теорія горіння і ланцюгових реакцій теорія, розроблена академіком Н. Н. Семеновим. Відповідно до неї, вихідні речовини перетворюються в кінцеві продукти з утворенням ряду проміжних хімічних сполук.

У початковій стадії окислення швидкість ланцюгової реакції залежить від концентрації атомарного водню. Далі хімічна реакція йде зі значним самоприскоренням і підвищенням температури, тобто екзотермічно. Для прискореного розвитку ланцюгової реакції необхідно збільшувати початкову концентрацію атомів водню. У дизелях це можна досягти за допомогою введення присадки води до палива.

Перші дослідження, що стосуються дослідження впливу води на процес горіння вуглеводневого палива, були проведені під керівництвом академіка Є. А. Чудакова. У камеру згорання двигуна разом з паливом подавалася важка вода, що містить ізотопи кисню. При аналізі складу відпрацьованих газів, в вуглекислому газі було виявлено близько 45 % ізотопів кисню.

За високої температури відбувається термічна дисоціація молекул води на водень і кисень, а також дисоціація молекул води на водень і гідроксил. Наявність в полум'ї великої кількості активних центрів гідроксилу і атомарного водню сприяють підвищенню швидкості горіння вуглеводневих палив.

Процес дисоціації води відбувається в наступній послідовності. Спочатку за рахунок високої температури горіння палива відбувається дисоціація молекул водяної пари на водень і кисень.



Потім відбувається дисоціація води на водень і гідроксил



Кисень, водень і гідроксил, що утворилися з води, у подальшому беруть участь у процесі горіння вуглеводневого палива.

Крім цього, при додаванні води як присадки до палива або повітря збільшується концентрація активних центрів. У зв'язку з тим, що швидкість ланцюгових реакцій пропорційна концентрації активних центрів, то наявність парів води в камері згорання дизеля збільшує швидкість хімічних реакцій при горінні палива [6].

Недостатня вивченість і відсутність єдиної думки про вплив включень води в емульсії на робочий процес дизеля є підставою для продовження досліджень у цій галузі.

3.2. Експериментальне дослідження процесу випаровування крапель емульсії палива в нагрітому повітряному середовищі

Метою експериментального дослідження є підтвердження адекватності прийнятої нами для проведення чисельного дослідження фізичної моделі.

При проведенні теоретичного дослідження динаміки розвитку парогазової каверни в краплі ВПЕ, нами була обрана фізична модель А. Я. Ісакова, в якій парогазове утворення починає свій розвиток, перебуваючи всередині частинки води, яка поміщена в краплю палива (рисунок 2.1).

Включення води всередині краплі емульсії існують одночасно в рідкій і паровій фазах, тобто у вигляді рідини і парогазового утворення.

Перевіримо відповідність прийнятої фізичної моделі реальної дійсності.

Для цього розглянемо характер розподілу включень води за обсягом краплі ВПЕ.

Тут також відсутня єдина думка. Одні дослідники вважають, що частинки води, відштовхуючись один від одного за рахунок однойменних електричних зарядів, розподілені в краплі ВПЕ рівномірно, другі, на основі зроблених ними фотографій доводять зворотне – включення води зосереджені в центрі краплі.

Як підтвердження другої версії, можна навести фотографії краплі водопаливної емульсії зображені на рисунку 3.1.

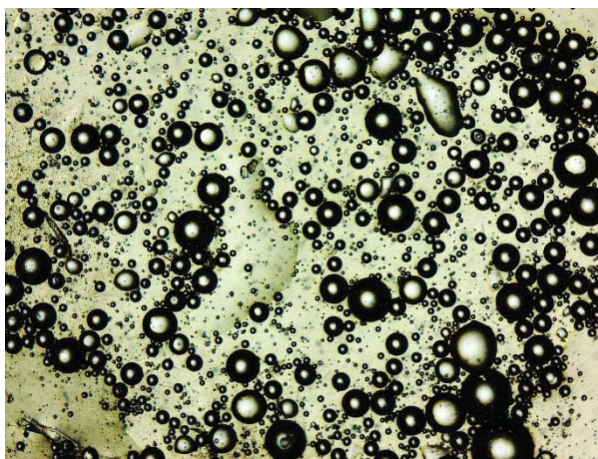


Рисунок 3.1 – Загальний вигляд до крапель ВПЕ під мікроскопом

Тоді, на нашу думку, в разі зосередження крапель води в центрі краплі палива, при миттєвому прогріванні включень води до температури пароутворення (фізична модель О. Н. Лебедева), плівка, що містить поверхнево активні речовини (ПАР) повинна зникнути, окремі парові бульбашки повинні злитися в одну, внаслідок чого має відбутися об'ємний мікроривбух.

Такий вид об'ємного мікроривбухи експериментально було отримано С. В. Титовим при випаровуванні краплі безводного палива в нагрітому збудженому повітряному середовищі. Дослідами встановлено, що внаслідок

інтенсифікації процесу тепломасообміну з нагрітою навколишнім середовищем всередині краплі утворилося кілька окремих парогазових каверн, які при відсутності сил електричної взаємодії з'єдналися в одну загальну каверну. В процесі подальшого зростання загальної каверни стався один об'ємний мікроривбух [91].

Досліджуємо відмінні риси процесів випаровування крапель безводного і емульгованих палива в нагрітому повітряному середовищі. Досліди проводилися в лабораторії СДВС Дунайського інституту НУ«ОМА» на спеціальній експериментальній установці.

Загальний вигляд експериментальної установки показаний на рисунку 3.2, а на рисунку 3.3 наведена її принципова схема.



Рисунок 3.2 – Загальний вигляд дослідної установки

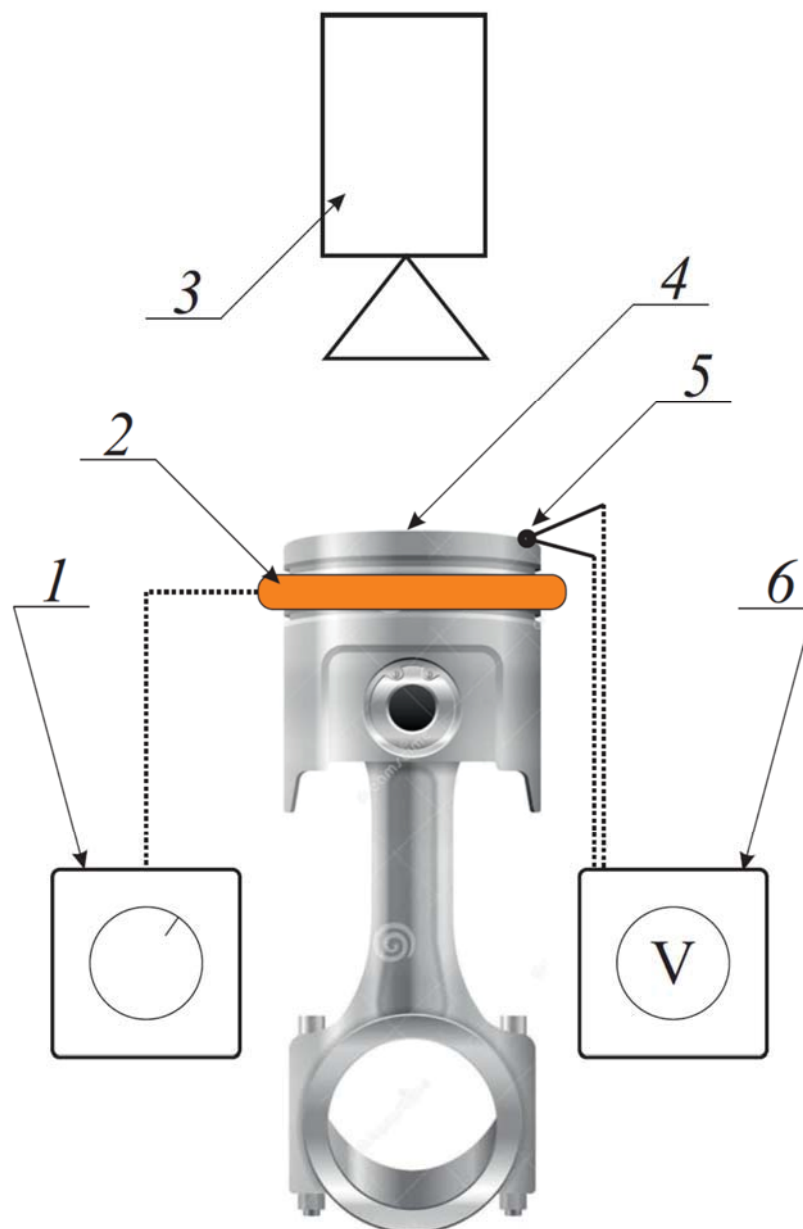


Рисунок 3.3 – Принципова схема експериментальної установки

Установка являла собою поршень (4) обгорнутий електротеном (2) з регулятором напруги (1).

Крапля емульсії розміщалаь на центрі поршня. Поршень розігрівавя електродігрівачем до необхідної температури. Температура поршня регулювалася за допомогою реостату (1), вимірювалася хромель-копелєві термопарою (5, 6) та пірометром Fluke 62 max з діапазоном вимірювання від -30 до +500°C. Процес випаровування краплі палива записувався на

цифрову відеокамеру (3) марки *iSight 12 МП* з функцією уповільнення запису і потім виводився на екран монітора. При обробці результатів експерименту в ролі масштабу лінійного розміру використовувались риски насені штангенциркулем на донешки поршня з шагом 1,5 мм.

Досліди проводилися в наступному порядку. Після досягнення температури поршня заданого нами значення, стрижень з краплею палива за допомогою спеціального координатного пристрою підводилася над поршнем. Потім, після включення відеокамери каплю струшували на донишко де вона починала процес випаровування.

На рисунку 3.4 показані фрагменти відеозйомки процесу випаровування краплі дизельного палива, а на рисунку 3.5 краплі водопаливної емульсії.



а)



б)

Рисунок 3.4 – Відеореєстрації процесу випаровування краплі безводного палива в спокійному нагрітому повітряному середовищі

а) на початку процесу випаровування; б) процесу випаровування



а)

б)

Рисунок 3.5 – Відеореєстрації процесу випаровування краплі емульсії дизельного палива з водою. а) на початку процесу випаровування, б) процес випаровування

Аналіз отриманих результатів показав наступне.

У краплі безводного дизельного палива занурений в нагріте повітряне середовище випаровування відбувається з поверхні краплі. Наявність парогазового утворення всередині краплі не видно. В цьому випадку процесу тепломасопереносу здійснюється за допомогою дифузії парів палива і нагрітого повітря.

У середині краплі водопаливної емульсії спостерігаються процеси утворення і послідовного зростання парогазового утворення. Після зіткнення оболонок бульбашки і краплі відбувається розрив оболонок, і викид пари за межі краплі. Парогазові утворення руйнуються окремо, послідовно і незалежно один від одного. Явищ об'ємного вибуху в краплі емульсії не відзначено.

Проведемо аналіз отриманих результатів.

Відомо, що в процесі розпилювання рідини, що утворюють краплі, набувають однойменний статичний електричний заряд, який зосереджений на їхній поверхні [86]. Електричний заряд мають як краплі палива, так і

включення води, які знаходяться в межах краплі. Якщо відштовхуюча сила електричного заряду зосередженого на поверхні краплі палива, буде перевищувати сили взаємодії статичних зарядів зосереджених на поверхні крапель води, то краплі води зберуться в центрі. У разі, коли розклинюючі кулонівські електричні сили між частинками води будуть більше сили, спрямованої від поверхні краплі палива до частинок, то включення води будуть зміщуватися від центру до периферії. Це буде сприяти більш рівномірному розподілу часток води всередині краплі палива.

У разі миттєвого прогріву краплі до температури пароутворення (фізична модель О. Н. Лебедева), плівка з поверхнево-активної речовини, утримуюча електричний заряд – зникне, отже, і зникнуть розклинюючі електричні сили, які відштовхують частки води одна від одної. В результаті, парогазові каверни зіллються в одну і станеться об'ємний мікробибух (так само як це відбулося в краплі безводного дизельного палива).

Проведені нами експериментальні дослідження показали, що при випаровуванні краплі водопаливної емульсії, парогазові каверни в середині краплі ВПЕ між собою не зливаються, і об'ємного вибуху не спостерігається.

Таким чином, отримані в процесі експериментальних досліджень результати, підтверджують адекватність прийнятої нами для проведення чисельних досліджень фізичної моделі.

3.3. Дослідження концептуальної моделі використання гомогенізованого палива на борту судна

Як показав виконаний аналіз, великі розходження і неоднозначність отриманих незалежними дослідниками даних про вплив ВПЕ на робочий процес, можна пояснити різними властивостями використовуваних ними емульсій.

Розглянемо відомі і найбільш поширені конструкції, які застосовуються для здобуття водопаливної емульсії в напрямку зменшення її дисперсності [61].

Найбільш простими і найменш витратними у виготовленні і експлуатації є барботажні пристрої. Отримана в них водопаливна емульсія характеризується великими розмірами крапель ($d_w = 20$ мкм) і нерівномірністю розподілу часток дисперсної фази за обсягом ВПЕ.

Механічні мішалки – призначені для отримання грубих емульсій ($d_w = 12-18$ мкм). Вони прості у виготовленні і виробництві, але в них неможливо отримувати дрібнодисперсну емульсію.

Дрібнодисперсна емульсія високої якості, виготовляється у колоїдних млинах, що мають середній розмір часток води (3-5) мкм. Недоліками колоїдних млинів є мала продуктивність і значні витрати енергії на отримання ВПЕ.

Ультразвукові та кавітаційні установки дають змогу виготовляти емульсію розміром крапель $d_w = 5$ мкм. Однак вони мають високу вартість і складні в експлуатації.

Гідродинамічні сирени, відцентрові і роторно-пульсацій диспергатори відносно прості у виготовленні, мають низькі енергетичні затрати в процесі експлуатації. У них виготовляються емульсії розміром $d_w = (3-5)$ мкм [48, 79].

Струменеві диспергатори – прості за конструкцією, але для забезпечення їхньої роботи необхідно використовувати додаткове складне обладнання. Для отримання високоякісної тонкодисперсної емульсії $d_w = (2-8)$ мкм потрібно забезпечити її багаторазову циркуляцію, що суттєво підвищує витрати енергії.

Гомогенізатори – складні і здатні працювати тільки при високому тиску (до 35 МПа). Це призводить до передчасного зносу і поломки деталей

пристрою, і як наслідок, низької надійності. У гомогенізаторах можна отримувати емульсію із середнім розміром частинок води близько 1 мкм.

Було запропановано концептуальну модель використання гомогенізованого палива (Рис.3.6) на борту з мінімальними змінами в конструкції судна та систем. За якою на судні встановлюють гомогенізатор, через який пропускають паливо з водою з танку запасу палива 8 на розхідну цистерну 10. З розхідної цистерни паливо насосом 6 через фільтр 4 подається на паливний насос високого тиску і на форсунки 3. При зменшенні навантаження двигуна циркуляційне паливо зливається в бак 2 з якого самотьком стікає до розхідної цистерни. Можливий варіант коли злив циркуляційного палива перекрит, тоді в системі передбачено гідродросель 7 з можливістю регулювання на необхідний «безпечний» тиск.

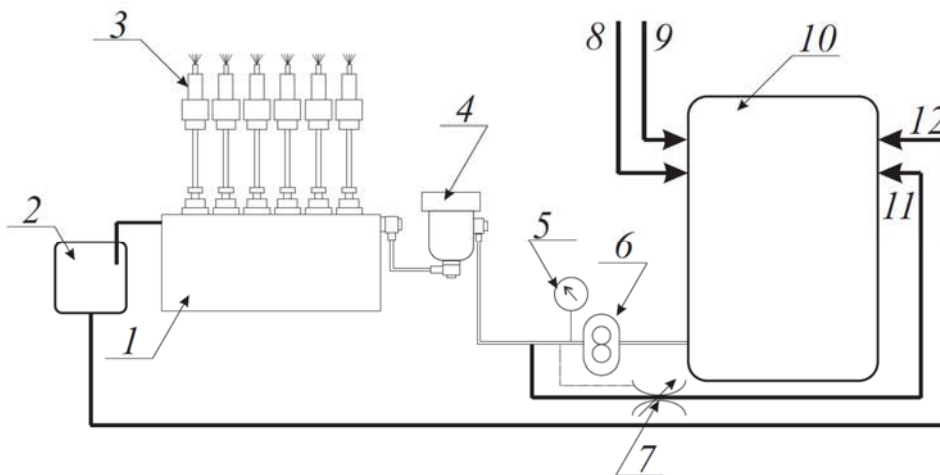


Рисунок 3.6 – Концептуальну модель використання гомогенізованого палива на борту річкового судна:

- 1) паливний насос високого тиску; 2) злив циркуляційного палива;
- 3) форсунки; 4) паливний фільтр; 5) манометр; 6) паливний насос; 7) регульований гідродросель; 8) паливо через гомогенізатор; 9) паливо з танку запасу; 10) розхідна цистерна; 11) перепуск палива при маневрах; 12) циркуляційне паливо

Мембранне диспергування. Цей новий спосіб реалізований на експериментальній установці розробленої в ДІ НУ«ОМА». За допомогою спеціальних мембран виходить емульсія, яка містить частинки води

діаметром (0,5-1,3) мкм. Установка споживає невелику кількість енергії на одиницю обсягу виробленої ВПЕ. До недоліків методу мембранного емульгування відносяться необхідність використання спеціальних мембран з діаметром пор 0,2 мкм, а також застосування спеціальних біологічних емульгаторів на основі складних ефірів (сорбітану або аліфатичних вуглеводнів). Але не наведені дані, що характеризують її стійкість; не вирішена проблема підтримки оптимальної концентрації води в емульсії залежно від її витрати дизельним двигуном [5].

З аналізу видно, що для отримання мікрогетерогенних емульсії діаметром крапель води $d_w = (3-5)$ мкм найбільш простими у виконанні, надійними та ефективними в експлуатації є роторно-пульсаційні й струменеві диспергатори.

Відомо, що висока стабільність моторних палив і мазуту, що містять асфальтени, забезпечується завдяки наявності однойменного електростатичного заряду, які мають частинки з високою молекулярною масою. Однойменні електростатичні заряди створюють розклинюючий ефект і відкидають ці частинки одна від одної [75].

Отже, застосування додаткової електризації частинок води в емульсії також сприятиме запобіганню процесу флокуляції включень води і підвищить агрегативну стійкість ВПЕ.

У спроектованій і виготовленій дослідній установці для отримання мікрогетерогенної водопаливної емульсії на основі дизельного палива і води, нами використані такі способи:

1. Подрібнення включень води в роторно-пульсаційному диспергаторі за допомогою процесу кавітації.
2. Струминне розпилювання ВПЕ.
3. Нанесення на поверхню частинок води і крапель палива однойменного електричного заряду.
4. Багаторазова циркуляція отриманої емульсії в установці.

Загальний вигляд дослідної установки показаний на рисунку 3.7.



Рисунок 3.7 – Експериментальна установка для отримання мікрогетерогенних ВПЕ

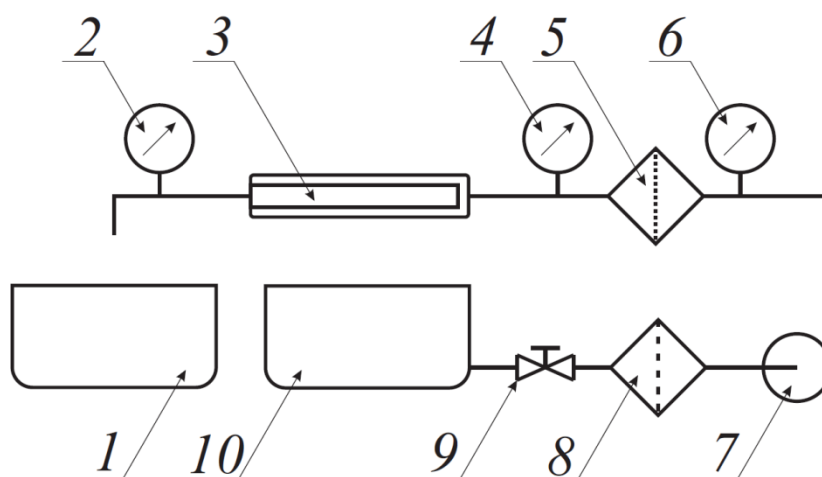


Рисунок 3.8 – Принципова схема експериментальної установки для отримання мікрогетерогенних ВПЕ:

- 1) бак гомогенного палива; 2) манометр; 3) мембранний диспергатор; 4) манометр;
5) фільтр тонкого очищення; 6) манометр; 7) відцентровий насос; 8) фільтр грубої
очистки; 9) вентиль; 10) бак емульгованого палива

На рисунку 3.9 наведені фотографії образців, які містять дизельне паливо звичайну водопаливну емульсію і отриману на дослідній установці мікрогетерогенну емульсію дизельного палива з водою після 52 годин витримки.



Рисунок 3.9 – Фотографії дизельного палива (а) звичайної (б) і мікрогетерогенної (в) емульсії

З рисунка 3.8 видно, що утворений упродовж дванадцяти годин відстій води в пробірці з мікрогетерогенною емульсією більш, ніж у три рази менше відстою води з грубою емульсією. Це відбулося за рахунок більш тонкого подрібнення включень води і нанесення на них однойменного статичного заряду, які створюють розклинювальний ефект і запобігають процесу флокуляції.

На рисунку 3.10 наведені фотографії грубої і гетерогенної емульсії зробленої за допомогою мікроскопа *Celestron LCD II* (модель №44341) на кафедрі суднових енергетичних установок і систем ДІ НУ«ОМА».

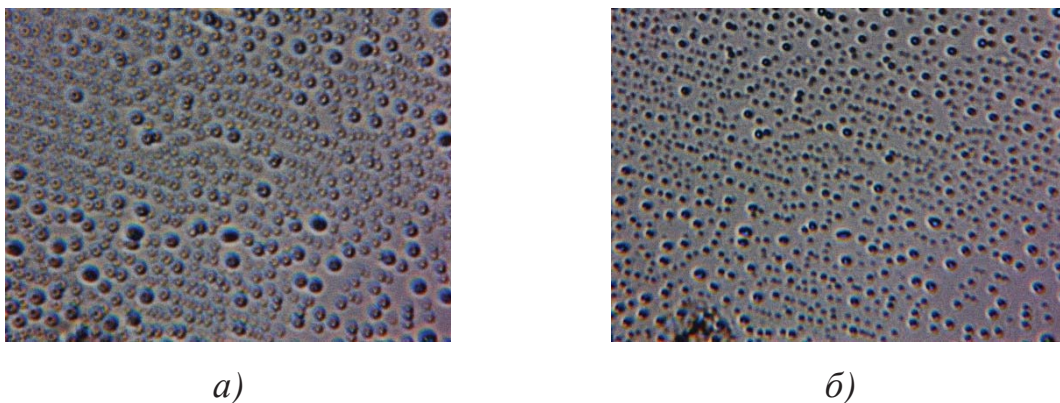


Рисунок 3.10 – Фотографії грубої (а) і мікрогетерогенної (б) водопаливної емульсії на основі дизельного палива

З наведених на рисунках 3.8 і 3.9 фотографій видно, що отримана нами на спеціальній дослідній установці мікрогетерогенна емульсія, помітно відрізняється від емульсії, виробленої звичайним способом. Отримана емульсія тонша, однорідніша та більш стійка до осадження водної фази.

Таким чином, за результатами аналізу, проведеного у попередніх розділах була розроблена модель підвищення ефективності експлуатації засобів річкового транспорту на основі використання гомогенізованого палива (рис.3.11).

В блок-схемі алгоритму моделі підвищення ефективності експлуатації засобів річкового транспорту на основі використання гомогенізованого палива виділено чотири основних блоки, які логічно пов'язані між собою: вихідні дані (рівень А); розрахунок екологічних та експлуатаційних параметрів (рівень В); оптимізаційний блок (рівень С); визначення головних результатів (рівень D).

Входом і процесом роботи програми рівня А - формування і введення основних вихідних даних для роботи системи служать: конструктивні параметри ТЗ, що визначаються заводом-виробником, деякі параметри двигуна, модифікація ТЗ та інші характеристики відповідного ТЗ; нормативні параметри ТЗ.

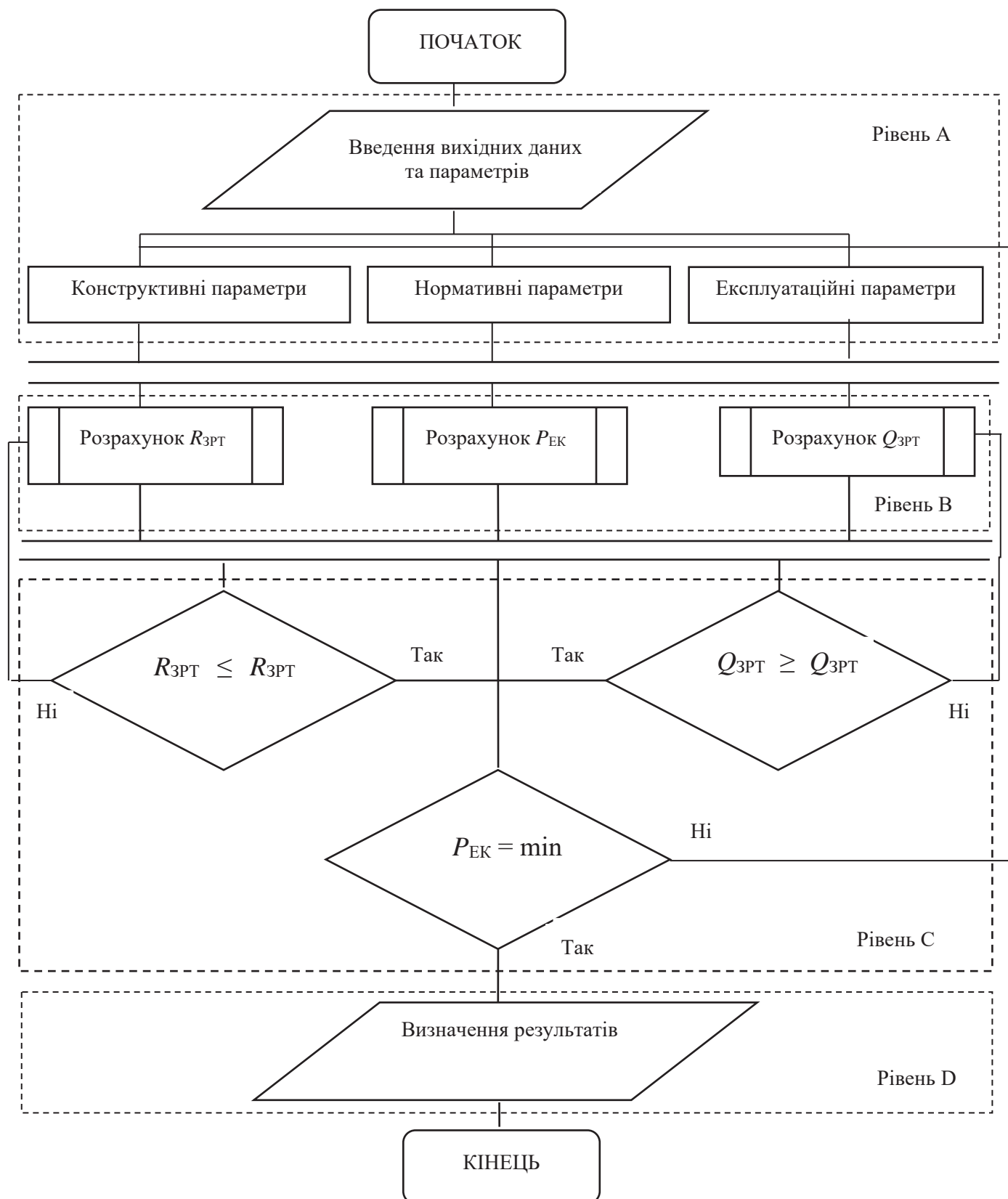


Рисунок 3.11 – блок-схема алгоритму моделі підвищення ефективності експлуатації засобів річкового транспорту на основі використання гомогенізованого палива

Блок В утворює у загальному вигляді розрахунок показників експлуатації ЗРТ.

Блок С утворює у загальному вигляді оптимізаційний блок, який спрямований на покращення паливної економічності та екологічну безпеку транспортних засобів.

Блок D утворює у загальному вигляді розрахунок екологічних та надійнісних показників: розрахунок витрати палива та мастильних матеріалів; розрахунок викидів за основними типами шкідливих речовин (оксид вуглецю, вуглеводні, оксиди азоту, тверді частинки); розрахунок відходів та розрахунок довговічності та безвідмовності.

3.4. Дослідження довговічності суднових дизелів

3.4.1. Математична модель зношення втулок циліндрів суднових дизелів. Визначення терміну служби суднових двигунів

Працездатність двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) порушується внаслідок фізичного зносу, через більш-менш тривалий термін служби. Найбільш поширеною причиною виходу деталей машин з ладу є не поломка, а знос втулок циліндрів і пошкодження їх робочих поверхонь [35].

Для практики дизелебудування та експлуатації важливо знати ресурси окремих деталей, як для цілей вдосконалення машини, так і для розробки основних контурів технічної експлуатації. В експлуатації же ці відомості необхідні для планування ремонту машин. Ресурс деталей суднових дизелів можна визначити за параметрами їх зношування (лінійний знос, інтенсивність або швидкість зношування). Граничним значенням зносу є те значення, якому відповідає: початок різкого зростання інтенсивності зношування; гранично допустимий зниження міцності зношуються деталі внаслідок зміни її розмірів, що виходить за межі допустимих значень; вплив зносу деталі трибосопрямиї на працездатність інших деталей; відмова машини. Забезпечення високої надійності судового дизеля вимагає

розробки ефективних розрахункових методів і моделей для прогнозування довговічності і зносостійкості матеріалів деталей у вузлах тертя при граничній мастилi в широкому діапазоні зміни умов експлуатації та з урахуванням змінних режимів роботи ДВС.

Метод оцінки показників довговічності втулок циліндрів включає в собі: 1) встановлення кореляційної залежності між зносом і часом роботи; 2) побудова розрахункових моделей відносного зносу досліджуваного сполучення втулка циліндра - поршневе кільце; 3) отримання рівнянь лінійного зносу втулок циліндрів з урахуванням впливу робочих параметрів в експлуатації дизелів; 4) визначення інтенсивності зношування втулок циліндрів з урахуванням діючих механічних, фізичних і хімічних чинників; 5) розрахунок ресурсу втулок циліндрів судових дизелів з використанням нових розрахункових залежностей і узгодження результатів розрахунку з результатами, отриманими в експлуатації. Для встановлення кореляційної залежності між зносом і часом роботи, були використані дані по износам деталей, отримані різними науково-дослідними колективами, судноремонтними і дизелебудівному заводами в процесі огляду головних і допоміжних судових дизелів.

Статистична обробка результатів вимірювання проводилася методами модальних інтервалів, найменших квадратів та середніх квадратичних помилок, використовувалися й інші методи математичної статистики.

Підібрана математична функція, яка найкращим чином апроксимує криві зносу, отримані за результатами вимірювання зносу в експлуатації:

$$\tilde{Y} = K_{\text{И}} - t^n, \quad (3.3)$$

де Y - знос, мм, $K_{\text{И}}$ - коефіцієнт пропорційності, t - напрацювання, годину., " n - вагомість ($n = 0,45 \dots 0,65$). Для знаходження коефіцієнта $K_{\text{И}}$ в цій формулі використано метод найменших квадратів. Значення коефіцієнтів для деяких досліджуваних дизелів показані в табл.3.1.

Таблиця 3.1 – Значення коефіцієнтів $K_{И}$ деяких двигунів

Марка ДВС	4ДР 30/50	4Ч 10,5/13	6Ч 9,5/11	4П 17,5/24
$K_{И}$	0,657	0,225	0,212	0,356

На основі критеріальних залежностей, які враховують вплив різних чинників на процес зношування отримані розрахункові моделі відносного зносу деталей досліджуваних трибосопрязень. Наприклад, для втулок циліндрів судових дизелів відносний лінійний знос

$$\Delta_{BT} = \frac{y}{D} = K_0 Q_k^{0,7} \Pi_e^{0,2} T_{об.}^{0,4} t^{0,5}, \quad (3.4)$$

де K_0 – коефіцієнт пропорційності ($K_0=1,36 \cdot 10^{-4}$);

$$Q_h = \frac{\alpha f P_z C_m h_k}{\nu C_m E_{пр. S}} - \text{критерій, що характеризує температурні умови на}$$

поверхні тертя (при терті кільця по втулці циліндра);

$$f = 0,02 \lg \frac{P_z H B \pi D h_k}{\nu C_m E_{пр. S}} + 0,14 - \text{коефіцієнт тертя поршневого кільця по}$$

стінці циліндра визначається за методикою [37];

$$\Pi_e = \frac{C_m h_k}{\alpha_{вт.}} - \text{число Пекле, що характеризує відношення осьового і}$$

поперечного теплових потоків в зоні контакту пари тертя;

$$T_{об.} = \frac{V_S}{S_{m0} h_k} - \text{критерій, що характеризує нагрів тертьових тіл при}$$

згорянні палива в циліндрі і пропорційний збільшенню об'ємної температури.

У таблиці 3.2 показані значення коефіцієнтів тертя, критеріїв збільшення контактної температури, чисел Пеклі і збільшення об'ємної температури, отримані за вищенаведеними залежностями.

Таблиця 3.2 – Коефіцієнти тертя, критерії збільшення контактної температури, чисел Пеклі і збільшення об'ємної температури

№	Марки дизеля	f	Θ_k	P_e	$T_{об.}$
1	4 Ч 10,5/13	0,04	2,10	2925	5,83
2	6 ЧСП 9,5/11	0,04	2,05	2876	6,05

3.4.2. Аналіз отриманих результатів

Розглянемо приклад розрахунку відносного зносу втулки циліндра дизеля 4Ч 10,5 / 11 через 4 тис. Годин роботи і порівняємо результат з даними, отриманими в експлуатації. У рівняння (2) підставимо значення з табл. 3.2.

$$\Delta_{вт} = \frac{Y}{105} = 1,36 \times 10^{-4} \times 2,1^{0,7} \times 2925^{0,2} \times 5,84^{0,4} \times 4^{0,5} = 0,0429 \text{ мм}$$

Знос по діаметру втулки циліндра складе

$$Y = 0,00429 \times 105 = 0,45 \text{ мм.}$$

Дане розрахункове значення повністю відповідає середньостатистичному значенню, отриманому при обробці експлуатаційних даних зносу втулок циліндрів дизеля 4Ч 10,5 / 11. Розрахункове значення зносу при напрацюванні 2 тис. годин становить 0,338 мм, що на 97% збігається з даними, отриманими в експлуатації.

Для практики велике значення має прогнозування ресурсу дизелів по зносу деталей у вузлах тертя з використанням простих і ефективних розрахункових залежностей, які враховують вплив на знос основних робочих параметрів і показників, таких як максимальний тиск, середня швидкість поршня, діаметр циліндра, тактність двигуна і ін. Виконані дослідження дозволили отримати рівняння зносу втулок циліндрів в

залежності від вищеназваних параметрів і показників у вигляді статичного одночлена:

$$Y = 0,0003P_Z^{0,7} C_m^{0,9} (D \times 10^2)^{1,4} m^{0,4} t^{0,5}, \quad (3.5)$$

де $(0,0003P_Z^{0,7} C_m^{0,9} (D \times 10^2)^{1,4} m^{0,4} t^{0,5}) = K_{\text{И}}$; P_Z – максимальне тиск згоряння, МПа; C_m – середня швидкість поршня, м/с, D – діаметр циліндра, м, t – спосіб здійснення робочого циклу (коефіцієнт тактності (2 або 4), t – напрацювання дизеля, годину. У дужках 10^2 – перевідний коефіцієнт.

Розглянемо приклад розрахунку за рівнянням (3) зносу втулки циліндра дизеля 8ЧРН24 / 36. Основні параметри двигуна наведені в таблиці 3. 3.

Таблиця 3.3 – Основні параметри двигуна 8ЧРН 24 / 36

Марка внутрішнього згоряння	Максимальний тиск згоряння, МПа	Середня швидкість поршню, м/с	Діаметр, м	Коефіцієнт тактності
8ЧР 4/36	5,5	4,3	0,24	42

Для 20 тис. г. $Y = 0,0003 \times 5,5^{0,7} \times 4,3^{0,9} \times 24^{1,4} \times 0,5^{0,4} \times 20^{0,5} = 1,06$ мм,

Для 9 тис. ч. $Y = 0,71$ мм. Для 4 тис. ч. $Y = 0,47$ мм

Результати розрахункових значень зносу втулок циліндрів збігаються з середньостатистичними значеннями на рівні 95% .. 98%. Таким чином, рівняння (3.4) і (3.5) можуть бути рекомендовані для кількісної оцінки лінійного зносу по діаметру втулок циліндрів при прогнозуванні працездатності різних марок судових дизелів по зносу деталей у вузлах тертя. Важливе значення для прогнозування терміну служби деталей має середня інтенсивність зношування, що враховує вплив діючих механічних, фізичних і хімічних чинників.

Наведена в роботі [38] формула розрахунку середньої інтенсивності зношування втулок циліндрів суднових дизелів дозволяє отримати результати з точністю до 85% і може бути рекомендована для практики експлуатації деталей двигунів

$$J_p = K \left\{ \left(\frac{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}}{h_{гр.} + 1,7h_k \left(\frac{\mu C_u}{P_Z h_k} \right)^{0,7} (P_Z \beta)^{0,6}} \right)^x \left(\frac{P_Z}{HB} \right)^y \left(\frac{t_p}{t_b} \right)^z \left(\frac{t_p}{t_k} \right)^f \left(\frac{RT}{Q} \right)^d \right\}. \quad (3.6)$$

де K - коефіцієнт, що враховує умови експлуатації та інші невраховані фактори; $h_{гр.}$ - товщина граничного шару стінки ($h_{гр.} = 10-7\mu$); μ - коефіцієнт динамічної в'язкості масла; β - коефіцієнт в'язкості масла; C_u - швидкість ковзання в місці найбільшого зносу, м / с; P_Z - максимальний тиск згоряння, МПа; t_p , t_b в - тимчасові чинники [6] кінетичних процесів руйнування і відновлення поверхневих шарів; t_k - час формування плівок трибохімічних природи в контакт; x , y , z , f , α , β , - показники ступеня (визначаються за результатами експериментальних досліджень зносу); RT / Q - критерій, що характеризує стійкість граничних мастильних шарів; R - універсальна газова постійна; Q - теплота адсорбції; T - абсолютна температура ($T \geq 20^\circ\text{C}$).

Середня інтенсивність зношування циліндрових втулок J_3 по експлуатаційним даними визначається за формулою

$$J_3 = \frac{y}{S_{ск}}, \quad (3.7)$$

де y - найбільший знос, мм;

$S_{ск} = 2h_k \times n \times 60 \times t$ - шлях тертя ковзання поршневого кільця в місці найбільшого зносу (у верхній частині втулки циліндра), м;

h_k - висота поршневого кільця, м;

n - частота обертання колінчастого вала, хв^{-1} ;

t - час роботи дизеля, година.

Для дизеля марки 8ЧРН 24/36 $S_{\text{СК}} = 2 \times 0,006 \times 360 \times 60 \times 20000 = 5,184 \cdot 10^6$ (м)

$$J_{\text{э}} = \frac{y}{S_{\text{СК}}} = \frac{0,173 \times 10^{-2}}{5,184 \times 10^6} = 3,337 \times 10^{-10}.$$

У знаменнику шлях тертя ковзання може бути представлений у вигляді $S_{\text{СК}} = C_{\text{МК}} t$, де $C_{\text{МК}}$ - швидкість відносного ковзання деталей в місці найбільшого зносу. У нашому випадку $C_{\text{МК}} = 5,184 \cdot 10^6 / 20000 = 259,2$ м / ч = 0,072 м / с. $J_{\text{р}} = 4,966 \times 10^{-10}$. Інтенсивність зношування в верхній частині втулки циліндра за формулою (4) становить

$$J_{\text{р}} = 4,966 \times 10^{-10}.$$

Коефіцієнт, що враховує умови експлуатації

$$K = \frac{J_{\text{э}}}{J_{\text{р}}} = \frac{3,337 \times 10^{-10}}{4,966 \times 10^{-10}} = 0,672.$$

Значення середніх інтенсивностей зношування циліндрових втулок деяких суднових дизелів, отримані за експлуатаційними даними $J_{\text{э}}$ і за формулою (4) $J_{\text{р}}$, а також коефіцієнта K наведені в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Інтенсивності зношування втулок циліндрів різних ДВС по експлуатаційним даними J_3 за розрахунком J_p і коефіцієнти D_0

N	Марка дизеля	$J_3 \times 10^{-10}$	$J_p \times 10^{-10}$	K
1	2	3	4	5
1	4 ДР 30/30	4,924	5,599	0,879
2	NVD – 36 (84PH 24/36)	3,337	4,966	0,672
3	NVD – 48 (64PH 32/48)	3,276	4,921	0,677
4	44 10,5/13	1,389	12,959	0,107

Для прогнозування терміну служби деталей циліндропоршневої групи використовуємо параметри зношування, отримані в результаті розрахунку за рівняннями (3.5) і (3.6). Виходячи з (3.7) складемо рівняння для визначення терміну служби втулки циліндра

$$t = \frac{y}{J \times C_{ми}} \quad (3.8)$$

Маючи в своєму розпорядженні значеннями $У$, J і $ЗМІ$, отримаємо (на прикладі суднового дизеля 8ЧРН24 / 36)

$$t = \frac{У}{J \times C_{ми}} = \frac{1,06 \times 3,06}{3,37 \times 10^{-10} \times 0,72 \times 10^9} = 15,9 \text{ тыс. ч.}$$

Висновки до третього розділу

1. Виконано аналіз основних характеристик ВПЕ і їх впливу на робочий процес дизеля. Відзначено, що вода, яка знаходиться в емульсії сприяє процесу сумішоутворення і горіння фізичних, хімічних і каталітичних дій. Відзначено, що на робочі характеристики істотно впливають властивості емульсії та конструкція і технічний стан дизеля.

2. На спеціальній експериментальній установці досліджено особливості процесу випаровування крапель безводного дизельного палива і емульсії дизельного палива з водою. В результаті встановлено наступне:

– в краплі безводного дизельного палива випаровування відбувається з поверхні краплі. Наявності парогазових утворень всередині краплі не видно. Явищ об'ємного вибуху не зазначено;

– всередині краплі ВПЕ спостерігається процес зародження і зростання парогазових утворень, у якому вони переміщуються від центру до рубежу краплі палива. Вони рухаються ізольовано один від одного і не зливаються між собою. Це можна пояснити взаємодією кулонівських сил відштовхування однойменних електричних зарядів, які мають частинки води. У момент зіткнення оболонок газового утворення і краплі палива спостерігається викид пари за межі краплі, але явищ характерних для об'ємного вибуху в краплях ВПЕ не помічено.

3. На основі аналізу отриманих результатів експериментального дослідження та відомих пристроїв і способів приготування ВПЕ, з урахуванням отриманих раніше результатів теоретичних і експериментальних досліджень, спроектована, виготовлена і випробувана дослідна установка для приготування мікрогетерогенних емульсії дизельного палива з водою. Отримана на установці емульсія більш однорідна і стійка до осадження водної фази.

4. Розроблено методику проведення випробувань дизеля і виконаний аналіз похибок вимірювань.

5. Порівняння результатів розрахунку терміну служби по зносу втулок циліндрів з результатами, отриманими на основі статистичної обробки експлуатаційних даних по зносу деталей трибосопрямих цих марок дизелів, показує, що їх розбіжність не перевищує 7% . Таким чином, наведені рівняння можуть бути рекомендовані для прогнозування працездатності суднових дизелів по зносу деталей у вузлах тертя, так як збіжність результатів розрахунків з даними експлуатації перевищує 85%.

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБЛЕНИХ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РЕКОМЕНДАЦІЙ

4.1. Експериментальна установка і методика проведення випробувань на дизелях річкового судна

Дослідження енергетичних та екологічних характеристик дизеля при роботі на безводному паливі і водопаливної емульсії, проводилися на річковому штовкачі т/х «ZADONSK» (тип «ЗАПОРОЖЬЕ») яке належить ПрАТ «Українське Дунайське пароплавство» яке знаходилось після моточистки в відокремленому госпрозрахунковому структурному підрозділі (ВГСП) «Ізмаїльська база технічного обслуговування флоту» ПрАТ «УДП».

Експеримент проводився на головному дизельному двигуні DEUTZ MWM типу SBY 6M628 (ЧН 24 / 28) та дизель-генераторі DEUTZ MWM типу D234V06 (ЧН 12,8 / 14,4) судна.

Для частини експерименту на постійних обертах двигуна та різною навантаженням було використано ДГ D234V06 (ЧН 12,8 / 14,4) який навантажували через головний розподільчий щит (ГРЩ) різними судновими устроями та насосами. Для частини експерименту з постійною навантаженням при різних обертах дослідницький стенд було переміщено до головного двигуна SBY 6M628 (ЧН 24 / 28) який працює на гвинт через редуктор EISENWERKE REINTJES G.M.B.H. HAMELN типу WGV441BB (редукція 3/1). Для цього дизелі були обладнані вимірювальною апаратурою.

Загальний вигляд експериментальної установки відображений на рис. 3.10.



Рисунок 4.1 – Загальний вигляд моторного стенда

Принципова схема експериментальної установки показана на рис. 4.2.

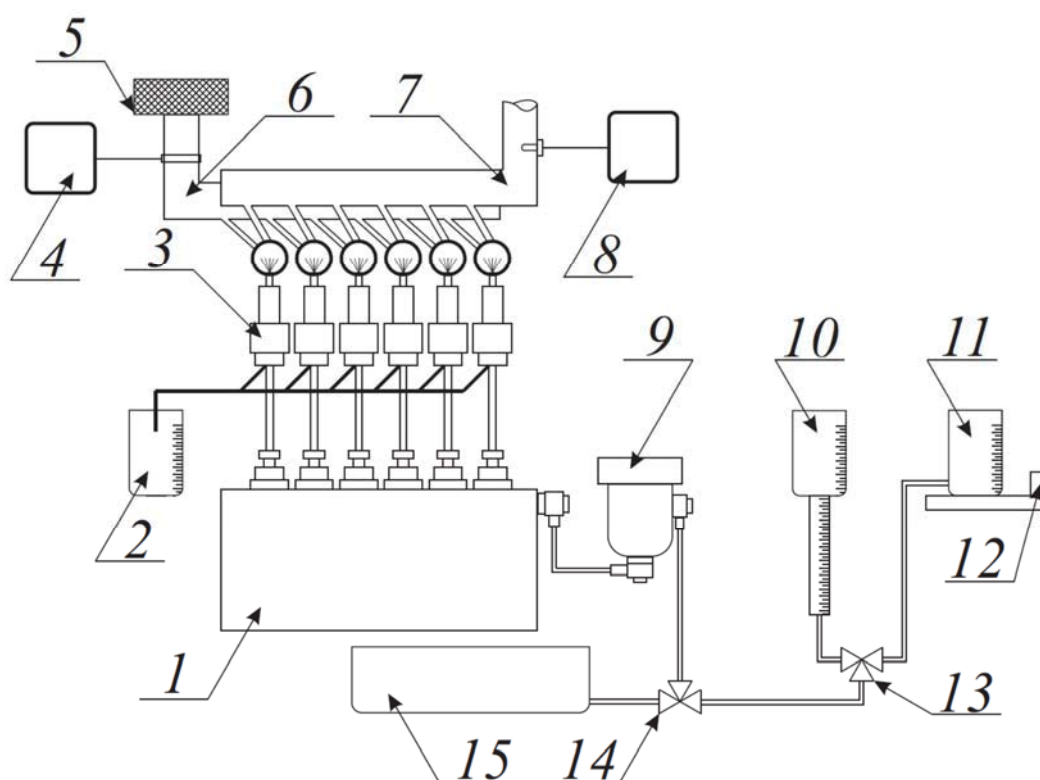


Рисунок 4.2 – Принципова схема експериментальної установки

Дизель навантажувався за допомогою ГРІЩ або редуктору. Частота обертання колінчастого вала дизеля контролювалася стрілочним тахометром на панелі управління ДГ. Витрата повітря вимірювалася датчиком моменту витрати повітря (4) за повітряним фільтром (5). Пульсації повітря згладжувалися в повітряному ресивері (6).

Випробування проводилися на дизельному дистилятиваному паливі ДСТУ 7688:2015 «Паливо дизельне Євро. Технічні умови» марки ДП-Л-Євро5-в0 придбаному у мережі автомобільних заправочних станцій ТОВ «ВОГ ТРЕЙД РЕСУРС» і водопаливної емульсії на основі цього палива [18]. Паливна система включала Паливний насос високого тиску (1), паливні форсунки (3), витратний бак (15), мірні ємності (10 та 11) ода з яких встановлена на вагах (12), невитрачене (відсічне) паливо збиралося в окрему ємність (2), зважувалося і враховувалося при проведенні розрахунків. 3-ходові калапани (13 та 14) забезпечували швидкий перехід з досліджуваного палива на стандартне.

Тиск газів в циліндрі дизеля за кутом повороту колінчастого вала вимірювався індикатором “ LOUTER”. Датчик момента витрати повітря 4, який був виготовлений спеціалістами ВГСП «ІБТО» вимірював витрату повітря. Його тарировка проводилася на стенді з використанням зразкового манометра класом точності 1,0 (що пройшов планову метрологічну повірку).

Для вимірювання димності й концентрації газоподібних забруднюючих речовин, що містяться у відпрацьованих газах, використовувався газоаналізатор *TESTO 350* і димомір 16 що було вмонтовано в газовий колектор 15.

Дослідницькі роботи проводилися із дотриманням вимог ДСТУ ІСО 3046-1:2004 (ISO 3046-1-2002 IDT), ДСТУ ISO 11614:2009.

Випробування проводилися за гвинтовою і навантажувальною характеристикам при навантаженні 25 %, 50 %, 75 % і 100 % номінальної потужності.

Запуск, прогрів і зупинка дизеля здійснювалися на дизельному паливі відповідно до вимог технічного регламенту.

Експериментальні дослідження починалися не раніше ніж через (25-30) хвилин після роботи двигуна на сталому режимі.

У процесі випробувань дизеля вимірювалися – витрата палива, повітря, вміст твердих і газоподібних забруднюючих речовин у відпрацьованих газах, тиск в циліндрі за кутом повороту колінчастого вала, температура відпрацьованих газів. Крім цього постійно контролювалися частота обертання колінчастого вала, температури повітря і відпрацьованих газів.

Індикаторна потужність дизеля обмежувалася похибкою індикатора “LOUTER” і не перевищувала 3 %.

Похибка вимірювання частоти обертання колінчастого вала тахометром становила ± 1 об/хв.

Похибка вимірювання температури відпрацьованих газів за допомогою потенціометра не перевищувала $\pm 5^{\circ}\text{C}$.

Для вимірювання кількості викидів частинок, що містяться у відпрацьованих газах, концентрацію оксидів азоту, оксиду вуглецю, вуглеводнів, діоксиду сіри та кисню використовувався димомір *TESTO 350*, придбаний у ТОВ «ЛІФОТ» і внесений до Державного реєстру засобів вимірювальної техніки. Його технічні характеристики відповідають ISO 9001: 2015. Межа основної проведеної похибки приладу дорівнює ± 2 %. Межа основної зведеної похибки газоаналізатора дорівнює: для концентрації оксиду вуглецю $\text{CO} \pm 5$ % (2 ppm), оксидів азоту в приведенні до $\text{NO}_2 \pm 5$ (2 ppm), вуглеводнів в приведенні до $\text{CH}_{1,85} \pm 5$ % (400 ppm).

Вимірювання витрати палива здійснювалося ваговим способом з використанням електронних ваг типу KES-1S, виготовлених GPH "GRUNHELM". Похибка вимірювань становила $\pm 0,5\%$.

Час витрати контрольної порції палива вимірювався за допомогою секундоміра. Похибка часу вимірювання визначалася похибкою самого секундоміра і часу реакції дослідника в процесі запуску і зупинки секундоміра, які дорівнюють 0,1 с.

Тоді похибка вимірювання часу буде дорівнювати

$$\Delta_{\text{врем}} = \frac{0,1 + 0,1}{60} \cdot 100\% = 0,33\% \quad (3.3)$$

Загальна похибка при визначенні витрати палива дорівнює

$$\Delta = \sqrt{0,5^2 + 0,33^2} = 0,601\% \quad (3.4)$$

У таблиці 4.1 наведені назви приладів, що використовують діапазон виміру величин і абсолютні похибки прямих вимірювань.

Таблиця 4.1 –Перелік приладів, що використовуються

Назва приладу, марка	Діапазон вимірювання величин і абсолютна похибка	Вимірюваний параметр
Тахометр	$(0 \div 2500) \pm 1 \text{ хв}^{-1}$	Частота обертання колінчастого вала
Індикатор " LOUTER "	$(100 \div 2000) \pm 1 \text{ хв}^{-1}$	Частота обертання колінчастого вала
Пирмометр Fluke 62 max	$(-30 \div 500) \pm 5^{\circ}\text{C}$	Температура випускних газів
Секундомір	$(300 \div 600) \pm 0,1 \text{ с}$	Час витрати палива

Назва приладу, марка	Діапазон вимірювання величин і абсолютна похибка	Вимірюваний параметр
Важелі	$5 \text{ кг} \pm 0,0005 \text{ г}$	Витрати палива
Вимірювача димності переносного ИДП-2	$(0 \div \infty) \pm 0,05 \text{ м}^{-1}$	коефіцієнт поглинання
Вимірювача димності переносного ИДП-2	$(0 \div 100) \pm 1,6 \%$	коефіцієнт ослаблення
Газоаналізатор "TESTO 350"	$(0 \div 2000) \pm 10 \text{ мг} / \text{ м}^3$	Вміст CO у відпрацьованих газах
Газоаналізатор "TESTO 350"	$(0 \div 2000) \pm 10 \text{ мг} / \text{ м}^3$	Зміст NO в відпрацьованих газах
Газоаналізатор "TESTO 350"	$(0 \div 200) \pm 6 \text{ мг} / \text{ м}^3$	Зміст NO ₂ в відпрацьованих газах
Газоаналізатор "TESTO 350"	$(0 \div 2000) \pm 15 \text{ мг} / \text{ м}^3$	Зміст SO ₂ в відпрацьованих газах
Газоаналізатор "TESTO 350"	$(0 \div 500) \pm 7,5 \text{ мг} / \text{ м}^3$	Зміст CH у відпрацьованих газах
Манометр	$(0 \div 160) \pm 1,6 \text{ кгс} / \text{ см}^2$	Тиск при тарировці датчика

З вищенаведеного видно, що всі розглянуті нами похибки при вимірах робочих параметрів не перевищують значень регламентованих ДСТУ ІСО 3046-1:2004 (ISO 3046-1-2002 IDT), ДСТУ ISO 11614:2009 [15].

4.2. Дослідження робочого процесу дизеля при роботі на гомогенному паливі

Дизель DEUTZ MWM типу SBY 6M628 (ЧН 24/28) та типу D234V06 (ЧН 12,8/14,4) має напівроздільну камеру згоряння і об'ємно-плівкове сумішоутворення. Камера згоряння являє собою півсферу, утоплену на половину діаметра в денце поршня.

Перед тим, як приступити до випробувань, на дизелі була проведена планова профілактика і регулювання відповідно до вимог заводу-виробника. Після цього, під час проведення досліджень, жодних додаткових регулювань двигуна, замін деталей і вузлів не проводилося.

Запуск дизеля здійснювався на безводному паливі. Потім, після прогріву, дизель переключався на водопаливну емульсію.

Емульсія готувалася безпосередньо перед початком проведення випробувань. Розшарування емульсії запобігалось за рахунок її перемішування спочатку в дослідній установці, а потім, в витратному баці.

Для досліджень застосовувалося дистилатне дизельне паливо марки ДП-Л-Євро5-в0 ДСТУ 7688:2015 з температурою спалаху за стандартом не нижче 55°C (67°C).

Після проведення випробувань двигуна на ВПЕ паливна система ретельно промивалася чистим безводним паливом.

На рисунку 4.3 представлені результати порівняльних випробувань дизеля на дистилатному дизельному паливі і на грубій емульсії з вмістом води 5 і 15 %. Візьмемо до відома, що рекомендований оптимальний вміст води в ВПЕ дизельне паливо та вода становить (15–17) % [42].

З вищенаведених графіків, можна зробити висновок, що зі збільшенням вмісту води в емульсії зменшується концентрація всіх нормованих шкідливих (забруднюючих) речовин у відпрацьованих газах, а також температура відпрацьованих газів.

Відзначимо, що одночасно з цим, на номінальному режимі на 43 г / (кВт · год) при вмісті води в емульсії 15 %, збільшується питома ефективна витрата палива.

Нами, були проведені випробування дизеля на мікрогетерогенній емульсії, виготовленій на дослідній установці, загальний вигляд і принцип роботи якої наведено в розділі 3.

На рисунку 4.4 наведені результати випробувань двигуна на дизельному паливі й мікрогетерогенних ВПЕ з вмістом води 5 і 15 %.

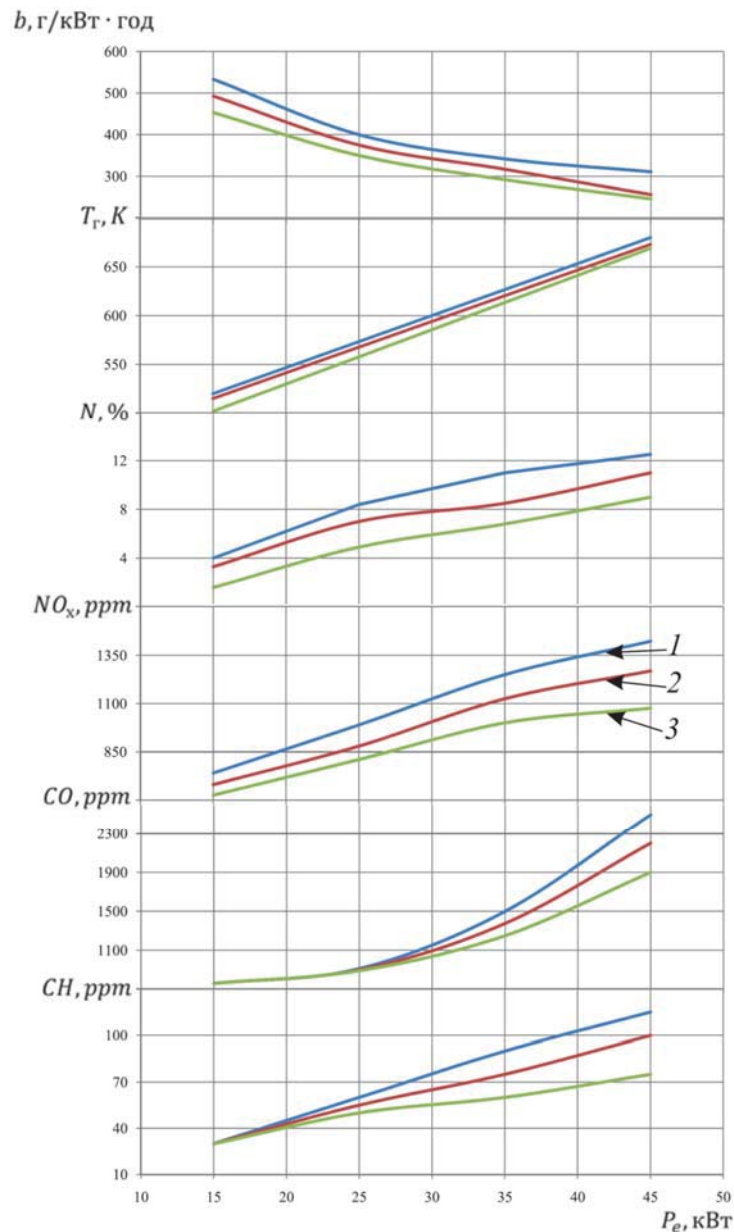


Рисунок 4.3 – Навантажувальні характеристики дизеля D234V06 (ЧН 12,8/14,4), при частоті обертання колінчатого вала, що становить 1500 об / хв.:

b – питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год); T_g – температура відпрацьованих газів, °К; N – димність відпрацьованих газів за шкалою Hartrige, % ; NO_x – концентрація оксидів азоту, ppm; CO – концентрація оксиду вуглецю, ppm; CH – концентрація вуглеводнів, ppm. 1) дизельне паливо; 2) груба водопаливна емульсія з вмістом води 5 %, $d_w = (10 - 15)$ мкм; 3) груба водопаливна емульсія з вмістом води 15 %, $d_w = (10 - 15)$ мкм.

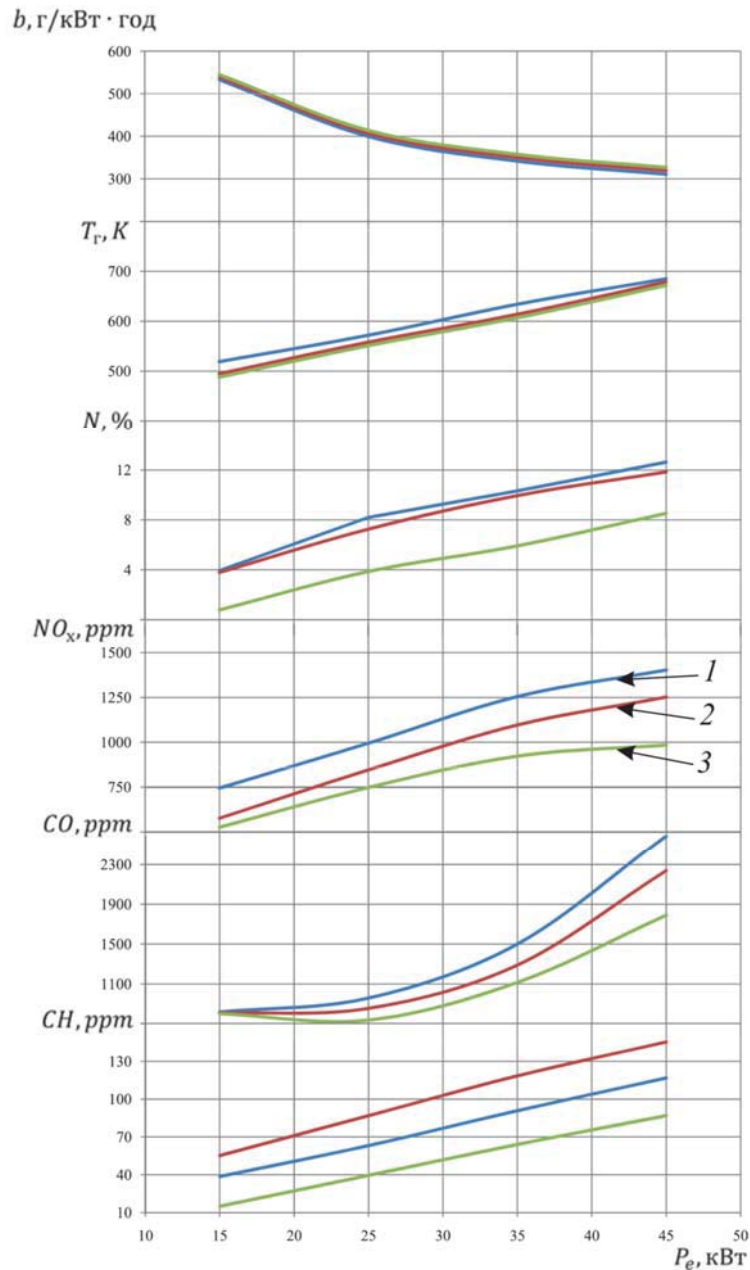


Рисунок 4.4 – Навантажувальні характеристики дизеля D234V06 (ЧН 12,8/14,4) при частоті обертання колінчатого вала, що становить 1500 об / хв:

- 1) дизельне паливо; 2) мікрогетерогенна емульсія 5 % води, (dw менш 3 мкм);
- 3) мікрогетерогенна емульсія 15 % води.

З наведених графіків видно, що при роботі на мікрогетерогенній емульсії закономірності, що стосуються зниження викидів шкідливих речовин і зменшення температури відпрацьованих газів, при збільшенні вмісту води

зберігаються в емульсії. При вмісті води 5 % спостерігається збільшення концентрації вуглеводнів, в порівнянні з роботою на безводному паливі.

Відмінною особливістю роботи дизеля на мікрогетерогенній емульсії є незначне на (4-5) г / (кВт · год) при вмісті води 15 % підвищення питомої ефективної витрати палива.

На рисунку 4.5 представлені результати, що отримані при випробуваннях дизеля на дизельному паливі, грубій і мікрогетерогенній ВПЕ з вмістом води 15 %.

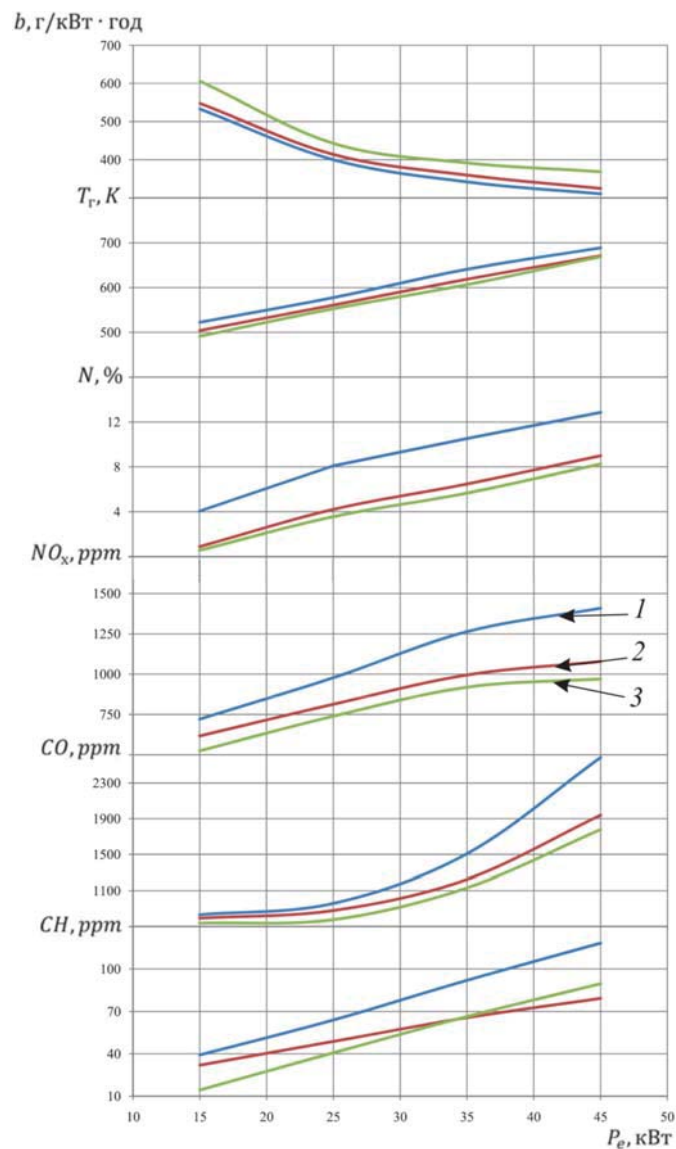


Рис. 4.5. Навантажувальні характеристики дизеля D234V06 (ЧН 12,8/14,4) при частоті обертання колінчастого вала, що становить 1500 об / хв:

- 1) дизельне паливо; 2) груба емульсія 15 % води, $d_w = (10 - 15)$ мкм;
- 3) мікрогетерогенна емульсія 15 % води, d_w менш 3 мкм.

З наведених на рисунку 4.4 результатів досліджень видно:

– при переведенні дизеля з безводного палива на грубу емульсію, на номінальному режимі, концентрація оксидів азоту збільшилася в 1,3 рази, димність відпрацьованих газів змінилася з 12 до 7,5 %. Питома ефективна витрата палива не збільшилася $43 \text{ г} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$;

– при переведенні дизеля з безводного палива на отриману на дослідній установці мікрогетерогенну емульсію, на номінальному режимі, концентрація NO_x скоротилася в 1,4 рази, димність зменшилася з 12 до 7 % . Питома ефективна витрата палива збільшився всього на $(4-5) \text{ г} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$, що знаходиться в межах помилки вимірювань.

Така розбіжність отриманих нами результатів по питомій ефективній витраті палива, з результатами, які наведені в [136], можна пояснити різними способами приготування ВПЕ і, як наслідок, її різними властивостями.

Дослідження показали доцільність використання мікрогетерогенної емульсії в допоміжних судових дизелях, які працюють при постійній частоті обертання колінчастого вала.

Проведемо дослідження робочого процесу дизеля при роботі при різній частоті обертання колінчастого вала. В ролі швидкісної характеристики виберемо гвинтову робочу характеристику, за якою працюють головні судові енергетичні установки.

На рис. 4.6 наведені гвинтові характеристики дизеля при роботі на дизельному паливі і грубої емульсії з різним вмістом води.

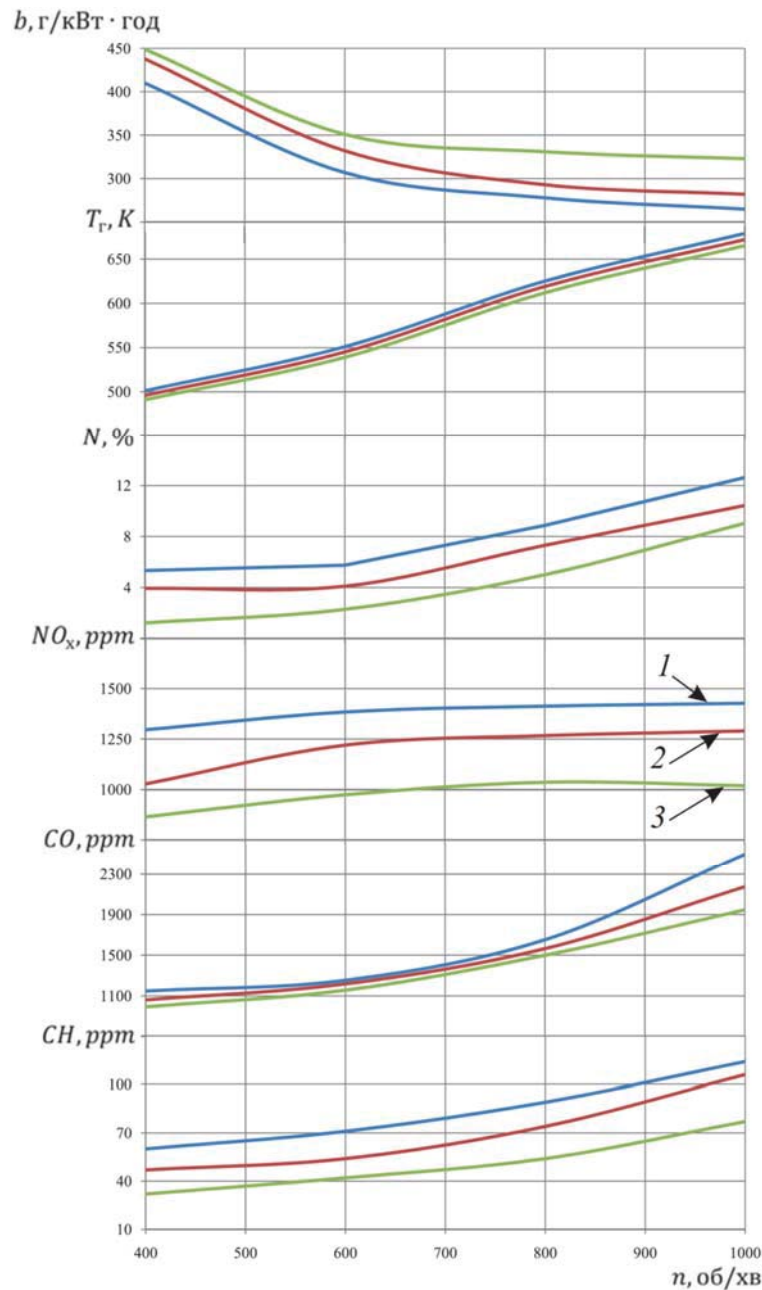


Рисунок 4.6 – Гвинтові характеристики дизеля SBY 6M628 (ЧН 24 / 28)

при роботі на грубій емульсії:

- 1) дизельне паливо; 2) водопаливна емульсія з вмістом води 5 %;
- 3) водопаливна емульсія з вмістом води 15 %.

З наведених графіків видно, що так само як і при роботі з навантажувальною характеристикою (рис. 4.3), зі збільшенням кількості води в емульсії спостерігається зниження викидів шкідливих

(забруднюючих) речовин, зниження температури відпрацьованих газів і збільшення питомої ефективної витрати палива.

На рис. 4.7 наведені гвинтові характеристики при роботі на безводному паливі й мікрогетерогенній ВПЕ з вмістом води 15 %.

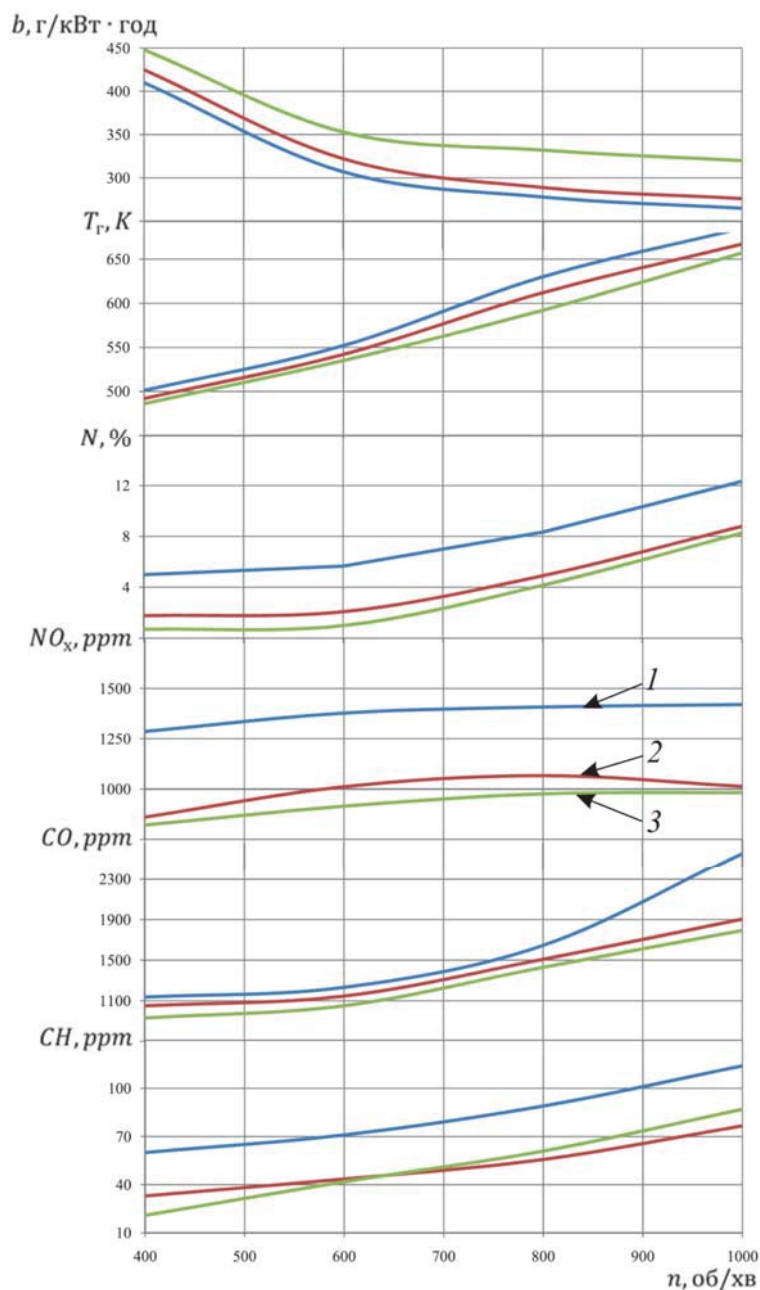


Рисунок 4.7 – Гвинтові характеристики дизеля SBY 6M628 (ЧН 24 / 28):

1) дизельне паливо; 2) груба емульсія 15 % води, $d_w = (10-15)$ мкм;

3) мікрогетерогенна емульсія 15 % води, d_w менш 3 мкм

З наведених даних на рис. 4.8 видно, що при роботі з гвинтовою характеристикою, так само як і при роботі з навантажувальною характеристикою:

- зі збільшенням вмісту води і зі зменшенням дисперсності водної фази на всіх режимах роботи дизеля скорочуються викиди газоподібних і твердих речовин, а також знижується температура відпрацьованих газів;

- при роботі на грубій емульсії з вмістом води 15 % питома ефективна витрата палива збільшується на (24-43) г / (кВт · год), а при роботі на мікрогетерогенній емульсії збільшується лише на (4-5) г / (кВт · ч).

На рис. 4.8 наведені гвинтові характеристики при роботі на безводному дизельному паливі і мікрогетерогенній емульсії з різним вмістом води.

Зі зменшенням кількості води в емульсії до 5 % (рис. 4.9):

- концентрація оксидів азоту у відпрацьованих газах збільшується;
- питома ефективна витрата палива знижується і дорівнює витратам на безводному паливі;

- зі зменшенням частоти обертання колінчастого вала, на режимах роботи нижче 75 %, значення димності, концентрації монооксиду вуглецю і сумарних вуглеводнів відповідають значенням для емульсії з вмістом води 15 %.

Представлені результати експериментальних досліджень (рис. і 4.6 і 4.8), дають можливість вибирати оптимальний вміст води в емульсії, залежно від обраних пріоритетів.

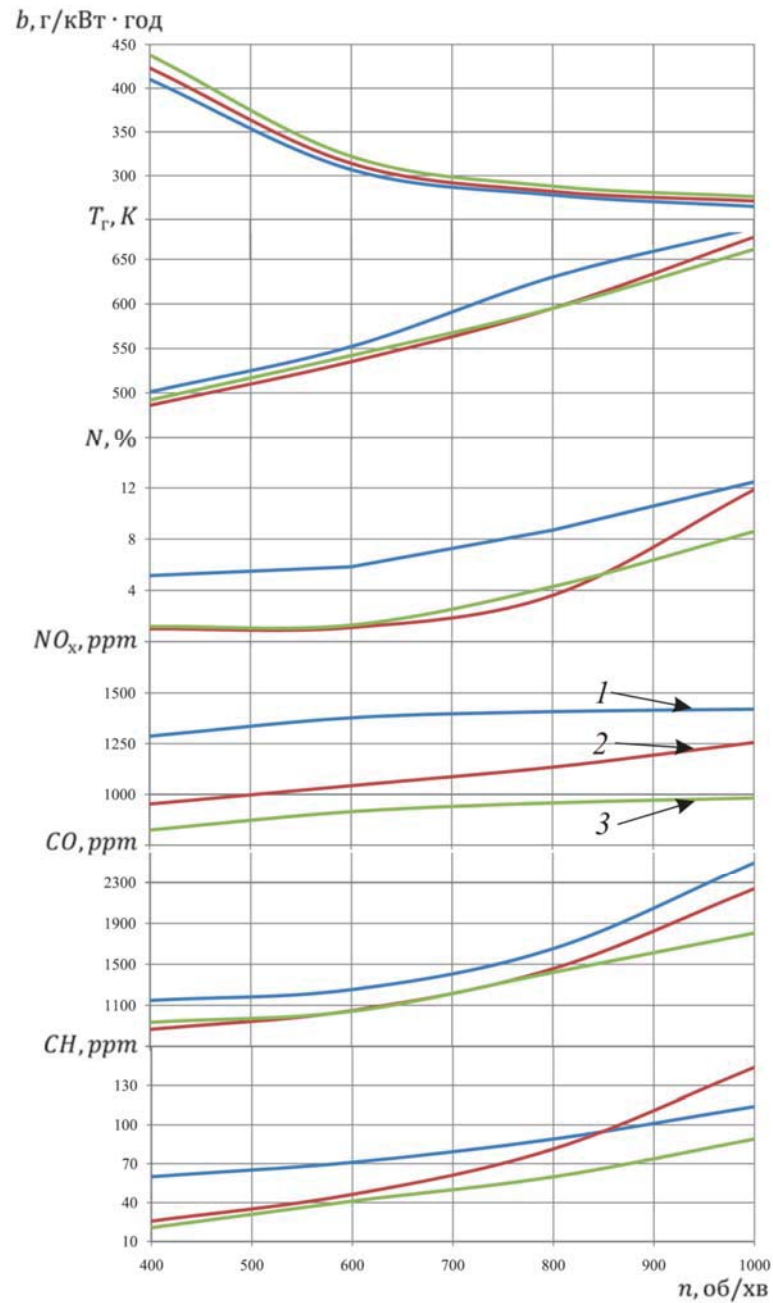


Рисунок 4.8 – Гвинтові характеристики дизеля SBU 6M628 (ЧН 24 / 28)

- 1) дизельне паливо; 2) мікрогетерогенна емульсія 15 % води,
 d_w менш 3 мкм; 3) мікрогетерогенна емульсія 5 % води

4.3. Дослідження робочого процесу дизеля за допомогою характеристик тепловиділення

Характеристиками тепловиділення називаються залежності зміни кількості теплоти, що виділяється при згорянні палива, від часу (кута повороту колінчастого вала).

Вони є одними з важливих показників робочого процесу ДВЗ, що відображають швидкість, повноту і своєчасність процесу згорання палива.

Характеристики тепловиділення знайшли своє застосування при вдосконаленні і розробці нових турбопоршневих дизелів з прогресивними техніко-економічними показниками.

Наразі характеристики тепловиділення визначаються розрахунково-експериментальним методом. Основою цього методу є розв'язок рівняння першого закону термодинаміки при допущенні, що процес згорання буде представлений як оборотний термодинамічний процес. Відокремлюючи з теплоти отриманої при згорянні палива, теплоту втрачену при теплопередачі в стінці циліндра, вважають, що підведення теплоти до робочого тіла є оборотним. Інші фактори незворотності (наприклад, температурної неоднорідності за обсягом камери згорання) не враховуються.

Розрахунок характеристик тепловиділення будемо проводити за методикою, що розробив професор С. А. Калашников [30].

Розрахунки характеристик тепловиділення проводяться при таких припущеннях як:

- робоче тіло є ідеальним газом;
- питома газова стала робочого тіла приймається постійною;
- газ у циліндрі дизеля є закритою термодинамічною системою, що перебуває в рівновазі;
- маса газу змінюється тільки за рахунок здійснення процесу згорання палива;

– маса палива, що впорскується і його пари не враховується.

Тоді при повороті вала на кут $d\varphi$ енергетичний баланс системи буде визначатися рівнянням 1-го закону термодинаміки

$$\frac{dU}{d\varphi} = \frac{\delta Q_w}{d\varphi} + \frac{\delta Q_f}{d\varphi} - \frac{pdV}{d\varphi}, \quad (4.3)$$

де U – внутрішня енергія системи, кДж;

Q_w – теплота, що підводиться до газу від стінок, кДж;

Q_f – теплота, що виділяється при згорянні палива, кДж;

p – тиск газу, кПа;

V – об'єм циліндра, м³.

Елементарна теплота, що виділяється в результаті згорання палива при повороті вала на кут $d\varphi$,

$$\frac{\delta Q_f}{d\varphi} = Q_H b_{\text{Ц}} \frac{dx}{d\varphi}, \quad (4.4)$$

де Q_H – питома теплота згорання палива, кДж/кг;

$b_{\text{Ц}}$ – циклова подача палива (якщо впорскується водопаливна емульсія, то значення $b_{\text{Ц}}$ дається для безводного палива, тобто без урахування впорскування води), кг;

$\frac{dx}{d\varphi}$ – відносна швидкість згорання палива, 1/°ПКВ.

Чисельна величина питомої теплоти згорання палива визначається експериментально. Крім цього, її можна прийняти стандартною (для дизельного палива $Q_H = 42700$ кДж/кг), або визначити за формулою Д. І. Менделєєва

$$Q_H = 100[339C + 1256H - 109(O - S)] - 2512 \cdot H \cdot 9, \quad (4.5)$$

де C – вміст вуглецю в паливі, кг / (кг палива);

H – вміст водню в паливі, кг / (кг палива);

O – вміст кисню в паливі, кг / (кг палива);

S – вміст сірки в паливі, кг / (кг палива).

Зміст елементів можна прийняти: для дизельного палива середнього складу $C=0,87$, $H=0,126$, $O=0,004$.

Елементарна теплота, що підводиться до газу від стінок при повороті вала на кут $d\varphi$, визначається рівнянням

$$\frac{\delta Q_W}{d\varphi} = \alpha_\Sigma (T_W - T) F_W \frac{d\tau}{d\varphi}, \quad (4.6)$$

де α_Σ – коефіцієнт тепловіддачі від стінок до газу, кВт / (м² · К);

T_W – умовна середня температура стінок, К;

T – температура газу, К;

F_W – площа стінок, що омиваються газом, м²;

τ – час, с.

Коефіцієнт тепловіддачі визначаємо за формулою Хохенберга [115], кВт / (м² · К),

$$\alpha_\Sigma = 0,130V^{-0,06} \left(\frac{p}{100}\right)^{0,8} \cdot T^{-0,4} \cdot \left(\frac{sn}{30} + 1,4\right)^{0,8}, \quad (4.7)$$

де V – поточний обсяг циліндра, м³;

p – тиск газу в циліндрі, кПа;

T – температура газу в циліндрі, К;

S – хід поршня, м;

n – частота обертання колінчастого вала, об / хв.

Поточну ступінь стиснення знаходимо їх рівняння

$$\varepsilon_x = 1 + \frac{\varepsilon_c - 1}{s} H_x = 1 + \frac{\varepsilon_c - 1}{2} \left[1 - \cos \phi + \frac{\lambda_{III}}{4} (1 - \cos 2\phi) \right], \quad (4.8)$$

де ε_c – номінальна ступінь стиснення;
 H_x – переміщення поршня від ВМТ, м;
 λ_{III} – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;
 ϕ – кут повороту вала, °ПКВ.

При використанні формули Хохенберга [115] теплообмін зі стінками розраховується за рівнянням

$$\frac{\delta Q_W}{d\phi} = k_1(1 + k_2\varepsilon_x)(T_W - T) \frac{\rho^{0,8}}{\varepsilon_c^{0,06} T^{0,4}}, \quad (4.9)$$

де k_1, k_2 – постійні для цього двигуна і цієї частоти обертання колінчастого вала.

$$k_1 = 0,003313 \frac{\pi d \left(\frac{sn}{30} + 1,4\right)^{0,8}}{12n \left(\frac{d^2 s}{\varepsilon_c - 1}\right)^{0,06}}, \quad (4.10)$$

$$k_2 = \frac{s}{d(\varepsilon_c - 1)}. \quad (4.11)$$

Температура газу за рівнянням стану

$$T = \frac{pV}{mR} = \frac{p}{mR} \frac{\pi d^2 s}{4(\varepsilon_c - 1)} \varepsilon_x = \frac{p}{m} k_3 \varepsilon_x, \quad (4.12)$$

де R – питома газова стала, що береться за рівну питомій газовій постійній повітря, тобто $R=R_{air} = 0,28699$ кДж / (кг · К);

k_3 – коефіцієнт, який визначається за виразом

$$k_3 = \frac{\pi d^2 s}{4R(\varepsilon_c - 1)}. \quad (4.13)$$

Похідна обсягу циліндра по куту повороту вала, тобто швидкість зміни обсягу, знаходиться за формулою [28]

$$\begin{aligned}
\frac{dV}{d\phi} &= \frac{\pi d^2}{4} \frac{dH_x}{d\phi} = \frac{\pi d^2}{4} \frac{d}{d\phi} \left\{ \frac{s}{2} \left[1 - \cos \phi + \frac{\lambda_{III}}{4} (1 - \cos 2\phi) \right] \right\} = \\
&= \frac{\pi d^2 s}{4} \frac{1}{2} \left(\sin \phi + \frac{\lambda_{III}}{2} \sin 2\phi \right) \frac{\pi}{180} = \\
&= \frac{\pi d^2 s}{8} \frac{\pi}{180} \left(\sin \phi + \frac{\lambda_{III}}{2} 2 \sin \phi \cos \phi \right) = \\
&= \frac{\pi d^2 s}{8} \frac{\pi}{180} \sin \phi (1 + \lambda_{III} \cos \phi) = k_4 b,
\end{aligned} \tag{4.14}$$

де

$$k_4 = \frac{\pi d^2 s}{8} \frac{\pi}{180}, \tag{4.15}$$

$$b = \sin \phi (1 + \lambda_{III} \cos \phi). \tag{4.16}$$

Швидкість зміни внутрішньої енергії системи залежно від куту повороту колінчастого валу визначиться залежністю [29]

$$\frac{dU}{d\phi} = \frac{d(mu)}{d\phi} = m \frac{du}{d\phi} + u \frac{dm}{d\phi} = m c_V \frac{dT}{d\phi} + u \frac{dm}{d\phi}, \tag{4.17}$$

де u – питома внутрішня енергія газу, кДж / кг;

c_V – справжня питома ізохронна теплоємність газу, кДж / (кг · К).

Після перетворень в роботі [29] отримано остаточне рівняння для визначення відносної швидкості згоряння за кутом повороту колінчастого валу.

$$\frac{dx}{d\phi} = \frac{c_V k_3 \varepsilon_x \frac{dp}{d\phi} + \left(1 + \frac{c_V}{R}\right) p k_4 b - \frac{\delta Q_W}{d\phi}}{\left[Q_H - \frac{(u - c_V T)}{1 - \xi_W} \right] b_{II}}. \tag{4.18}$$

Відносна швидкість згоряння знаходиться чисельним методом. Величину тиску газу в циліндрі дизеля визначаємо з індикаторної діаграми.

Диференціальне рівняння (4.18) представляється у вигляді

$$\frac{dx}{d\phi} = f(x, \phi). \quad (4.19)$$

Прийmemo наступні початкові умови:

$$\begin{aligned} x_{H.G.} &= 0; \\ \phi &= \phi_{H.G.} \end{aligned} \quad (4.20)$$

Послідовні значення x_i частки згорілого палива визначаються виразом

$$x_{i+1} = x_i + \Delta x_i, \quad (4.21)$$

де x_{i+1} – частка згорілого палива в кінці i -го кроку рахунку;
 x_i – частка згорілого палива на початку i -го кроку рахунку;
 Δx_i – приріст частки згорілого палива на i -му кроці рахунку. Приріст частки згорілого палива на i -му кроці рахунку визначається за методом Рунге-Кутта 4-го порядку.

$$\Delta x_i = \frac{1}{6} (K_1^i + 2K_2^i + 2K_3^i + K_4^i), \quad (4.22)$$

де $K_1^i, K_2^i, K_3^i, K_4^i$ – кутові коефіцієнти, які обчислюють за формулами

$$K_1^i = \Delta\phi \cdot f(x_i, \phi_i), \quad (4.23)$$

$$K_2^i = \Delta\phi \cdot f(x_i + K_1^i/2, \phi_i + \Delta\phi/2), \quad (4.24)$$

$$K_3^i = \Delta\phi \cdot f(x_i + K_2^i/2, \phi_i + \Delta\phi/2), \quad (4.25)$$

$$K_4^i = \Delta\phi \cdot f(x_i + K_3^i, \phi_i + \Delta\phi), \quad (4.26)$$

де $\phi\Delta$ – крок рахунку;

$f(x_i, \phi_i)$ – права частина диференціального рівняння (4.18),

підрахована при значеннях змінних x_i і ϕ_i

У зв'язку з тим, що тиск за кутом повороту колінчастого вала вимірюється з деякою випадковою похибкою, то необхідно провести дії по попередній підготовці отриманих індикаторних діаграм. Згладжування проводилося "скользящим" середнім за методикою викладеною в роботі [30]. Арифметичне ковзне середнє чисельно дорівнює середньому арифметичному значень вихідної функції за встановлений період (вікно згладжування).

$$SMA_t = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^{n-1} p_{t-i}, \quad (4.27)$$

де SMA_t – значення простого ковзного середнього в точці t (в середині вікна згладжування);

n – кількість значень вихідної функції для розрахунку ковзаючого середнього (на згладжуючому інтервалі, або в вікні згладжування). Чим ширше згладжує інтервал, тим більше гладким виходить графік функції. Число n повинно бути непарним, а ширина вікна згладжування підбирається досвідченим шляхом;

p_{t-i} – значення вихідної функції в точці $t-i$.

Результати згладжування можуть вважатися достовірними, тобто такими, що не вносять перекручувань в індикаторну діаграму, якщо різниця згладженого і виміряного тиску знаходиться в межах середнього відхилення (зазвичай дорівнює 100 кПа). Якщо зазначена умова не дотримується, то необхідно відмовитися від згладжування діаграми на цій ділянці.

На рис. 4.9, 4.8 і 4.11 представлені індикаторні діаграми, отримані на відсіку дизеля при роботі на дизельному паливі, грубої і мікрогетерогенної емульсії з вмістом води 15 % на номінальному режимі після їх згладжування.

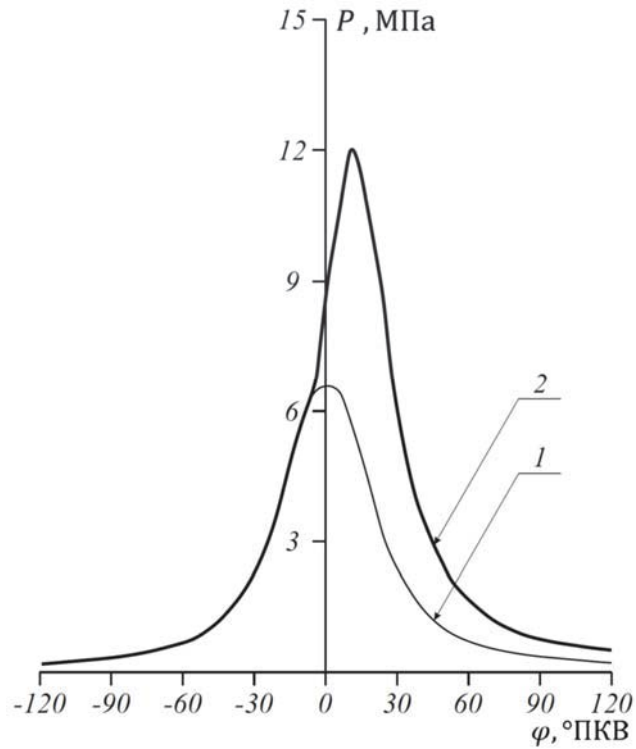


Рис. 4.9. Індикаторна діаграма дизеля SBY 6M628 (ЧН 24 / 28)

при роботі на безводному паливі

1) діаграма чистого стиснення; 2) діаграма горіння

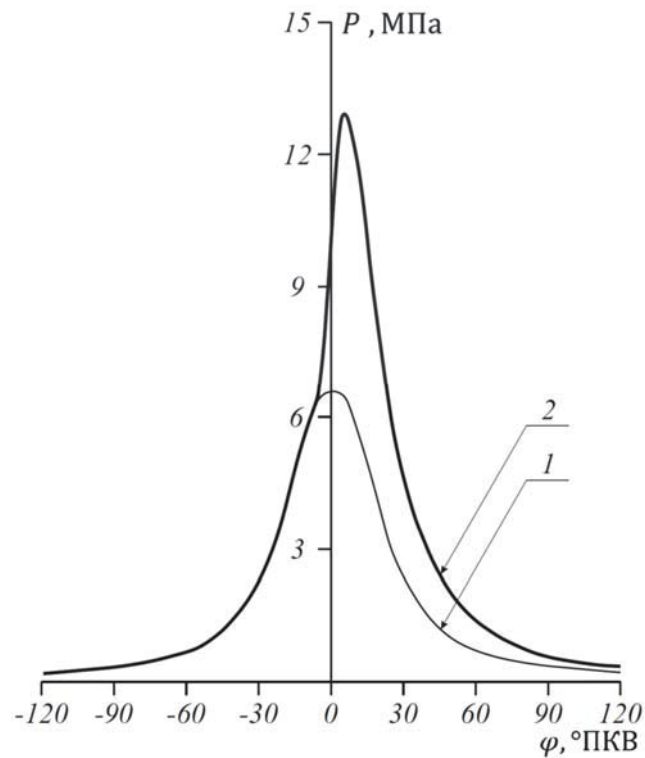


Рис. 4.10. Індикаторна діаграма дизеля SBY 6M628 (ЧН 24 / 28)

при роботі на грубій емульсії

1) діаграма чистого стиснення; 2) діаграма горіння

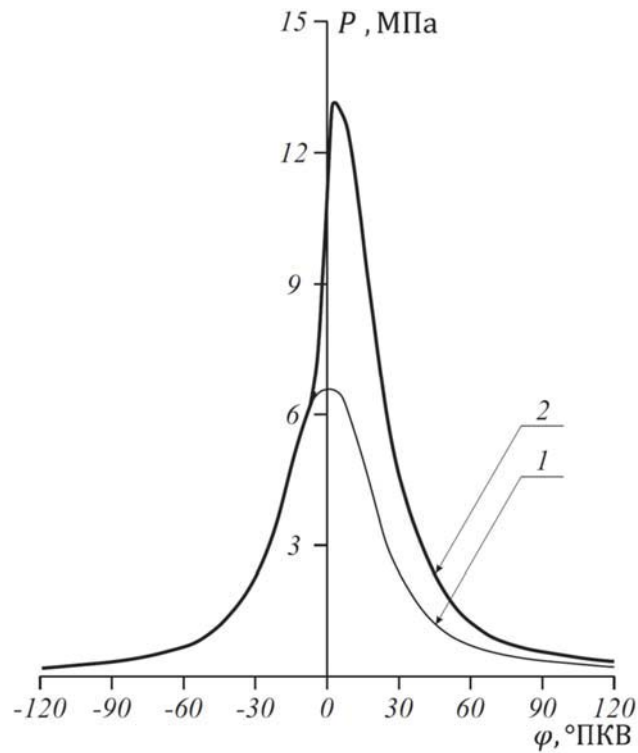


Рис. 4.11. Індикаторна діаграма дизеля SBY 6M628 (ЧН 24 / 28)

при роботі на мікрогетерогенній емульсії;

1) діаграма чистого стиснення; 2) діаграма горіння

У таблиці 4.2 представлені результати, отримані після попередньої обробки індикаторних діаграм.

Таблиця 4.2 – Значення параметрів робочого процесу досліджуваного дизеля при роботі на дизельному паливі і водопаливній емульсії на номінальному режимі

№ п/п	Вид палива	Початок процесу згорання, ПКВ	Завершення процесу згорання, ПКВ	Максимальний тиск згорання, P_z , МПа	Тривалість періоду горіння, ПКВ
1	Дизельне безводне	-5	25	73,0	30
2	Груба емульсія $C_w = 5 \%$	-4	18	75,2	22
3	Груба емульсія $C_w = 15 \%$	-4	27	79,0	31

№ П/П	Вид палива	Початок процесу згорання, ПКВ	Завершення процесу згорання, ПКВ	Максимальний тиск згорання, Р _z , МПа	Тривалість періоду горіння, ПКВ
4	Мікрогетерогенна ВПЕ C _w = 5 %	-4	25	79,0	29
5	Мікрогетерогенна ВПЕ C _w = 15 %	-4,5	35	80,0	39,5

На рис. 4.12 наведені результати чисельного дослідження характеристик тепловиділення при роботі дизеля на безводному паливі, грубій і мікрогетерогенній емульсії з вмістом води 15 %.

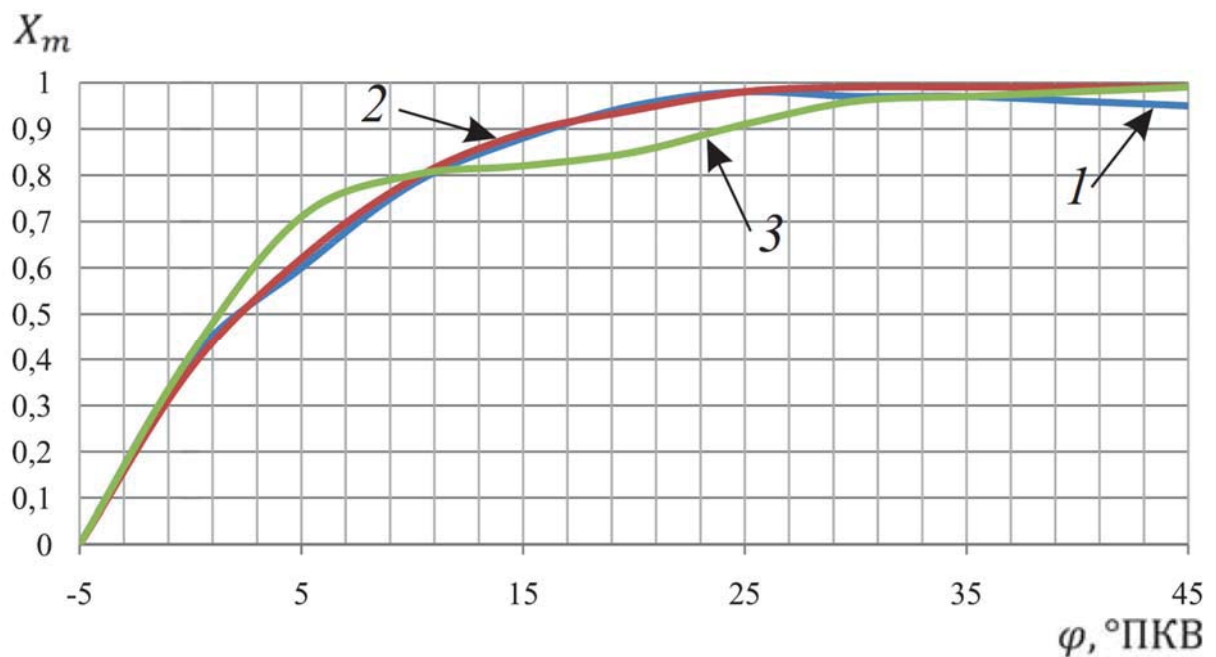


Рис. 4.12. Характеристики тепловиділення дизеля SBY 6M628 (ЧН 24 / 28) при роботі на безводному дизельному топливі, грубій і гетерогенній ВПЕ
1) дизельне паливо; 2) груба водопаливна емульсія; 3) гетерогенна водопаливна емульсія

З рис. 4.12. видно, що швидкість тепловиділення при використанні дизельного палива і грубої емульсії протягом 25 °ПКВ від моменту початку горіння палива не розрізняються. Потім, швидкість тепловиділення на

грубій емульсії, в порівнянні з дизельним паливом, починає знижуватися. В результаті, при роботі на грубій емульсії питома ефективна витрата палива збільшується.

При роботі на мікрогетерогенній емульсії, в порівнянні з дизельним паливом, можна відзначити три характерних періоди.

У першому періоді, тривалістю від -1 до 4 °ПКВ швидкість тепловиділення збільшується.

Потім, у другому періоді, швидкість тепловиділення починає повільно, до 24 °ПКВ, знижуватися.

У третьому періоді знову відбувається деяке збільшення швидкості тепловиділення, і після 35 °ПКВ крива тепловиділення на мікрогетерогенній емульсії збігається з кривою тепловиділення для дизельного палива. В результаті питома ефективна витрата палива наблизився до витрати при роботі на безводному паливі.

Збільшення швидкості тепловиділення в першому періоді пояснюється підвищенням тонкості розпилювання емульсії, поданої за період затримки займання.

Зменшення швидкості тепловиділення в другому періоді пояснюється зменшенням розміру частинок води, відбувається уповільнення швидкості росту парогазових утворень. Теплота, що утворюється в процесі горіння, витрачається на прогрів і випаровування води міститься всередині краплі ВПЕ.

У відповідності з результатами виконаного в розділі 2 чисельного дослідження, в грубій емульсії великі краплі води вибухають раніше дрібних крапель, відбувається вторинне дроблення крапель ВПЕ і підвищення швидкості згоряння в другому періоді.

Збільшення швидкості згоряння в третьому періоді при роботі на мікрогетерогенній ВПЕ пояснюється підвищенням ролі хімічної і каталітичної дії парів води на процес горіння.

Таким чином, в результаті, зменшення розмірів частинок води в емульсії і більш рівномірного розподілу часток у внутрішньо краплі палива відбувається оптимізація процесу використання теплоти за кутом ПКВ. Це сприяє скороченню витрати палива при одночасному зменшенні викидів оксидів азоту з відпрацьованими газами.

4.4. Статистичне моделювання при забезпеченні надійності та безпеки суднових дизелів

На перспективність використання статистичного моделювання (СМ) для прогнозу рівня безпеки СЕУ зазначено в [39]. В [40] виведені методичні рекомендації, в яких визначено місце і алгоритм проведення СМ стосовно до процесу проектування СЕУ. Цей алгоритм має універсальний характер, його можна використовувати і для суднового дизеля окремо. Згідно з цим алгоритмом, на підставі, наприклад, експертних оцінок, необхідно вибрати визначальну величину Y , найбільш повно і інформативно характеризує стан кожного елемента «дерева відмов» дизеля, відмова якого не залежить від відмови інших елементів. В якості такої величини може бути розглянута довговічність (ресурс) елемента. Звичайно ця величина має розсіювання і носить випадковий характер. В результаті Y являє собою статистичний ряд. Вибирається метод або алгоритм розрахунку, і рекомендуються закон і параметри розподілу Y . Визначаються граничні значення u для Y . Наступним етапом при проведенні СМ є статистичні випробування. У їх ході розігрується, наприклад, методом Монте-Карло значення випадкової величини Y і проводиться її порівняння з граничним (наприклад, нормативним) значенням u . Якщо $Y \geq u$ або $Y < u$ (в залежності від особливостей даної задачі), то вважається, що відбулася відмова, або, що випробування пройшло успішно. Потім випробування повторюються. Виконання заданого числа випробувань дозволяє отримати необхідну

статистику для всіх зазначених вище елементів. На її основі визначається ймовірність

$$P_{\text{отк.}} = N_{\text{н.н.}}/N_{\text{исп.}} \quad (4.28)$$

де $N_{\text{н.н.}}$ – число порушень нормативного рівня; $N_{\text{исп.}}$ – загальне число випробувань.

Слід зазначити, що, керуючи кількістю випадків реалізації $N_{\text{исп.}}$, можна отримати достовірні результати і при малому числі відмов. Це дозволяє обійти проблему малості величин $P_{\text{отк.}}$, проте, використовувані методи та алгоритми дій повинні бути зручні для організації численних статистичних випробувань. Прогнозування залишкової довговічності деталей за критерієм зносу. Залежно від характеру зносу прийнято розрізняти кілька видів зношування, серед них особливо виділяють механічне, молекулярно-механічне і корозійно-механічне зношування. Незважаючи на різний механізм згаданих видів зношування, знос від них може бути описаний однаковими часовими функціями. Якщо величина зносу деталей за період підробітки не перевищує величини допуску на їх виготовлення, то залежність зносу деталей від часу можна представити в наступному вигляді:

$$I(t) = \alpha t^\beta \quad (4.29)$$

Коефіцієнти α і β у формулі (4.29) уточнюються на підставі даних про характер навантаження, умов експлуатації двигуна, якості обслуговування та ремонту. Природно, ці коефіцієнти є випадковими аргументами, залежними не тільки від передісторії експлуатаційного періоду, а й чинників, які можуть надавати свій вплив в майбутньому. Відповідно до наведеної формулою для зносу, залежність для визначення ресурсу пари тертя запишеться у вигляді

$$t = (I_{\text{з.пр.}}/\alpha)^{1/\beta}, \quad (4.30)$$

де $I_{\text{з.пр.}}$ – граничний зазор сполучення. З урахуванням залежності (3) залишковий ресурс пари тертя складе:

$$T = t - t_0, \quad (4.31)$$

де t_0 –напрацювання на момент початку виконання ІМ.

Власне тут і відбувається перехід до обчислення ймовірності відмови за деякий період часу t_n майбутньої експлуатації на основі $N_{\text{исп.}}$ статистичних випробувань.

Якщо $t_n < T$, то вважається, що відбулася відмова і відбувається підсумовування невдалих випробувань $N_{\text{н.и.}}$

Потім випробування повторюються і за формулою (1) знаходиться $P_{\text{отк.}}$ для даної деталі. Даний алгоритм реалізований в обчислювальному комплексі «Програма розрахунку залишкового ресурсу і ймовірності безвідмовної роботи суднового дизеля на заданий період експлуатації». Обчислювальний комплекс виконаний в середовищі програмування Borland Delphi і дозволяє визначати залишковий ресурс деталей і вузлів дизеля по зносу і втомної міцності для найбільш часто вживаних законів розподілу (з урахуванням прикладів програм з [41]): експоненціального, гамма-процентного, нормального, логарифмічно нормального і Вейбулла.

Прогнозування залишкової довговічності деталей за критерієм втомної міцності. Руйнування твердих тіл представляє досить складний процес, який залежить від багатьох чинників. Весь цей тривалий процес умовно ділять на кілька періодів, що характеризуються наявністю або відсутністю видимих тріщин. Перехід від оцінки залишкової довговічності до процедури ІМ вимагає виконання певної послідовності дій. На рис. 4.13 представлена укрупнена блок-схема алгоритму визначення довговічності деталей судових двигунів по втомної міцності і переходу до ІМ.

Слід зазначити особливу значимість розрахункових оцінок для деталей судових ДВС, які працюють на втому. Справа в тому, що такі деталі, наприклад остов, шатун або колінчастий вал (КВ), практично не доступні в даний час для методів безрозбірної діагностики. Їх відмова практично фатальний для дизеля і СЕУ в цілому.



Рисунок 4.13 – Блок-схема алгоритму процедури оцінювання довговічності деталей судових ДВС по втомній міцності

Визначення залишкової довговічності деталей судових ДВС проводиться до утворення видимих тріщин. Відомо, що характеристики опору матеріалу втоми є випадковими величинами. Їх розкид пояснюється відмінностями в мікроструктурі і властивості поверхневого шару, які в свою чергу пов'язані з випадковими варіаціями металургійних, термічних і механічних факторів. Напруження, що діють в деталях ДВС, також мають випадкову природу внаслідок нестабільності параметрів робочого процесу за рахунок коливань циклової подачі палива, ступеня стиснення, частоти обертання і т.д. У цих умовах виправданий прогноз і оцінка ризику з урахуванням розсіювання зазначених характеристик. В [42] було показано, як можна використовувати СМ для прогнозу і оцінки ресурсу КВ судових дизелів. Оцінка довговічності деталі з тріщиною. Природа появи тріщини

може бути не тільки втомної. В процесі виготовлення деталей неминучі дефекти структури матеріалу (раковини, порожнечі, вкраплення інших матеріалів), які за їхнім впливом на міцність еквівалентні втомним тріщинам. Тріщини також можуть бути наслідком конструкторських і технологічних прорахунків.

Практика показує, що можливі ситуації, коли дефектні (по тріщинах) деталі можна замінити, зважаючи на їх тимчасової просторової недоступності, або для старих двигунів, - вони рідкісні, і, внаслідок цього, досить дорогі. Тому, існує достатньо прикладів експлуатації двигунів з деталями, наприклад остова, що мають тріщини. В цьому випадку, конструктор, який забезпечує весь життєвий цикл двигуна від проекту до утилізації, зобов'язаний і може передбачити рекомендації для безпечної експлуатації двигуна і в такій ситуації. СМ тут незамінне. Воно дозволяє оцінити надійність і безпеку для різних деталей і дати рекомендації по режимах і тривалості їх експлуатації. Згідно зі схемою на рис.4.13 можливі два випадки.

Перший, коли під дією навантажень тріщина продовжує зростання і визначена залишкова довговічність N (в циклах навантаження) цієї деталі. Другий, коли тріщина рости не буде і можна двигун експлуатувати до наступного опосвідчення без усунення тріщини в деталі. Розглянуто застосування прогнозу і оцінки ризику до цих випадків. Для першого відзначено, що довговічність N , це тільки математичне сподівання, щодо якого дійсне значення N_d може відхилитися як в більшу, так і в меншу сторону і досить значно. Це відхилення характеризується законом розподілу зі своїми параметрами. Отже, при напрацюванні деталі N_0 , вплив випадкових факторів призводить до того, що залишковий ресурс $N_{ост.} = N_d - N_0$ також є випадковою величиною і може не перевищувати заданий (майбутній) період експлуатації N_n . Вирішується задача знаходження ймовірності відмови P деталі з тріщиною на заданий період експлуатації N_n .

Рішення базується на проведенні $N_{\text{исп.}}$ статистичних випробувань, в результаті яких визначається скільки разів ($N_{\text{н.и.}}$) заданий період експлуатації $N_{\text{н}}$ виявився більше залишкового ресурсу, визначеного із заданим значенням коефіцієнта варіації V . Далі ймовірність відмови знаходиться за формулою (4.30).

У другому випадку послідовність дій дещо інша. З розрахунків відомі пороговий коефіцієнт інтенсивності напружень K і \min фактичне значення коефіцієнта інтенсивності напружень K .

Ці величини можна також розглядати як математичні очікування значень відповідних коефіцієнтів. Тоді в кожному статистичному випробуванні значення коефіцієнтів інтенсивності розігруються окремо і порівнюються між собою. Відмова настає якщо, в процесі випробувань, значення перевищує значення K_{\min} .

Далі підраховується число відмов $N_{\text{н.и.}}$ і визначається ймовірність відмови.

Висновки до четвертого розділу

Проведено чисельне дослідження особливостей робочого процесу на основі аналізу характеристик тепловиділення при роботі на безводному і емульгованому паливах. Порівняльний аналіз характеристик виявив такі відмінності:

1. При роботі дизеля на грубій емульсії в порівнянні з безводним паливом, можна виділити два характерних періоди.

У першому періоді швидкості тепловиділення протягом 25 °ПКВ збігаються. Тут теплота, що витрачається на прогрівання і випаровування частинок води в емульсії, компенсується ефектами, які покращують процеси макро- і мікросумішоутворення.

Потім, у другому періоді, швидкість тепловиділення починає зменшуватися. Частина, що виділилася в процесі горіння теплоти, витрачається на випаровування води і перегрів водяної пари. В результаті, в другій половині процесу згоряння відбувається збільшення питомої витрати палива, що підтверджується результатами моторних випробувань.

2. При роботі дизеля на мікрогетерогенній емульсії, в порівнянні з дизельним паливом, можна виділити три характерних періоди.

У першому періоді (від -1 до 4 °ПКВ) швидкість тепловиділення збільшується, у другому – (від 4 до 24 °ПКВ) починає зменшуватися; у третьому – (після 24 °ПКВ) знову відбувається збільшення швидкості тепловиділення, і після 35 °ПКВ крива тепловиділення збігається з кривою тепловиділення для дизельного палива. Підтвердженням цього є однакова (порівняно з дизельним паливом) питома індикаторна витрата палива.

Збільшення швидкості тепловиділення в першому періоді пояснюється підвищенням тонкості розпилювання мікрогетерогенної емульсії, поданої за період затримки запалення.

Зменшення швидкості тепловиділення в другому періоді пояснюється тим, що, як показали результати чисельного моделювання, при уповільненому зростанні парогазових утворень всередині дрібних частинок води, теплота, отримана в процесі горіння палива, витрачається на прогрів і випаровування води, що знаходиться всередині краплі ВПЕ.

Збільшення швидкості тепловиділення в третьому періоді пояснюється підвищенням ролі хімічної і каталітичної дії парів води на процес горіння [6, 13, 18].

3. Проведено порівняльні випробування відсіку на безводному дизельному паливі, грубій і мікрогетерогенній водопаливній емульсії. Випробування проводилися за гвинтовою і навантажувальною характеристиками.

За результатами випробувань зазначено наступне:

3.1. Зі збільшенням концентрації води в грубій емульсії спостерігається зниження викидів шкідливих (забруднюючих) речовин, зменшення температури відпрацьованих газів і збільшення питомої ефективної витрати палива.

Згідно з опублікованими рекомендаціями для проведення подальших досліджень прийнято вміст води в емульсії, що дорівнює 15 % об.

3.2. При роботі дизеля за навантажувальною характеристикою на номінальному навантаженні:

– при переведенні дизеля з безводного палива на грубу емульсію, спостерігається скорочення концентрації оксидів азоту в 1,3 рази, димності відпрацьованих газів з 12 до 7,5 % при збільшенні питомої ефективної витрати палива на 43 г / (кВт · год).

– при переведенні дизеля на отриману нами мікрогетерогенну емульсію кількість NO_x скоротилася в 1,4 рази, димність зменшилася з 12 до 7 %, а витрата палива збільшилася (порівняно з роботою на дизельному паливі) всього на 4-5 г / (кВт · ч), що не виходить за межі помилки вимірювань.

Розбіжність отриманих нами результатів з питомої ефективної витрати палива, з результатами отриманими іншими дослідниками, можна пояснити різними способами приготування ВПЕ і, як наслідок, її різними властивостями.

3.3. При роботі дизеля за гвинтовими характеристиками:

– зі зменшенням дисперсності водної фази на всіх режимах роботи дизеля скорочуються викиди газоподібних і твердих речовин з відпрацьованими газами, а також знижується температура відпрацьованих газів; при роботі на грубій емульсії витрата палива збільшується на (24–43 г / (кВт · год)); при роботі на мікрогетерогенній емульсії витрата палива збільшується на (4-5) г / (кВт · год);

ВИСНОВКИ

Дисертаційне дослідження присвячено вирішенню наукового завдання, пов'язаного з розробленням моделей та методів покращення системних властивостей засобів річкового транспорту в умовах експлуатації.

В процесі комплексного теоретичного і експериментального дослідження зроблено наступні висновки, а саме:

1. В результаті огляду опублікованих робіт відзначено, що ефективність застосування ВПЕ з метою зниження концентрації оксидів азоту у відпрацьованих газах підвищується зі зменшенням її дисперсності і збільшенням кількості води в емульсії. Однак при цьому неминуче збільшується питома витрата палива.

2. Відмінною особливістю процесу випаровування краплі ВПЕ від процесу випаровування краплі безводного палива є наявність “мікробибухів”. Динаміка “мікробибухів” визначається швидкістю росту парогазового утворення, що знаходиться всередині краплі емульсії.

3. Розроблено математичну модель процесу зростання парогазового утворення в краплі ВПЕ, що знаходиться в нагрітому газовому середовищі.

4. Виконано чисельне дослідження цього процесу при різних зовнішніх умовах. Встановлено, що зі зменшенням дисперсності води в емульсії і при підвищенні тонкощі розпилювання швидкість росту парогазового утворення знижується, з підвищенням температури і тиску навколишнього середовища – збільшується.

5. На експериментальній установці вивчені особливості процесів випаровування крапель безводного палива і емульсії дизельне палива з водою в нагрітому повітряному середовищі. Досліди підтвердили адекватність розробленої математичної моделі.

6. Виготовлена і випробувана дослідна установка для отримання мікрогетерогенної водопаливної емульсії.

7. Розроблено та виготовлено експериментальну установку для проведення стендових випробувань дизеля на безводному паливі і водопаливній емульсії. Розроблено програму та методику випробувань, виконаний аналіз похибок вимірювань.

8. Проведено порівняльні випробування дизеля на безводному дизельному паливі, грубій і мікрогетерогенній водопаливній емульсії. Випробування проводилися за гвинтовими і навантажувальними характеристиками.

За результатами випробувань відзначено, що на номінальному режимі, при переведенні дизеля з безводного палива на грубу емульсію, концентрація оксидів азоту зменшилася в 1,3 рази, а питома ефективна витрата палива збільшився на 43 г / (кВт · год). При переведенні дизеля на мікрогетерогенну емульсію, приготовлену на дослідній установці, в порівнянні з безводним дизельним паливом, концентрація оксидів азоту зменшилася в 1,4 рази, а питома ефективна витрата палива всього на (4-5) г / (кВт · год).

9. Результати досліджень свідчать про те, що покращились екологічні показники ефективності експлуатації, а саме: зменшилась концентрація оксидів азоту на 32 %; зменшилась концентрація оксиду вуглецю на 34%; - зменшення температури випускних газів на 2,2 %; зменшення димності на 36 %; збільшення питомої ефективної витрати палива лише на 13 %.

Також за результатами досліджень спостерігається підвищення надійності експлуатації, а саме: підвищення довговічності до 10–15 %; підвищення безвідмовності до 5-7 %.

10. Проведено чисельне дослідження характеристики тепловиділення при роботі на безводному паливі і емульгованому паливі різної дисперсності. Порівняльний аналіз показав, що при роботі на мікрогетерогенній емульсії на початку процесу згоряння визначальний

вплив мають процеси мікро- і макросумішоутворення, а на заключній стадії збільшується роль хімічної і каталітичної дії парів води на горіння палива.

11. Результати виконаних теоретичних і експериментальних досліджень підтвердили ефективність використання мікрогетерогенної емульсії, для зниження викидів оксидів азоту з відпрацьованими газами в судових дизельних енергетичних установках.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Sato E., Sun X. W., Odagava M. et al. // J. of Fluids Engineering. Transact. 1996. Vol. 118. N 4. P. 850–856.
2. S. Sherrit, B. P. Dolgin, Y. Bar-Cohen, D. Pal, J. Kroh and T. Peterson, "Modeling of horns for sonic/ultrasonic applications," 1999 IEEE Ultrasonics Symposium. Proceedings. International Symposium (Cat. No.99CH37027), Caesars Tahoe, NV, 1999, pp. 647-651 vol.1, doi: 10.1109/ULTSYM.1999.849482.
3. Костюк В. В. Исследование коррозии, изнашивания и средств защиты топливной аппаратуры судовых дизелей. Автореф. дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук: 05.08.05 / В.В. Костюк. – Одесса: ОВИМУ, 1980. – 23 с.
4. Горелик Г. Б. Процессы топливоподачи в дизелях при работе на долевых и переходных режимах : учебное пособие. - Хабаровск: Изд-во Хабар, гос. техн. ун-та, 2003. - 247 с.
5. Аттия А. М. А. Особенности подготовки водотопливных эмульсий на основе легких топлив [Текст] *Фундамент. исслед.* 2011. – № 8. – С. 706–709.
6. Liu F., Guo H., Smallwood G. J., G˘ulder O. L. Numerical study of the superadiabatic flame temperature phenomenon in hydrocarbon premixed flames // Proc. Combust. Inst. — 2002. — V. 29. — P. 1543–1550.
7. Бойко П. В. Технология топливоподготовки на судне / П. В. Бойко, Э. В. Корнилов, В. А. Смирнов. - Одесса: Студия "Негоциант", 2006. - 248 с.
8. Занько О. Н. Технологии использования рабочих веществ в судовых энергетических установках [Текст]: учебник / О. Н. Занько, В. Н. Калугин, И. В. Логишев; Одес. нац. мор. акад. - Одесса: Фенікс, 2015. - 501. - ISBN 978-966-438-962-1.

9. Бузуков А. А. Развитие струи водотопливной эмульсии в нагретой среде [Текст] *Теплофизика и аэромеханика*. – Т. 2. – 1995. – № 1. – С. 79–88.
10. Голубков Л.Н. Результаты испытаний дизеля, использующего в качестве топлива диметиловый эфир / Л.Н. Голубков, Т.Р. Филипосянц, А.Г. Иванов, А.Э. Ишханян // *Автомобили и двигатели: Сб. научн. тр. / НАМИ, 2003. Вып. 231. -С. 41-51.*
11. Корнієнко В. С. Підвищення ефективності теплоутилізаційних контурів когенераційних установок при використанні водопаливних емульсій: дис. канд. техн. наук : 05.14.06 / Корнієнко Вікторія Сергіївна – Одеса, 2018. – 194 с.
12. Матвеев А. А. Анализ физико-химических показателей диметилового эфира и этанола в сравнении с дизельным топливом / А. А. Матвеев. // *Техника и технологии строительства*. – 2014. – №1(9). – С. 43–48.
13. Dushaw B. D. et al. A decade of acoustic thermometry in the North Pacific Ocean // *Journal of Geophysical Research: Oceans*. – 2009. – Т. 114. – №. С7.
14. Толшин В. И., Кирпиченков С. В. Регулирование рециркуляции отработавших газов судового среднеоборотного дизеля // *Двигателестроение*. – 2002. – №. 3. – С. 36–38.
15. Регламент (ЄС) 2015/757 Європейського Парламенту і Ради від 29 квітня 2015 року про моніторинг, повідомлення та перевірку викидів вуглекислого газу з морського транспорту, а також про внесення змін до Директиви 2009/16/ЄС.
16. ISO 3046-1:2002 «Reciprocating internal combustion engines - Performance - Part 1: Standard reference conditions, declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test method».

17. ISO 8178-1:2020 «Reciprocating internal combustion engines — Exhaust emission measurement — Part 1: Test-bed measurement systems of gaseous and particulate emissions».
18. ДСТУ 7688:2015. Паливо Дизельне Євро. Технічні умови. [Текст]. — Чинний від. 01.01.2016. — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2015. — 16 с.
19. Возницкий И.В. Топливная аппаратура судовых дизелей: Конструкция, проверка состояния и регулировка: Учеб. пос. по спец. 2405. — СПб.: Файндер-Плюс, 2004. — 122 с.
20. Возницкий И.В. Топливная аппаратура судовых дизелей: Конструкция, проверка состояния и регулировка: Учеб. пос. по спец. 180403.00. — Москва: Моркнига, 2007. — 131 с. ISBN: 978-5-903080-30-4.
21. Дмитриенко В. И., Мищенко Н. Т., Веселов В. В. Малогабаритная передвижная установка для паровой конверсии бензина [Текст] *Каталитическая конверсия углеводородов.* — Киев : Наукова думка, 1979. — Вып. 4. — С. 73–77.
22. Теоретические основы теплотехники// Теплотехнический эксперимент //Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1998. 362с.
23. Thorp J., Armstrong G., Kasoulakos P. Running diesel on water //Mar. Week Febr. — 1980. — Т. 18. — №. 20. — С. 54-60.
24. Зельдович Я. Б., Райзер Ю. П. Физика ударных волн и высокотемпературных гидродинамических явлений [Текст]. — Москва : Наука, 1966. — 686 с.
25. Особливості процесу згоряння в дизелі при роботі на водопаливній емульсії / [А. П. Марченко, І. В. Парсаданов, А. О. Прохоренко та ін.]. // Двигатели внутреннего сгорания. — 2016. — №1. — С. 3–10.
26. Грехов Л. В. Аккумуляторные топливные системы двигателей внутреннего сгорания типа Common Rail / Л.В. Грехов.- М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000.- 64 с.

27. Исаков А. Я. Некоторые особенности микровзрыва капли водотопливной эмульсии [Текст] *Физика горения и взрыва*. – Т. 21, № 1. – 1986. – С. 21–24.
28. Горелик Г. Б. Исследование взаимосвязи топливоподачи и смесеобразования с рабочим процессом в дизелях при работе на долевых режимах [Текст] / Г. Б. Горелик // Тихоокеанский государственный университет. Вестник ТОГУ.– 2008.– №1(8).– С. 75–90.
29. Калашников С. А. Пакет программ для расчета характеристики тепловыделения по экспериментальной индикаторной диаграмме [Электронный ресурс]. – 2012.
30. Калашников С. А. Расчет характеристики тепловыделения по индикаторной диаграмме дизеля [Текст] *Пособие к учебно-исследовательской работе* С. А. Калашников. – Новосибирск : Изд-во Новосиб. гос. акад. вод. трансп. 2013. – 31 с.
31. Клейтон В. Н. Эмульсии. Их теория и техника применения [Текст]. – Москва : Изд-во иностр. лит-ры, 1950. – 675 с.
32. Клопотной А. Е., Лебедев О. Н. О применении топливно-водяных эмульсий в судовых дизелях. [Текст] Производственно-технический сборник МРФ РСФСР. – Вып. 105, 1972. – С. 48–52.
33. Марков В. А., Тарантин С. А., Девянин С. Н. Использование водотопливных эмульсий в качестве топлива для дизелей // Грузовик. 2012. № 8. С. 33-42.
34. Пирсол И. Кавитация / Пер. с англ. Ю. Ф. Журавлева; ред., предисл. и дополн. Л. А. Эпштейна. М.: Мир, 1975. 95 с.
35. Колесов А. С., Г. С. Юр Эффективное направление модернизации отечественных быстроходных дизелей [Текст] *Дизельные энергетические установки речных судов* : сб. науч. тр. – Новосибирск : НГАВТ, 2003. – Ч. 2. – С. 19–23.

36. Конке Г. А., Лашко В. А. Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта [Текст]. – Москва : Машиностроение, 2005. – 502 с.
37. Woehrling J. The Administration of the Central Commission for Navigation on the Rhine (CCNR) / Jean-Marie Woehrling. // *Revue française d'administration publique*. – 2008. – С. 345 – 358.
38. Лебедев Б. О. Эффективный метод снижения расхода масла на угар судовых дизелях. [Текст] *Техническая эксплуатация и исследование судовых энергетических установок*. – Новосибирск : Издание НИИВТ, 1985. – С. 25–29.
39. Лебедев О. Н. Математическое описание процесса тепломассообмена каплей водотопливной эмульсии / О. Н. Лебедев, О. И. Линевич, И. Г. Мироненко *Дизельные энергетические установки речных судов*. Сб. научн. тр. НГАВТ – 2000. – С. 11–21.
40. Лебедев О. Н. Совершенствование технической эксплуатации судовых дизельных энергетических установок [Текст]. Учебное пособие / О. Н. Лебедев, А. А. Мартынов, С. А. Калашников, Л. А. Шеромов и др. // под ред. С. А. Калашникова. – Новосибирск : Изд-во НГАВТ, 1992. – 356 с.
41. Лебедев О. Н. Численное исследование испарения неподвижной капли топлива, взвешенной в газовом потоке [Текст] *Известия СО АН СССР. Серия техн. наук, № 13. Вып. 3*. – Новосибирск, 1976. – С. 92–100.
42. Лебедев О. Н. Водотопливные эмульсии в судовых дизелях [Текст] / О. Н. Лебедев, В. А. Сомов, В. Д. Сисин. – Ленинград : Судостроение, 1988. – 105 с.
43. Сивашенко Т. І., Максютинський П. Ф., Лапенко Р. І. Вплив наявності води у паливі на працездатність паливної системи літака // *Промислова гідроліка і пневматика*. – 2016. – №. 1. – С. 3-10.

44. Лебедев О. Н. Физико-математическая модель процесса теплообмена капли ВТЭ [Текст] / О. Н. Лебедев, О. И. Линевиц // Сибирский научн. вестн. Вып. 3. РАЕН. – Новосибирск, 2000. – С. 67–71.
45. Лерман Е. Ю. Высококцентрированные эмульсии – эффективное средство улучшения экологических показателей легких быстроходных дизелей [Текст] / Е. Ю. Лерман, О. А. Гладков *Двигателестроение*. – № 10. – 1986. – С. 35–37.
46. Луканин В. Н. Возможность снижения выбросов тепличного газа CO₂ путем использования синтез-газа в качестве моторного топлива [Текст] / В. Н. Луканин, А. Д. Дербармдикер, В. А. Морозов // *Решение экологических проблем в автотранспортном комплексе*. – Москва : МАДИ, 1999. – С. 53–56.
47. Лышевский А. С. Распыливание топлива в судовых дизелях [Текст]. – Ленинград : Судостроение, 1971. – 248 с.
48. Любанский Б. П. Методика расчета характеристик диспергатора роторно-пульсационного типа при получении водотопливных эмульсий для дизелей [Текст] / Б. П. Любанский, А. А. Школьный, К. А. Семенов // *Двигателестроение*. – 1985. – № 5. – С. 16–17.
49. Малов Р. В. Применение спиртовых топлив в вихрекамерном дизеле [Текст] / Р. В. Малов, И. В. Ксенофонтов // *Проблемы совершенствования рабочих процессов в ДВС*. – Москва : МАДИ, 1986. – С. 136–137.
50. Маргулис М. А. Звукохимические реакции и сонолюминисценция [Текст]. – Москва : Химия, 1986. – 288 с.
51. Матиевский Д. Д. Осуществление присадки воды к топливу и её влияние на показатели цикла и индикаторный КПД дизеля [Текст] / Д. Д. Матиевский, А. Е. Свистула, А. Тактак *Научные проблемы транспорта Сибири Дальнего Востока*. – 2004. – № 2. – С. 105–110.

52. Матиевский Д. Д. Участие сажи в рабочем цикле дизеля и индикаторный КПД [Текст] / Д. Д. Матиевский, В. И. Дудкин, С. А. Батурин *Двигателестроение*. – 1983. – № 3. – С. 54–56.
53. Матиевский Д. Д., Челяденков М. А. Снижение токсичности дизеля организацией межцилиндрового перепуска отработавших газов, охлаждаемых водой, водным раствором спиртов и аммиака [Текст] *Двигателестроение*. – 1986. – № 7. – С. 3–6.
54. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов (МАРПОЛ), Книга III, пересмотренное издание - International Convention for Prevention of Pollution from Ships (MARPOL), Book III, revised edition. - СПб.: ЦНИИМФ, 2009. - 304 с.
55. Международная Конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973 г., измененная протоколом 1978 г. к ней (МАРПОЛ 73/78) [Текст] / книга III. – СПб. : ЗАО ЦИИМФ, 2000. – 282 с.
56. Мельник Г. В. Развитие среднеоборотных дизелей / Г. В. Мельник. - *Двигателестроение*, № 1 (239), 2010. - С. 41-53.
57. Мельник Г. В. Вопросы экологии на конгрессе CIMAC – 2007 [Текст] / Г. В. Мельник // *Двигателестроение*. – № 4. – 2007. – С. 45–49.
58. Мельник Г. В. Тенденции развития двигателестроения за рубежом. По материалам конгресса CIMAC-2010 [Текст] / Г. В. Мельник // *Двигателестроение*. – № 2. – 2012. – С. 39–53.
59. Мельник Г. В. Нормирование выбросов двигателей внедорожного применения: точка зрения двигателестроителей [Текст] *Двигателестроение*. – № 2. – 2008. – С. 50–56.
60. CIMAC Congresses [Электронный ресурс] // Marintec CIMAC-Circle. – 2019. – Режим доступа до ресурсу: https://www.cimac.com/cms/upload/events/circles/Circle_2019_Marintec_Shanghai/Presentation_Marintec_CIMAC-Circle_2019-12-5.pdf.

61. Мироненко И. Г. Влияние способа получения эмульсии типа “дизельное топливо – вода” на ее дисперсность и стабильность [Текст] *Совершенствование технической эксплуатации СЭУ и исследование процессов в судовых дизелях.* – Новосибирск : НИИВТ, 1986. – С. 48–51.
62. Мироненко И. Г. Особенности эксплуатации судовых дизелей на водотопливной эмульсии [Текст]. – Новосибирск : Наука, 2005. – С. 103.
63. Мироненко И. Г. Совершенствование математическое модели микровзрыва капли водотопливной эмульсии [Текст] *Научн. проб. Трансп. Сиб. и Дал. Вост.* – 2002. – № 1. – С. 25–35.
64. Михеев М. А. Основы теплопередачи [Текст]. – Москва : Государственное энергетическое издательство, 1956. – 392 с.
65. Мищенко А. И. Применение водорода для автомобильных двигателей [Текст] / А. И. Мищенко. – Киев : Наукова Думка, 1984. – 141 с.
66. Моновян А. К. Технология переработки природных энергоносителей / А. К. Моновян. - М. : Химия, КолосС, 2004. - 456 с.
67. Насырев Д. Я. Эффективность применения водотопливной эмульсии в тепловозных дизелях [Текст] / Д. Я. Насырев, Ю. Е. Просвилов, А. Д. Росляков, Е. А. Скачкова *Актуальные проблемы создания и эксплуатации комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Материалы международной научно-технической конференции “Двигатели-2002”.* – Хабаровск : Изд-во Хабаровского гос. техн. ун-та, 2002. – С. 238–240.
68. Новиков Л. А. Ограничение выбросов NO_x на уровне ИМО TIER-3 для судовых дизелей отложено до 2021 года [Текст] *Двигателестроение.* – № 2 (252). – 2013. – С. 26–32.

69. Новиков Л. А. Основные направления создания малотоксичных транспортных двигателей [Текст] *Двигателестроение*. – Ленинград : № 2002. – С. 23–27; – № 3. – 2003. – С. 32–34.
70. Новиков Л. А. Современные и перспективные технологии для организации малотоксичной работы двигателей [Текст] *Двигателестроение*. – № 4. – Л., 2005. – С. 8–15.
71. Новоселов С. В. Система топливоподачи дизель-водородного газожидкостного двигателя [Текст] *Совершенствование быстроходных дизелей* : Межвуз сб. научн. тр. – Барнаул : Алт. ГТУ, 1991. – С. 102–110.
72. Носовский А. Н. Основы эксплуатации судовых энергетических установок / А. Н. Носовский. - Николаев : Изд-во НКИ, 2010. -384 с.
73. Обеспечение надежности судовых дизелей на эксплуатационных и особых режимах работы / М. А. Малиновский, А. А. Фока, В. И. Ролинский. - Одесса : Феникс, 2007. - 152 с.
74. Патрахальцев Н. Н. Улучшение экологических показателей дизеля применением присадки к топливу продуктов его термохимической переработки [Текст] / Н. Н. Патрахальцев, В. М. Фомин, Н. А. Иващенко, Ю. Л. Маслов “*Двигатель 97*” : материалы Международной научно-технической конференции. МГТУ. – Москва, 1977. – С. 115–116.
75. Пахомов Ю. А. Топливо и Топливные системы судовых дизелей / Ю. А. Пахомов, Ю. П. Коробков, Е. В. Дмитриевский, Г. Л. Васильев ; под ред. Пахомова Ю. А. – Москва : Р. Консульт, 2004. – 496 с.
76. Перник А. Д. Проблемы кавитации [Текст]. – Ленинград : Судостроение, 1966. – 439 с.
77. Перспективы использования продуктов термохимической конверсии углеводородных топлив в транспортных ДВС [Текст] / С. А. Аникин, Н. А. Иващенко, Ю. А. Маслов, В. М. Фомин и др. // Материалы

- международной научно-технической конференции. “Двигатель 97”. МГТУ. – Москва, 1997. – С. 114–115.
78. Петий И. Водотопливные эмульсии [Текст] / И. Петий, И. Дубровин, Е. Дубровин // *Морской сборник*. – 1987. – № 3. – С. 67–70.
79. Промтов М. А. Пульсационные аппараты роторного типа: теория и практика [Текст]. – Москва : Машиностроение, 2001. – С. 260.
80. Прочанов В. В. Снижение техногенной нагрузки на окружающую среду добавлением антидымной присадки в топливо [Текст] / В. В. Прочанов, В. В. Кондратьев, Д. В. Светашев *Повышение экологической безопасности автотракторной техники*. Сб. статей ; под ред. А. Л. Новоселова. Изд-во Алт. ГТУ им. И. И. Ползунова. – Барнаул, 2003. – С. 48–50.
81. Пугачев Ю. П., Поляков А. А. Эксплуатационные исследования судовых двигателей завода “Русский дизель” на обводненных топливах. [Текст] *Вопросы эксплуатации флота* – Рига, 1981. – С. 60–70.
82. Правила по запобіганню забрудненню з суден. – Київ: Регістр судноплавства України, 2011. – 288 с.
83. Саблина З. А. Присадки к моторным топливам [Текст] / З. А. Саблина, А. А. Гуреев. – Москва : Химия, 1977. – 258 с.
84. Свистула А. Е. Повышение энерго-экологических показателей дизеля использованием присадки воды к топливу [Текст] / А. Е. Свистула, Д. Д. Матиевский // *Вестник Алтайского научного центра САН ВШ*. 2005. – № 8. – С. 147–152.
85. Системы управления дизельными двигателями. Роберт Бош ГмбХ. Перевод с немецкого. – Москва : ЗАО “КЖИ”За рулем”, 2004. – 480 с.
86. Сомов В. А. Судовые многотопливные двигатели [Текст] / В. А. Сомов, Ю. Г. Ищук. – Ленинград : Судостроение, 1984. – 240 с.

87. Суворов П. С. Динамика дизеля в судовом пропульсивном комплексе / П. С. Суворов. - Одесса : ОНМА, 2004. - 304 с.
88. Суворов П. С. Управление режимами работы главных судовых дизелей / П. С. Суворов. - Одесса : ЛАТСТАР, 2000. - 238 с.
89. Суворов, П.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания [Текст] / П.С.Суворов. – Одесса: ОНМА, 2011. – 608 с. – ISBN 966-7591-14-1.
90. Технология переработки нефти / О. Ф. Глаголева, В. М. Каустин и др. - в 2 ч. - Ч. 1 : Первичная переработка нефти. - М. : Колос, 2006. - 400 с.
91. Титов С. В. Исследование процесса испарения капли дизельного топлива в возмущенной воздушной среде / С. В. Титов, В. Д. Шмаков. Г. С. Юр *Повышение эффективности силовых установок*: матер. докл. к междунар. науч.-техн. конф. Челябинск, 13–18 сент. 2008 г. – С. 68–73.
92. Толшин В. И. Оценка характера изменения концентрации NO_x при рециркуляции отработавших газов дизеля [Текст] / В. И. Толшин *Двигателестроение*. – № 1. – 2002. – С. 32–34.
93. Толшин В. И. Регулирование циркуляции отработавших газов судового среднеоборотного дизеля [Текст] / В. И. Толшин, С. В. Кирпичеников *Двигателестроение*. – Л. : Машиностроение, 2002. – № 3. – С. 15–16.
94. Толшин В. И. Снижение выбросов оксидов азота газодизеля путем рециркуляции охлажденных отработавших газов [Текст] / В. И. Толшин, В. С. Епифанов, А. А. Фомин // *Двигателестроение*. – Л., 1998. – № 2. – С. 15–16.
95. Толшин В. И. Снижение токсичности выбросов среднеоборотного судового дизеля в переходных режимах [Текст] / В. И. Толшин, В. В. Якунчиков *Двигателестроение*. – № 4. – 1998. – С. 37–41.
96. Худов Н. И. Анализ нагарообразований и износов деталей судовых дизелей при работе на водо-топливной эмульсии [Текст] / Н. И. Худов,

- Д. Н. Желудков, В. А. Чорба *Экспресс-информ. Мор. Флот. Серия “Техническая эксплуатация флота”*. – Вып. 19. – 1983. – С. 2–9.
97. Ценев В. А. Особенности работы дизелей на водо-топливных эмульсиях [Текст] *Химия и технология топлив и масел*. – № 12. – 1983. – С. 12-14.
98. Шерман Ф. Эмульсии [Текст]. – Москва : Химия, 1972. – 448 с.
99. ISO 8216-1:2017 «Petroleum products — Fuels (class F) classification — Part 1: Categories of marine fuels».
100. Юр Г. С. Волновые процессы в судовых дизельных энергетических установках [Текст]. – Новосибирск : Изд-во НГавт, 1999. – 109 с.
101. A preliminary laboratory study of the remediation of organotin-contamination sediments and water // *Marine Science and Environment*, 2004. - №- P.3-10.
102. Adige K. C., Shad D. O. On the vaporization behavior of water in oil micro emulsions. *Combustion and Flame*, 1990, Vol. 80, № 3 – 4. P. 412-417.
103. Armstrong, G., Katsoulakos, P. Oil water emulsions as fuel. “*Mot. Ship*”, 60, № 716, 1980. – P. 37-37.
104. Avedisiaan C. T., Andres, R. P. Bubble nucleations in superheated liquid – liquid emulsions. *Jornal off Colloid and I nterface Science*, V. 64, № 3, 1978. – P. 438.
105. Blander M., Katz I. L. Bubble nucleation in liquids. *AIChE Journal*, V. 21. – № 5. – September, 1975. – P. 833–848.
106. Bobev P., Bachvarov S., Nenkov N. Flasbijity of water oil emulsion application of fuel for ship engines. 4th Int. Congr., Varna, May, 1987, Vol. 5. – P. 188.
107. Directive 2005/33/EC of the European Parliament and of the Council of 6 July 2005 amending Directive 1999/32/EC. - Official Journal of the European Union, 22.07.2005 EN L 191/59-69.

108. Dluska E., Hubacz R., Wronski S. Simple and Multiple Water Fuel Emulsions Preparation in Helical Turkish J. Eng. Env. Sci. 30 (2006). – P. 175–182.
109. Gillberg G., Friberg S. Hicroemulsion as Diesel Fuels/ Evaporation and Combustion fuel. 172nd Meet. Amer. Chem. Soc. San Francisco. Calif., 1976, Waschington D.C., 1978. – P. 221–231.
110. Grzywacz Stanislaw, Hulanicki Slawomir. Mozliwosci zastosowaia emulsji poliwowo – wodnych do zasilania silnikow ok retowych. “Budown. Okret.” № 12, 1977. – P. 492–497.
111. Hamid Ahmed. Emulsion ean-fuel of emulsion ean fuel-combustible pour motors a pollution ambient reguite. These dock. 1 ug. Univ. Pierre at Marie Gurie Paris, 1976. – P. 81.
112. Hang X., Yunbiao S., Chongio Z. Experimental investigation on micro explosion of emulsified fuel oil by holography. NIST Spec. Publ. – 1991. – № 813. – P. 307–316.
113. Heinrich G, Prescher Karlheinz, Finsterwalder, G. Wasser and Methhanol Zusatze bei dieselmotorischer Verbrennung // MTZ. – 1984. – 45. – № 5. – P. 183-188.
114. Hiroshi Okada, Hiroshi Utsumi, Shinzo Nakano. Soot formation in the combustion of emulsion fuel – droplets. Bull. o f M. E. S. I. V. 8, № 4. – Dec. 1980. – P. 38-43.
115. Hohenberg G. Berechnung des gasseitigen Waermeueberganges in Dieselmotoren / MTZ, 1980, 41, No 7 – 8. – S. 321–326.
116. Hsu Bertrand D. Combustion of water in diesel emulsion in an experimental medium speed diesel engine // SAE Techn. Pap. Ser. 1986, N860300. – 12 p.
117. Ishii Y., Takeuchi R. Application of emulsified fuels for a small diesel engine. Trans. ASAE, 17, № 5. – 1974. – P. 864–866.

118. Long Z., Matsumoto R., Chimizu K. A drop fuel emulsion burn at the high temperature and pressure. Нихор хакуйе кикан гаккайси. J Mar. Eng. Soc. Jap. 1998. – 23, № 3. – P. 210–215.
119. Man’s inhumanity to machines / MER, October 2010 - P. 44-45.
120. Marayama T., Chicahisa T., Yomane K., Xu M. Reduction of smoke and NOx emission by active turbulence generated in the late combustion stage DT diesel engines // Paper on 18-th CIMAC Congress in China, June 5-8, 1989. – P. 1–17.
121. Marshall W. F., Hurn R. W. Factor influencing diesel emission. SAE paper 680528, 1968. – P. 114–119.
122. Mitsuhashi Kazuya, Takasaki Kiyoshi, Nakagawa Hiroshi, Ando Kotaro, Ujile Yoshinory. Application of emulsified fuel on diesel engine. “Jap. Shipbuild. and Mar Eng.” 13, № 1, 1979. – P. 34–44.
123. Mollenhauer Klause, Zelenka Pavel. Zeer Verbrennung von waseer – kraftstoff – emulsionen in stationar betriebenen di eselmotoren. MTZ, 47, № 1. – 1986. – S. 3–7.
124. Nakagawa Hiroshi, Tatishi Mataji. “Huxon kukay gankaish. I. Jap. Mech. Eng.”, 81, № 720, 1978. – P. 1201–1207.
125. Neunreister Otto, Bererhardt Frank. Kraftstoffver brauchssenkung durchEinsatz von Kraftstoff – Wasser – Emulsionen i n Dieselmotoren. “Seewirtschaft”, 16, № 1, 1984. – P. 28–29.
126. Nichols I. E., El-Messiri I. A., Newhalla H. K. Inlet Manifold water Injection for Control of Nitrogen Oxides–Theory and Experiment. – SAE Paper 690018, 1969. – 10 p.
127. Okoda Hiroshi, Utsvmi Hiroshi. Найнек кикан // Intern. Comust. Engine. 1985, 24, N 1. – P. 75–77.
128. Pounders. Marin Diesel Engines and Gas Turbines. Eighth edition. Elsevier Butterwoth–Heimemann. Linacre House. Jorda n Hill. Oxford OX2 8DP. – 2004. – 884 p.

129. Rayleigh Lord. On pressure developed in a liquid during the collapse of a spherical cavity. *Philosophical Magazine*, 1917, v. 34. – P. 94.
130. Stepnik A., Hulaicki S. Spalanie emulsji paliwowo – wodnych z dodatki em azotanu amonu w silniku. *5 BAH. Bud. Okret.* 27, № 2, 1982. – S. 45–49.
131. Test show emulsified fuel of little value in large-bore diesel engines *Fairplay Int. Shipp. Weekly.* № 5293. 1985. 292. – P. 27.
132. Thompson R. V., Thorp J., Armstrong G., Katsoulakos P. The Burning of Emulsified Fuel in Diesel Engines. “*Trans. Inst. Mar. Eng.*” C93, № 10, 1981. – P. 19–25.
133. Thorp J., Armstrong G., Kasoulakos P. Running diesel on water. “*Mar. Week*” Febr., Suppl. 1980, 18, 20.
134. Thorp J., Armstrong G., Kasoulakos P. The application of oil / water emulsions as a diesel engine fuel. “*Trans. N.E. Coast Inst. Eng. And Shipbuild*” 96, № 3, 1980. – P. 115–126.
135. United States Environment Protection Agency, USEPA.
136. Zhang T., Okada H., Tsukamoto T., Ohe K. Experimental study on water particles action in the combustion of marine four-stroke diesel engine operated with emulsified fuels. Paper № 193, CIMAC 2007, Vienna.
137. Реферативний огляд європейського права / За заг. ред. В. О. Зайчука. – Квіт. – черв. 2015 р. – К., 2015. – 64 с.
138. Подригало М.А. Полезная работа и КПД автомобиля / М.А. Подригало, Н.М. Подригало // *Автомобильная промышленность.* – М.: Машиностроение. – 2007. – №8. – С. 19-21.
139. Подригало М.А. Мощность двигателя и КПД автомобиля при его разгоне / М.А. Подригало, Н.М. Подригало, В.Л. Файст // *Автомобильная промышленность.* – М.: Машиностроение. – 2008. – №8. – С. 12-16.
140. Подригало М.А. Коэффициент динамичности и КПД легкового автомобиля / М.А. Подригало, Д.М. Клец, А.И. Коробко, А.Н.

- Мостовая // Вестник ХНАДУ. Сборник научных трудов. – Х.: Изд-во ХНАДУ. – 2010. – Вып. 49. – С. 29-34.
141. Подригало Н.М. Динамический коэффициент полезного действия трансмиссии автомобиля / Н.М. Подригало // Ученые записки Крымского инженернопедагогического университета. – Вып. 35. – Технические науки. – Симферополь: НИЦ КИПУ, 2012. – С. 6-9.
142. Кирьяков М. Н. Использование критериев оптимизации универсальных характеристик ДГУ тепловозов для расчета оптимальной тепловозной характеристики / М. Н. Кирьяков, Ю. Н. Хмельницкий, О. В. Игнатов // Инновационные проекты и технологии в образовании, промышленности и на транспорте / Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск, 2012. С. 146 – 148.
143. Кузьмин Д. В. Моделирование динамики мехатронных систем. Уравнения и алгоритмы: монография / Д. В. Кузьмин. – Архангельск: Арханг. гос. техн. ун-т, 2008. – 120с
144. Doppelbauer Martin. Wirtschaftliche Motoren dank Kupferrotoren. – Technica, 2003, №13-14.
145. Альбертьян Н. А. Резервы повышения коэффициента полезного действия двигателя / Альбертьян Н. А., Безрученко В. А. // ЭЛЕКТРО. Электротехника, электроэнергетика, Элек тротехническая промышленность. – 2004. – №3. – С. 44-48.
146. Лукутин Б. В. Режимы работы синхронного генератора инверторной дизельной электростанции / Лукутин Б. В., Шандарова Е. Б. // Современные проблемы науки и образования. – 2013. – № 3.; URL: <http://www.scienceeducation.ru/ru/article/view?id=9619>.
147. Каталог дизельных двигателей Deutz; URL: http://deutz.com.ua/index.php?page=engines_catalog.
148. Каталог генераторов Русэлпром; URL: <http://www.ruselprom.ru/products/generator/>.

149. Каталог генераторов Mitsubishi Semiconductors
<https://www.mitsubishielectric.com/search/search.html?q=IGBT>
150. Каталог генераторов Fuji Electric Semiconductors
<https://www.fujielectric.com/products/semiconductor/model/igbt/>
151. Gehlert A. The BWW-Model as Method Engineering Theory / Gehlert A. Pfeiffer D. Becker J. // Proceedings of the Americas Conference on Information Systems (AMCIS 13th). – 2013. – Vol. 5. – pp. 3389-3398.
152. Богаевский А. Б. Совершенствование управления топливоподачей транспортных дизельных установок. / Богаевский А. Б. // Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Системный анализ, управление и информационные технологии». Х. : НТУ «ХПИ». – 2005. – № 54. – С. 8-87.
153. Орловский И. А. Математические модели дизеля и синхронного генератора тягового электропривода дизель-поезда на нейронной сети / И. А. Орловский // Технічна електродинаміка. – 2010. – № 2. – С. 62-72.
154. Темирев А. П. Теория и практика разработки судовых систем электроснабжения и бортовых блоков управления электродвигателей / Темирев А.П. – Ростов- 411 на-Дону : изд-во Ростовского университета, 2004. – 250 с.
155. Басов Г. Г. Методика оцінки технічного рівня дизель-поїздів / Г. Г. Басов // Підвищення експлуатаційної ефективності тягового рухомого складу. – Х. : ХарДАЗТ. – 2000. – № 41. – С. 5-8.
156. Шафи Надери Али Асгар. Современные дизель-поезда / Али Асгар Шафи Надери // Железные дороги мира. – 2003. – № 12. – С. 22-33.
157. Дизель-поезда с механической передачей // Железные дороги мира. – 2006. – № 10. – С. 25-27.
158. Найденов А.И. Анализ эмульгаторов кавитационного типа / Найденов А.И. // Матеріали VI всеукраїнської науково-практичної конференції

- «Новітні напрямки переоснащення, експлуатації та ремонту суднових систем», 10 грудня 2015 р. - Ізмаїл: ІФ ОНМА, 2015. - С. 89-92.
159. Найденов А.И. Экспериментальное исследование влияния комбинированного топлива на экономические и экологические характеристики дизеля / Найденов А.И., Тарковский Е.А. // Матеріали VII всеукраїнської науково-практичної конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту», 8 грудня 2016 р. - Ізмаїл: ДІ НУ «ОМА», 2016. - С. 127-130.
160. Шаркевич М.С. Комбинированные силовые установки / Шаркевич М.С., Найденов А.И. // Матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту», 7 грудня 2017 р. - Ізмаїл: ДІ НУ «ОМА», 2017. - С. 269-273.
161. Разінкін Р.О. Ресурсозберігаюча експлуатація суднових дизелів на основі трибомоніторингу моторного мастила / Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні тенденції розвитку морської галузі, безпека судноплавства, підготовка моряків у відповідності до національних і міжнародних вимог», 25 травня 2018 р. - Маріуполь: АМІ НУ «ОМА», 2018. - С. 229-232.
162. Лещев В. О. Моделювання датчика частоти обертання з пружинами змінної жорсткості / Лещев В. О., Найдьонов А. І. // Матеріали ІХ міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту», 6-7 грудня 2018 р. - Ізмаїл: ДІ НУ «ОМА», 2018. - С. 121-124.
163. Razinkin R. Shipbord diesel engines resouces – saving operation based on lubrication oil tribomonitoring / Razinkin R., Naydyonov A. // The third international scientific congress of scientists of Europe, 11th January 2019 - Vienna, Austria: “SOLUTION”, 2019. – 572-576 p.

164. Лещев В.А. Исследование влияния вида пружины датчика частоты вращения дизеля на токсичные компоненты ОГ при переходных процессах / Лещев В.А., Найденов А.И. // Матеріали Х міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування СЕУТТОО-2020», 12-13 вересня 2019 р. – Херсон: ХДМА.-2019. – С.46-48
165. Лещев В.О. Моделирование разных типов пружин датчика частоты обертання дизеля при переходних процесах та вплив на токсичні компоненти ВГ / Лещев В.О., Найдьонов А.І. // Матеріали III міжнародної науково-практичної конференції «Стратегічний потенціал державного та територіального розвитку», 9-10 жовтня 2019 р. – Маріуполь - Кривий Ріг.-2019. – С.369-371
166. Лещев В. О. Использование неявного решателя для моделирования динамических процессов токсичных выбросов отработанных газов на примере компоненты диоксидов азота / Лещев В. О., Найдьонов А. І.// Матеріали Х міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту», 12-14 грудня 2019 р. - Ізмаїл: ДІ НУ «ОМА», 2019. - С. 132-134.
167. Лещев В. О. Візуальне моделювання впливу в'язкого тертя на критичні частоти крутильних коливань гребного валу судна / Лещев В.О., Найдьонов А.І. // Матеріали XI міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту», 3-4 грудня 2020 р. – Ізмаїл. – 2020. -С. 68-72.
168. Данилян А.Г., Чимшир В.И., Найденов А.И. Перспективы перевода судов речного флота на водотопливную эмульсию. Вісник Одеського національного морського університету № 2 (44), 2015.Одесса, 2015. С. 121-127. (фахове наукове видання України).

169. Данилян А.Г., Чимшир В.И., Власов И.В., Найденов А.И. Новые направления глубокой утилизации тепла судовых дизелей. Вісник Одеського національного морського університету № 3 (49), 2016.Одесса, 2016. С. 91-103. (фахове наукове видання України).
170. Дикий М.О. Петренко В.Г. Дослідження динамічних характеристик газового редуктора-регулятора/ Энерготехнология и ресурсозбережение. – К.: Институт газа НАН Украины. – 2011. – №3. – С.28–30.
171. Дикий М.О., Петренко В.Г., Коваленко О.О. Газодизельна система живлення автомобільних і тракторних двигунів ГД-КП / Вісник Національного транспортного університету: в 2-х частинах – К.: НТУ. – 2009. – Ч.1.– Вип. 19. – С.130-135.
172. Дикий М.О. Петренко В.Г. Підвищення ефективності газової паротурбінної установки «Водолій» шляхом охолодження повітряного потоку в компресорі / Энерготехнология и ресурсозбережение. – К.: Институт газа НАН Украины. – 2011. – №2. – С.21–23.

ДОДАТОК А
АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ
АКТ

впровадження результатів дисертаційного дослідження
«Покращення екологічних показників річкового судна засобом
гомогенізації дизельного палива»

Найдьонова Андрія Ігоровича

Комісія у складі
голова комісії:

Тукалов В'ячеслав Юхимович – начальник відокремленого госпрозрахункового структурного підрозділу «Ізмаїльська база технічного обслуговування флоту» ПрАТ «УДП».

члени комісії:

Кузьмук Вадим Олегович - суперінтендант технічної служби ПрАТ «УДП»
Коробейников Валерій Павлович - капітан т/х «Задонск»;
Боркут Василь Михайлович - старший механік т/х «Задонск»;

склала цей акт про впровадження результатів дисертаційної роботи Найдьонова Андрія Ігоровича, представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук присвяченій покращенню екологічних показників річкового транспорту методом гомогенізації дизельного палива.

Наукові та практичні результати дисертаційної роботи використані під час експлуатаційного рейсу теплоходу «Задонск». За допомогою розробленого методу гомогенізації палива на номінальному режимі, при переведенні дизеля з безводного на гомогенне паливо з діаметром краплі води $d_w > 3$ мкм, концентрація оксидів азоту зменшилася на 29% (NO_x з 1445 до 1002 ppm), вуглецю зменшилися на 35% (CO з 2680 до 1720 ppm), температура випускних газів зменшилася на 2,2 % (T_r з 680 до 665 K), димність зменшилася на 38% (N з 13 до 8 %).

В цілому у результаті застосування результатів дисертаційної роботи Найдьонова Андрія Ігоровича доведена ефективність використання гомогенного палива з водою виготовленою за допомогою мембранного диспергатора, для зниження викидів оксидів азоту з відпрацьованими газами в дизельних енергетичних установках річкового транспорту

начальник ВГСП «ІБТОФ»

Капітан т/х «Задонск»

Старший механік т/х
«Задонск»

Суперінтендант технічної
служби ПрАТ «УДП»

В.Ю. Тукалов

В.П. Коробейников

В.М. Боркут

В.О. Кузьмук





МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХЕРСОНСЬКА ДЕРЖАВНА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ

просп. Ушакова, 20, м. Херсон, Україна, 73000, тел./факс: (0552) 49-59-02, e-mail: ksma@ksma.kh.ua

14. 12. 2020 № 02. 1-05/2003
На № _____ від _____

ЗАТВЕРДЖУЮ
Ректор ХДМА, д. пед. н. проф.
Василь ЧЕРНЯВСЬКИЙ

АКТ про впровадження
результатів дисертаційних досліджень
Найдюнова Андрія Ігоровича
в навчальний процес Херсонської державної морської академії

Комісія у складі: голова - доктор філософських наук, доцент, професор кафедри соціально-гуманітарних дисциплін та інноваційної педагогіки Херсонської державної морської академії Лещенко Альона Михайлівна; члени: завідувач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, кандидат технічних наук, доцент Савчук В.П., декан факультету суднової енергетики ХДМА, кандидат технічних наук, доцент Акімов О.В., склала цей акт про те, що результати дисертаційного дослідження на тему: «Гомогенізація дизельного палива як метод покращення екологічних показників річкового транспорту» здобувача кафедри Суднових енергетичних установок і систем Найдюнова Андрія Ігоровича, які представлені до захисту на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.20 - Експлуатація та ремонт засобів транспорту, використовуються при проведенні лекційних та лабораторних занять з дисципліни «Суднові допоміжні установки і системи палубних та вантажних механізмів», «Суднові двигуни внутрішнього згорання та їх експлуатація» для курсантів та студентів 3-го курсу денної і заочної форми навчання спеціальності «271 Річковий та морський транспорт» спеціалізації «Експлуатація суднових енергетичних установок».

В навчальний процес впроваджено теоретичне та практичне обґрунтування застосування гомогенізованого дизельного палива для покращення екологічних показників річкового судна.

Використання гомогенізатора показали, що при роботі дизеля за навантажувальною характеристикою, при переведенні на гомогенізоване паливо (в порівнянні з дизельним паливом):



- при збільшенні вмісту води і зменшенні дисперсності водної фази на всіх режимах роботи дизеля скорочуються викиди шкідливих речовин, а також знижується температура відпрацьованих газів;

- при роботі на гомогенізованому паливі діаметром краплі води $d_w > 3$ мкм, концентрація оксидів азоту зменшилася в 1,3 рази (NO_x з 1445 до 1002 ppm), вуглецю зменшилися в 1,35 рази (CO з 2680 до 1720 ppm), температура випускних газів зменшилася в 1,02 рази (T_r з 680 до 665 K), димність зменшилася в 1,38 рази (N з 13 до 8 %).

Голова
д.ф.н., проф., проф. каф. соціально-гуманітарних дисциплін та інноваційної педагогіки ХДМА

А.М. Лещенко

Члени комісії
завідувач кафедри суднових енергетичних установок, к.т.н., доц.

В.П. Савчук

декан факультету суднової енергетики,
к.т.н., доц

О.В. Акімов



АКТ

**впровадження результатів дисертаційної роботи
Найдьонова Андрія Ігоровича, старшого викладача кафедри суднових
енергетичних установок і систем Дунайського інституту
Національного університету «Одеська морська академія»**

**на тему: «Покращення екологічних показників річкового транспорту
засобом гомогенізації дизельного палива»**

Приватне акціонерне товариство «Українське дунайське пароплавство» в особі в.о. головного інженера Мудраченко Олега Леонідовича справжнім актом підтверджує, що розроблений Найдьоновим А.І. метод покращення екологічних показників річкового транспорту, було використано для проведення робіт на теплоході «Прага», на головних двигунах заводу ім. Карла Лібкнехта (SKL) 8 NVD 48 AU2 (8 ЧН 32/48). Результати опрацьовано та реалізовано в дисертаційному дослідженні «Покращення екологічних показників річкового судна засобом гомогенізації дизельного палива».

За допомогою розробленої моделі автором доведено що, при роботі на безводному і гомогенізованому паливах різної дисперсності при переході з безводного на гомогенізоване паливо з $d_w=10-15$ мкм. води, питома ефективна витрата палива збільшилася на 41 г/кВт-год), а на гомогенізованому паливі з $d_w>3$ мкм., виготовленому на дослідній установці, в порівнянні з безводним дизельним паливом, питома ефективна витрата палива всього на 20 г/кВт-год, також варто зазначити, що стан нагарообростання значно зменшено.

Результати проведених робіт були взяті до уваги та використані технічною службою ПрАТ «УДП» для підвищення ефективності експлуатації головних силових установок суден ПрАТ «УДП».

В.о. головного інженера ПрАТ «УДП»



Мудраченко О.Л.



УКРАЇНА
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»
ДУНАЙСЬКИЙ ІНСТИТУТ

68607, м. Ізмаїл, вул. Фанагорійська, 9, тел./факс(+38 048) 771-61-01, тел.: (+38 04841) 6-11-66
 e-mail: dinuoma@onma.edu.ua web site: www.dinuoma.com.ua

26.11.2019 № 504-1

на № _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ДІ НУ «ОМА»
 д.т.н., професор

В.І. Чимшир
 «26» листопада 2019 р.

АКТ про впровадження
 результатів дисертаційних досліджень
 Найдюнова Андрія Ігоровича
 в навчальний процес Дунайського інституту
 Національного університету «Одеська морська академія»

Комісія у складі: голова - заступник директора з НІР ДІ НУ «ОМА», доктор педагогічних наук, професор Смирнова І.М.; члени: завідувач кафедри Суднових енергетичних установок і систем, кандидат технічних наук, доцент Маслов І.З., начальник НМВ ДІ НУ «ОМА», кандидат педагогічних наук Гайдаржи А.І., склала цей акт про те, що результати дисертаційного дослідження на тему: «Гомогенізація дизельного палива як метод покращення екологічних показників річкового транспорту» здобувача кафедри Суднових енергетичних установок і систем Найдюнова Андрія Ігоровича, які представлені до захисту на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.20 - Експлуатація та ремонт засобів транспорту, використовуються при проведенні лекційних та лабораторних занять з дисципліни «Суднові допоміжні установки і системи та їх експлуатація», «Суднові двигуни внутрішнього згорання» для курсантів та студентів 3-го курсу денної і заочної форми навчання спеціальності «271 Річковий та морський транспорт» спеціалізації «Експлуатація суднових енергетичних установок».

В навчальний процес впроваджено алгоритми та процедури, які дозволяють з мінімальним втручанням в системи та допоміжні механізми судна підключити установку для зниження викидів двигунів внутрішнього згорання.

Використання такої установки показали, що при роботі дизеля по навантажувальній характеристиці, при переведенні на гомогенізоване паливо (в порівнянні з дизельним паливом):

По-перше: зі збільшенням вмісту води і зі зменшенням дисперсності водної фази на всіх режимах роботи дизеля скорочуються викиди газоподібних і твердих речовин, а також знижується температура відпрацьованих газів;

По-друге: при роботі на гомогенізованому паливі з діаметром краплі води 10–15 мкм та вмістом води 15 % питома ефективна витрата збільшується на (32-41) г / (кВт · год), а при роботі на гомогенізованому паливі з діаметром краплі води менше 3 мкм збільшується лише на 20 г / (кВт · ч).

Голова
 заступник директора з НІР
 ДІ НУ «ОМА», д.п.н., проф.

Члени комісії
 завідувач кафедри суднових енергетичних
 установок і систем, к.т.н., доц.
 начальник НМВ, к.п.н.



І.М. Смирнова

І.З. Маслов

А.І. Гайдаржи



ДОДАТОК Б

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації

1. Данилян А.Г., Чимшир В.И., Найденов А.И. Перспективы перевода судов речного флота на водотопливную эмульсию. *Вісник Одеського національного морського університету № 2 (44)*, 2015. С. 121-127 (наукове фахове видання України, категорія «Б»).
2. Данилян А.Г., Чимшир В.И., Власов И.В., Найденов А.И. Новые направления глубокой утилизации тепла судовых дизелей. *Вісник Одеського національного морського університету № 3 (49)*, 2016. С. 91-103. (наукове фахове видання України, категорія «Б»).
3. Горбань А.В., Довгаль І.І., Крижановська С.І., Найденов А.І. Особливості прогнозування стану суднового обладнання річкового та морського транспорту. *Водний транспорт. 3(31)*. 2020. С.55–66 (наукове фахове видання України, категорія «Б»).
4. Бажак О.В., Найдьонов А.І. Розроблення методів поліпшення екологічних показників засобів річкового транспорту в умовах експлуатації. *Slovak international scientific journal. Vol.1. No.49*, 2021. Р.13-20 (наукове видання країни ЄС).
5. Найденов І.В., Смирнова І.М., Бліндарук О.М., Кравчук Ю.О. Методи підвищення паливної економічності та поліпшення екологічних показників засобів річкового транспорту в умовах експлуатації. *Водний транспорт. 1(32)*. 2021. С.86–97 (наукове фахове видання України, категорія «Б»).

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації

6. Лещев В.А., Найденов А.И. Имитационное моделирование датчика частоты вращения с пружинами переменной жесткости. *Научный*

взгляд в будущее. – Выпуск 12. Том 1. – Одесса: Куприенко СВ, 2019 – С.9-17. (наукометричні бази РІНЦ, IndexCopernicus).

7. Igor Z. Maslov, Valentin I. Chimshir, Iryna M. Smyrnova, Andrii I. Naydyonov. New Technological Scheme for Dredging Process. *International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT)* ISSN: 2249 – 8958, Volume-9 Issue-2, December, 2019. P. 185-190. (наукометрична база Scopus)

8. Данилян А.Г., Чимшир В.И., Разинкин Р.А., Найденов А.И. Совершенствование систем технического диагностирования малооборотных судовых дизелей. «Молодой учёный». № 2 (82. Технические науки). ООО «Издательство Молодой ученый». Казань, 2015 г. С. 138-142. (наукометрична база РІНЦ).

9. Лещев В.А., Найденов А.И. Влияния переходных процессов на величину коэффициента дымности отработанных газов дизеля. *Научный взгляд в будущее. – Выпуск 13. Том 1. – Одесса: Куприенко СВ, 2019 – С.34-45. (наукометричні бази РІНЦ, IndexCopernicus).*

10. Лещев В.А., Найденов А.И. Уменьшение выброса токсичных компонентов отработанных газов при пуске дизеля устройством формирования оптимального пуска. *Modern Science: scientific publications journal. – № 07, Vol. I, (July) / Scientific-information publishing center «Strategic Studies Institute»; Editor-in-chief – A.N. Zotin. – Moscow, 2019. С.233–239. (наукометричні бази РІНЦ, IndexCopernicus).*

11. Лихогляд К.А., Маслов І.З., Разінкін Р.О., Найдьонов А.І. Устрій судових котельних установок та їхня безпечна експлуатація. Навчальний посібник з дисципліни «Суднові парові котли» за спеціальністю 271 «Річковий та морський транспорт». Одеса: НУ «ОМА», 2018. 166 с.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

12. Найденов А.И. Анализ эмульгаторов кавитационного типа / Найденов А.И. // Матеріали VI всеукраїнської науково-практичної

конференції «Новітні напрямки переоснащення, експлуатації та ремонту суднових систем», 10 грудня 2015 р. - Ізмаїл: ІФ ОНМА, 2015. - С. 89-92.

13. Найденов А.И. Экспериментальное исследование влияния комбинированного топлива на экономические и экологические характеристики дизеля / Найденов А.И., Тарковский Е.А. // Матеріали VII всеукраїнської науково-практичної конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту», 8 грудня 2016 р. - Ізмаїл: ДІ НУ «ОМА», 2016. - С. 127-130.

14. Шаркевич М.С. Комбинированные силовые установки / Шаркевич М.С., Найденов А.И. // Матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту», 7 грудня 2017 р. - Ізмаїл: ДІ НУ «ОМА», 2017. - С. 269-273.

15. Разінкін Р.О. Ресурсозберігаюча експлуатація суднових дизелів на основі трибомоніторингу моторного мастила / Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні тенденції розвитку морської галузі, безпека судноплавства, підготовка моряків у відповідності до національних і міжнародних вимог», 25 травня 2018 р. - Маріуполь: АМІ НУ «ОМА», 2018. - С. 229-232.

16. Лещев В.О. Моделювання датчика частоти обертання з пружинами змінної жорсткості / Лещев В.О., Найдьонов А.І.// Матеріали ІХ міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту», 6-7 грудня 2018 р. - Ізмаїл: ДІ НУ «ОМА», 2018. - С. 121-124.

17. Razinkin R. Shipboard diesel engines resources – saving operation based on lubrication oil tribomonitoring / Razinkin R., Naydyonov A. // The third international scientific congress of scientists of Europe, 11-th January 2019 - Vienna, Austria: “SOLUTION”, 2019. – 572-576 p.

18. Лещев В.А. Исследование влияния вида пружины датчика

частоты вращения дизеля на токсичные компоненты от при переходных процессах / Лещев В.А., Найденов А.И. // Матеріали Х міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування СЕУТТОО-2020», 12-13 вересня 2019 р. – Херсон: ХДМА.-2019. – С.46-48

19. Лещев В.О. Моделювання різних типів пружин датчика частоти обертання дизеля при перехідних процесах та вплив на токсичні компоненти ВГ / Лещев В.О., Найдьонов А.І. // Матеріали III міжнародної науково-практичної конференції «Стратегічний потенціал державного та територіального розвитку», 9-10 жовтня 2019 р. – Маріуполь - Кривий Ріг.- 2019. – С.369-371

20. Лещев В.О. Использование неявного решателя для моделирования динамических процессов токсичных выбросов отработанных газов на примере компоненты диоксидов азота / Лещев В.О., Найдьонов А.І.// Матеріали X міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту», 12-14 грудня 2019 р. - Ізмаїл: ДІ НУ «ОМА», 2019. - С. 132-134.

21. Лещев В.О. Візуальне моделювання впливу в'язкого тертя на критичні частоти крутильних коливань гребного валу судна / Лещев В.О., Найдьонов А.І. // Матеріали XI міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту», 3-4 грудня 2020 р. – Ізмаїл. – 2020. -С. 68-72.