

Міністерство освіти і науки України
Національний університет “Одеська морська академія”

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

Слободянюк Микола Васильович

УДК 621.431.74+621.43.068.4

ДИСЕРТАЦІЯ

ВДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСІВ ВПРИСКУ ПАЛИВА СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ

Спеціальність 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки

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


М. В. Слободянюк
(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник: Половинка Едуард Михайлович, д.т.н., професор
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Одеса - 2021

АНОТАЦІЯ

Слободянюк М.В. Вдосконалення процесів впрыску палива суднового дизеля. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки. – Національний університет «Одеська морська академія», МОН України, Одеса, 2021.

Під час експлуатації суднових дизельних двигунів залишаються не вирішеними проблеми щодо отримання інформації стосовно технічного стану елементів паливної системи високого тиску. Зазвичай під час експлуатації елементів високого тиску паливної системи надійність контролюють за визначеним виробником експлуатаційного ресурсу та за непрямими показниками, що вказують на марне витрачання пального або проведення невчасних заміन елементів високого тиску паливної системи суднового дизеля.

Аналіз інформаційного огляду публікацій та наукових робіт, присвячених основним напрямкам вирішення проблеми показав, що центральним напрямом вирішення даної проблеми є розробка способу та алгоритму контролю за надійністю та працездатністю елементів високого тиску паливної системи.

Запроваджене обґрунтування напряму дослідження надійності та працездатності визначаються перепадами тиску робочої речовини на елементах паливної системи високого тиску на всіх режимах роботи дизеля.

Розроблена технологічна карта дослідження, яка включає мету дисертаційного дослідження та його головну задачу, що поділена на три незалежні складові задачі. Сформульована і підтверджена гіпотеза наукового дослідження, також показано, що в результаті рішення незалежних складових

задач отримані відповідні наукові результати дисертаційної роботи. Надані результати роботи, яким притаманна наукова новизна, і виділені положення дослідження, що отримані вперше.

Значущість і практична цінність дисертаційного дослідження доведена до рівня конкретних методик і рекомендацій, адаптованих для використання у практичній діяльності.

Надаються результати завдань, які полягають у визначенні гідродинамічних характеристик у паливній системі високого тиску при роботі дизельного двигуна на змінних режимах, розробці складових математичної моделі механічних процесів у паливній системі високого тиску, здійсненні імітаційного моделювання характеристик подачі палива у судновому двигуні внутрішнього згоряння.

Використовуючи метод динамічного програмування, досліджена математична модель динаміки суднового комплексу, яка була доповнена компонентами, що враховують перехідні процеси у паливній апаратурі та забезпечують рух судна з максимальною середньою швидкістю та мінімальною витратою палива на одиницю шляху. Отримані співвідношення при моделюванні та оптимальному керуванні силовими агрегатами судових комплексів дозволили методом динамічного програмування виконати аналіз витрат палива на одиницю шляху при оптимальному керуванні порівняно з відповідним постійним керуванням. Рішення показало залежність стану суднового комплексу від збурень водного середовища при оптимальному та постійному керуванні.

Застосовуючи метод фізичного моделювання, створені умови щодо проведення на експериментальному стенді випробувань елементів паливної системи високого тиску суднового дизельного двигуна. Розроблено багатоканальний програмно-апаратний комплекс, який крім традиційних функцій запису вимірювальних показників переміщення та тиску в елементах паливної системи високого тиску, надає візуальну можливість безперервного

контролю за працездатністю і дозволяє приймати рішення щодо працездатності, не допускаючи аварійної ситуації. Розроблено комплекс керування рейкою паливного насоса високого тиску з відповідним програмним забезпеченням, що дозволило імітаційно моделювати вплив збурень на паливний насос високого тиску, ділянки трубопроводу та форсунки системи високого тиску, генерувати перехідні процеси гідродинамічного походження. Запропонована методика експериментальних досліджень для визначення гідродинамічних характеристик тиску робочої речовини в елементах паливної системи під час роботи дизельного двигуна в умовах динамічних випробувань, методика досліджень перехідних процесів у паливній апаратурі високого тиску суднового дизельного двигуна при зміні частоти обертання в діапазоні від мінімально до максимально стійких. Розроблено метод динамічних випробувань, який дозволив отримати навантажувальну і швидкісну характеристики з визначенням динаміки змін тиску на елементах паливної системи суднового дизеля у мінімальний термін з можливістю оцінювати перепади на кожному з елементів на всіх режимах роботи дизеля. Проведено розрахунок регресивних рівнянь для навантажувальної та швидкісної характеристики системи подачі палива, які вказують на статистичну значущість і придатність їх для подальшого використання в оцінці гідродинамічних процесів у системі паливоподачі суднового дизельного двигуна з подальшим визначенням надійності та працездатності.

Одним із напрямків покращення надійності та працездатності роботи елементів високого тиску паливної системи є контроль за перепадами тиску робочої речовини на всіх режимах роботи дизеля. Враховуючи проблемно-цільовий підхід, запропоновано технологію розробки програми контролю за надійністю та працездатністю паливної системи високого тиску суднового дизеля.

Положення щодо забезпечення способу контролю за надійністю та працездатністю елементів високого тиску паливної системи суднового дизеля здійснюється шляхом генерації антиподій (сценаріїв-альтернатив) з алгометричною послідовністю дій операторів, необхідних для здійснення процесу переходу з надзвичайної ситуації в штатну або екстремальну.

Наукова новизна отриманих в дисертації результатів полягає у створенні бази для вирішення задачі, яка пов'язана з організацією контролю за тиском робочої речовини в елементах паливної системи високого тиску для забезпечення її відповідної експлуатаційної надійності та недопущення аварійних умов шляхом визначення стану працездатності.

У дисертаційній роботі наукові положення, що визначають новизну отриманих результатів, полягають у наступному:

вперше:

- запропонована методика ймовірності (регресійній) побудови характеристик системи паливоподачі суднових дизелів за результатами експериментальних випробувань паливного насоса високого тиску, ділянки трубопроводу та форсунки паливної системи дизеля;

удосконалено:

- математичну модель механічних процесів у паливній системі високого тиску регресійним методом, з додаванням компонентів перехідних процесів у паливній апаратурі;

- методику побудови характеристик паливної системи високого тиску суднових дизельних двигунів на динамічних режимах шляхом експериментальних випробувань з отриманням швидкісної та навантажувальної характеристик;

набули подальшого розвитку:

- методика дослідження паливних систем високого тиску суднових дизельних двигунів.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що основні положення, висновки та результати дисертаційної роботи доведені до рівня конкретних методик і рекомендацій, адаптованих для використання у практичній діяльності щодо оцінки впливу паливної системи високого тиску на робочі процеси дизельного двигуна. При цьому:

1. Проведена модернізація експериментального стенда дала можливість виконати дослідження щодо регулювання паливної апаратури високого тиску дизелів. В результаті теоретико-експериментальних досліджень отримані характеристики процесу подачі палива при плавному регулюванні частоти обертів та керування переміщенням рейки паливного насоса високого тиску з тривалою безперервною реєстрацією, (Патент на корисну модель №132260 Україна, МПК F02M 65/00).

2. Спираючись на теоретико-експериментальні дані отриманої математичної моделі при проектуванні суднових установок, додані компоненти перехідних процесів паливної апаратури силових агрегатів суднових комплексів. Аналіз витрати палива на мильо шляху при оптимальному керуванні порівняно з відповідним постійним керуванням показав, що має місце економія близько 5%, (Акт впровадження від 28.05.2020 р. Державного підприємства Науково-дослідного проектно-конструкторського інституту).

3. Розділ 4 «Імітаційне моделювання та дослідження характеристик подачі палива під час роботи дизельного двигуна на змінних режимах» увійшов складовою частиною у заключний звіт науково-дослідної роботи в НУ «ОМА». (Акт використання дисертаційної роботи від 07.02.2021 р. НУ «ОМА»).

4. Результати дисертаційного дослідження були апробовані впродовж 2018-2019 н.р. шляхом внесення змін до навчально-методичного комплексу навчальних дисциплін кафедри корабельної енергетики та електроенергетичних систем Інституту Військово-Морських Сил НУ «ОМА»

та кафедри суднових енергетичних установок судномеханічного факультету НУ«ОМА». (Акт впровадження результатів дисертаційного дослідження у навчальному процесі від 26.03.2020 р. Інститут Військово-Морських Сил НУ«ОМА», Акт використання результатів дисертаційної роботи у навчальному процесі від 05.05.2020 р. НУ«ОМА»).

Ключові слова: паливна система, судновий дизель, характеристики подачі палива, технологія дослідження, параметри паливної системи, режими роботи паливної системи, імітаційне моделювання, програмно-апаратний комплекс, регресійні рівняння, спосіб контролю.

Список публікацій здобувача

Публікації у наукових фахових виданнях України

1. Половинка Е.М. Процессы впрыскивания топлива в судовом среднеоборотном дизеле на переменных режимах / Е.М. Половинка, **Н.В. Слободянюк** // Научно-технический сборник “Судовые энергетические установки”. – 2016. – Вып. 36. – С. 141-151.

2. Половинка Е.М. Программно-аппаратный комплекс для динамических безмоторных испытаний топливной аппаратуры дизелей / Е.М. Половинка, **Н.В. Слободянюк** // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – 2019. – №1 (20). – С. 109-121. DOI: 10.33815/2313-4763.2019.1.20.109-121.

3. Слободянюк Н.В. Особенности процесса впрыскивания на скоростной характеристике среднеоборотного дизеля в условиях переменных режимов / Н.В. Слободянюк // Збірник наукових праць національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова. – 2019. – № 1 (475). – С. 65-73. DOI: [https://doi.org/10.15589/znp2019.1\(475\).9](https://doi.org/10.15589/znp2019.1(475).9).

4. Слободянюк Н.В. Процесс впрыскивания топлива на скоростной характеристике среднеоборотного дизеля при переменных режимах / Н.В. Слободянюк // Двигуни внутрішнього згорання: Всеукраїнський

науково-технічний журнал, Харківський політехнічний інститут. – 2020. – № 1. – С. 28-37. DOI: 10.20998/0419-8719.2020.2.05.

5. Усов А.В. Оптимальное управление судовым дизелем при нестационарных режимах / А.В. Усов, Е.М. Половинка, **Н.В. Слободянюк** // Вісник Одеського національного морського університету збірник наукових прац. – 2020. – № 1 (61). – С. 131-139. DIO: 10.47049/2226-1893-2020-1-131-139.

6. Усов А.В. Моделирование и оптимальное управление силовыми агрегатами судового комплекса на нестационарных режимах / А.В. Усов, **Н.В. Слободянюк** // Прикладні питання математичного моделювання: наук. збірник. – Херсон, 2020. – Том. 3. – № 1. – С. 238-248. DIO: 10.32782/2618-0340/2020.1-3.24.

Публікації у науковому виданні України, яке внесено до
наукометричних баз

7. Половинка Е.М. Скоростные характеристики системы топливоподачи судового среднеоборотного дизеля на переменных режимах / Е.М. Половинка, **Н.В. Слободянюк** // Науковий журнал “Молодий вчений”. – 2017. - № 3 (43). – С. 735-741.

8. Polovinka E.M. Building a load characteristic of the fuel injection system of a ship's medium-speed engine diesel in dynamic tests conditions / E.M. Polovinka, **N.V. Slobodianiuk** // Науковий журнал “Technology audit and production reserves” . – 2018. – № 6/1(44). – С. 41-49. DOI: 10.15587/2312-8372.2018.152596.

9. Слободянюк Н.В. Динамические испытания системы топливоподачи судового среднеоборотного дизеля / Н.В. Слободянюк // Науковий журнал “Молодий вчений”. – 2019. – № 5 (69). – С. 19-24. DOI: <https://doi.org/10.32839/2304-5809/2019-5-69-4>

Публікації в інших іноземних виданнях:

10. Половинка Е.М. Влияние начальных условий на процесс топливоподачи среднеоборотного судового дизеля на переменных режимах / Е.М. Половинка, **Н.В. Слободянюк** // Науковий журнал “American Scientific Journal” – NY. – 2018. – №19. – С. 51-59.

Публікації за матеріалами наукових конференцій

11. Слободянюк Н.В. Работа системы топливоподачи судового среднеоборотного дизеля на переменных режимах / Н.В. Слободянюк, Е.М. Половинка // Матер. наук.-техн. конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 17.03.2016 – 18.03.2016. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія». – 2016. – С. 21–26.

12. Слободянюк Н.В. Процессы топливоподачи судового дизеля на переменных режимах / Н.В. Слободянюк, Е.М. Половинка // Матер. наук.-техн. конференції «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт», 23.03.2017 – 24.03.2017. Частина 1. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія». – 2017. – С. 23–29.

13. Слободянюк Н.В. Процесс впрыскивания топлива в судовом среднеоборотном дизеле на переменных режимах / Н. В. Слободянюк, Е.М. Половинка // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування : Матеріали 8-ї Міжнародної науково-практичної конференції СЕУТТОО-2017, 28.09.2017 – 29.09.2017. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2017. – С. 362–366.

14. Слободянюк Н.В. Исследование характеристик процессов топливоподачи на переменных режимах судового дизеля / Н.В. Слободянюк, Е.М. Половинка // Матер. наук.-техн. конференції «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт», 22.03.2018 – 23.03.2018. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія». – 2018. – С. 20–28.

15. Слободянюк Н.В. Динамічні випробування системи паливоподачі суднового середньообертового дизеля / Н.В. Слободянюк, Е.М. Половинка // Матер. наук.-техн. конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 21.03.2019 – 22.03.2019. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія». – 2019. – С. 141–146.

16. Слободянюк Н.В. Статистичні моделі характеристики паливоподачі суднового середньообертового дизеля / Н.В. Слободянюк, Е.М. Половинка // Матер. наук.-техн. конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 18.03.2020 – 19.03.2020. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія». – 2020. – С. 143–148.

17. Слободянюк Н.В. Процес впорскування палива на швидкісній характеристиці середньообертового дизеля при змінних режимах / Н.В. Слободянюк, Е.М. Половинка // XV Міжнародний Конгрес двигунобудівників, 08.09.2020 – 11.09.2020. – Харків : Харківський авіаційний інститут. – 2020. <https://khai.edu/ua/nauka/konferentsiyi/mizhnarodnij-kongres-dvigunobudivnikov/>

18. Слободянюк Н.В. Ефективність процесів впорскування палива суднового дизеля на нестационарних режимах / Н.В. Слободянюк // I Міжнародної наукової-практичної конференції «An integrated approach to science modernization, methods, models and multidisciplinary», 17.02.2021. – Вінниця : ГО «Європейська наукова платформа». – 2021. – С.234-236. DOI: 10.36074/grail-of-science.19.02.2021.046.

Охоронні документи

19. Патент на корисну модель №132260 Україна, МПК F02M 65/00 / Стенд для дослідження і регулювання паливної апаратури дизелів / Е.М. Половинка, **М.В. Слободянюк**, О.М. Кириленко; власник Національний університет «Одеська морська академія».; заявл. 22.05.2018; опубл. 25.02.2019, Бюл. №4/2019. 5с.

ABSTRACT

Slobodyanyuk M.V. Improvement of fuel injection processes of marine diesel engines. – Qualification scientific paper on the rights of the manuscript.

Dissertation paper for the degree of Candidate of Technical Sciences (doctor of philosophy) in the specialty 05.05.03 – «Engines and power installations». - National University «Odessa Maritime Academy», Ministry of Education and Science of Ukraine, Odessa, 2021.

During the operation of marine diesel engines, the problems of obtaining information on the technical condition of the elements of the high-pressure fuel system remain unresolved. During operation of high pressure elements of the fuel system, reliability is usually controlled by the specified exploitation resource of the manufacturer and by the indirect indicators which indicate wasted fuel consumption or untimely replacement of high pressure elements of the marine diesel fuel system.

The analysis of the information review of publications and scientific works which are devoted to the main directions of solving the problem has showed that the central direction of solving this problem is the development of a method and algorithm for monitoring the reliability and performance of high pressure fuel system elements.

Substantiation of the direction of research of reliability and efficiency has been introduced, which are determined by the pressure drops of the working substance on the elements of the high pressure fuel system in all modes of diesel operation.

A technological map of the research has been developed, which includes the dissertation research and its main task, which is divided into three independent components. The hypothesis of scientific research has been formulated and confirmed, it has also been shown that as a result of solving independent complex

problems the answers of scientific results of dissertation work have been obtained. The results of the work, which are inherent in scientific novelty, have been given, and the principles of the research, which have been obtained for the first time, have been highlighted.

The significance and practical value of the dissertation research has been brought to the level of specific methods and recommendations which are adapted for use in practice.

The results of tasks consisting in definition of hydrodynamic characteristics in fuel system of high pressure at work of the diesel engine on variable modes, development of components of mathematical model of mechanical processes in fuel system of high pressure, realization of simulation modeling of characteristics of fuel supply in the ship internal combustion engine have been resulted.

Using the method of dynamic programming, the studied mathematical model of the dynamics of the modern complex, which has been supplemented by components which allow the transients in the fuel equipment and ensure the movement of the vessel with maximum average speed and minimum fuel consumption per way. The obtained collaborations in the modeling and optimal control of power units of modern complexes, allowed the method of dynamic programming to perform an analysis of fuel consumption per unit way with optimal control compared to the corresponding permanent control. The solution has showed the dependence of the state of the modern complex on the perturbations of the aquatic environment with optimal and constant controlling.

Applying the method of physical modeling, the conditions for conducting tests on the experimental stand of the elements of the fuel system of high pressure marine diesel engine have been created. A multi-channel software and hardware complex has been developed, which in addition to the traditional functions of recording displacements and pressure in the elements of the high-pressure fuel system, provides a visual opportunity for continuous monitoring and allows to make decisions about efficiency without emergency. Integrated control of the high

pressure fuel pump rail with appropriate software has been developed, which has allowed to simulate the impact of perturbations on the high pressure fuel pump, sections of the pipeline and jets of the high pressure system, to generate transients of hydrodynamic origin. The method of experimental researches for determination of hydrodynamic characteristics of pressure of working substance in elements of fuel system during operation of the diesel engine in the conditions of dynamic tests has been offered. The method of researches of transients in the fuel equipment of high pressure of the marine diesel engine at change of frequency of rotation in the range from minimum to the most steady has been offered. A method of dynamic tests has been developed, which allowed to obtain load and speed characteristics with determination of the dynamics of pressure changes on the elements of the marine diesel fuel system in the shortest possible time with the ability to estimate differences on each of the elements in all modes of diesel operation.

The calculation of regression equations for the load and speed characteristics of the fuel supply system has been conducted, which indicate their statistical significance and suitability for further use in the assessment of hydrodynamic processes in the fuel supply system of a marine diesel engine with subsequent determination of reliability and performance.

One of the ways to improve the reliability and efficiency of the high-pressure elements of the fuel system is to control the pressure drops of the working substance in all modes of operation of the diesel engine. Taking into account the problem-based approach, the technology of developing a program for monitoring the reliability and efficiency of the high-pressure fuel system of marine diesel has been proposed.

Provisions for providing a method of monitoring the reliability and performance of high pressure elements of the fuel system of a marine diesel engine has been carried out by generating antipodes (alternative scenarios) with an algometric sequence of actions of operators which are required to carry out the transition from emergency to normal or extreme.

The scientific novelty of the results which have been obtained in the dissertation is to create a basis for solving the problem, which is connected with the organization of control over the pressure of the working substance in the elements of the high pressure fuel system to ensure its proper operational reliability and prevention of accidents by determining efficiency.

In the dissertation paper, the scientific provisions that determine the novelty of the results are as follows:

for the first time:

- the method of probability (regressive) construction of the characteristics of the fuel supply system of marine diesel engines based on the results of experimental tests of the high-pressure fuel pump, the pipeline section and the injector of the diesel fuel system has been proposed;

has been improved:

- mathematical model of mechanical processes in a high-pressure fuel system by regression method, with the addition of components of transients in fuel equipment;

- method of constructing the characteristics of the fuel system of high pressure marine diesel engines in dynamic modes, by experimental tests to obtain speed and load characteristics;

have been further developed:

- method of research of high pressure fuel systems of marine diesel engines.

The practical significance of the obtained results is that the main provisions, conclusions and results of the dissertation paper are brought to the level of specific methods and recommendations which are adapted for use in practice to assess the impact of high pressure fuel system on diesel engine processes. Herewith:

1. The modernization of the experimental stand has made it possible to perform research on the regulation of high-pressure diesel fuel equipment. As a result of theoretical and experimental researches the characteristics of the process of fuel supply at smooth regulation of speed and control of movement of a rail of

the fuel pump of a high pressure with long continuous registration have been received. (Patent for utility model №132260 Ukraine, IPC F02M 65/00).

2. Based on the theoretical and experimental data of the obtained mathematical model in the design of ship installations, the components of the transients of the fuel equipment of the power units of ship complexes have been added. Analysis of fuel consumption per mile of way with optimal control compared to the corresponding continuous control has showed that there are savings of about 5%. (Act of implementation dated 28.05.2020 of the State Enterprise of the Research Design Institute).

3. Section 4 «Simulation modeling and research of fuel supply characteristics during the operation of a diesel engine in variable modes» has been included in the final report of research work at NU «OMA». (Act of use of the dissertation paper from 07.02.2021 NU «OMA»).

4. The results of the dissertation research have been tested during 2018-2019 academic year. by making changes to the educational and methodological complex of disciplines of the Department of Ship Energy and Power Systems of the Institute of Naval Forces of NU «OMA» and the Department of Ship Power Installations of the Faculty of Naval Mechanics of NU «OMA». (Act of implementation of dissertation research results in the educational process dated March 26, 2020. Institute of Naval Forces of NU «OMA», Act of use of results of dissertation paper in the educational process from 05.05.2020 of NU «OMA»).

Key words: fuel system, marine diesel, fuel supply characteristics, research technology, fuel system parameters, fuel system operation modes, simulation modeling, software and hardware complex, regression equations, control method.

List of applicant's publications

Publications in scientific professional publications of Ukraine

1. Половинка Е.М. Процессы впрыскивания топлива в судовом среднеоборотном дизеле на переменных режимах / Е.М. Половинка,

Н.В. Слободянюк // Научно-технический сборник “Судовые энергетические установки”. – 2016. – Вып. 36. – С. 141-151.

2. Половинка Е.М. Программно-аппаратный комплекс для динамических безмоторных испытаний топливной аппаратуры дизелей / Е.М. Половинка, **Н.В. Слободянюк** // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – 2019. – №1 (20). – С. 109-121. DOI: 10.33815/2313-4763.2019.1.20.109-121.

3. Слободянюк Н.В. Особенности процесса впрыскивания на скоростной характеристике среднеоборотного дизеля в условиях переменных режимов / Н.В. Слободянюк // Збірник наукових праць національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова. – 2019. – № 1 (475). – С. 65-73. DOI: [https://doi.org/10.15589/znp2019.1\(475\).9](https://doi.org/10.15589/znp2019.1(475).9).

4. Слободянюк Н.В. Процесс впрыскивания топлива на скоростной характеристике среднеоборотного дизеля при переменных режимах / Н.В. Слободянюк // Двигуни внутрішнього згорання: Всеукраїнський науково-технічний журнал, Харківський політехнічний інститут. – 2020. – № 1. – С. 28-37. DOI: 10.20998/0419-8719.2020.2.05.

5. Усов А.В. Оптимальное управление судовым дизелем при нестационарных режимах / А.В. Усов, Е.М. Половинка, **Н.В. Слободянюк** // Вісник Одеського національного морського університету збірник наукових прац. – 2020. – № 1 (61). – С. 131-139. DIO: 10.47049/2226-1893-2020-1-131-139.

6. Усов А.В. Моделирование и оптимальное управление силовыми агрегатами судового комплекса на нестационарных режимах / А.В. Усов, **Н.В. Слободянюк** // Прикладні питання математичного моделювання: наук. збірник. – Херсон, 2020. – Том. 3. – № 1. – С. 238-248. DIO: 10.32782/2618-0340/2020.1-3.24.

Publications in the scientific edition of Ukraine, which are included in
scientometric databases

7. Половинка Е.М. Скоростные характеристики системы топливоподачи судового среднеоборотного дизеля на переменных режимах / Е.М. Половинка, **Н.В. Слободянюк** // Науковий журнал “Молодий вчений”. – 2017. - № 3 (43). – С. 735-741.

8. Polovinka E.M. Building a load characteristic of the fuel injection system of a ship's medium-speed engine diesel in dynamic tests conditions / E.M. Polovinka, **N.V. Slobodianiuk** // Науковий журнал “Technology audit and production reserves” . – 2018. – № 6/1(44). – С. 41-49. DOI: 10.15587/2312-8372.2018.152596.

9. Слободянюк Н.В. Динамические испытания системы топливоподачи судового среднеоборотного дизеля / Н.В. Слободянюк // Науковий журнал “Молодий вчений”. – 2019. – № 5 (69). – С. 19-24. DOI: <https://doi.org/10.32839/2304-5809/2019-5-69-4>

Publications in other foreign publications:

10. Половинка Е.М. Влияние начальных условий на процесс топливоподачи среднеоборотного судового дизеля на переменных режимах / Е.М. Половинка, **Н.В. Слободянюк** // Науковий журнал “American Scientific Journal” – NY. – 2018. – №19. – С. 51-59.

Publications based on scientific conferences

11. Слободянюк Н.В. Работа системы топливоподачи судового среднеоборотного дизеля на переменных режимах / Н.В. Слободянюк, Е.М. Половинка // Матер. наук.-техн. конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 17.03.2016 – 18.03.2016. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія». – 2016. – С. 21–26.

12. Слободянюк Н.В. Процессы топливоподачи судового дизеля на переменных режимах / Н.В. Слободянюк, Е.М. Половинка // Матер. наук.-техн. конференції «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт», 23.03.2017 – 24.03.2017. Частина 1. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія». – 2017. – С. 23–29.

13. Слободянюк Н.В. Процесс впрыскивания топлива в судовом среднеоборотном дизеле на переменных режимах / Н.В. Слободянюк, Е.М. Половинка // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування : Матеріали 8-ї Міжнародної науково-практичної конференції СЕУТТОО-2017, 28.09.2017 – 29.09.2017. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2017. – С. 362–366.

14. Слободянюк Н.В. Исследование характеристик процессов топливоподачи на переменных режимах судового дизеля / Н.В. Слободянюк, Е.М. Половинка // Матер. наук.-техн. конференції «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт», 22.03.2018 – 23.03.2018. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія». – 2018. – С. 20–28.

15. Слободянюк Н.В. Динамічні випробування системи паливоподачі суднового середньообертового дизеля / Н.В. Слободянюк, Е.М. Половинка // Матер. наук.-техн. конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 21.03.2019 – 22.03.2019. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія». – 2019. – С. 141–146.

16. Слободянюк Н.В. Статистичні моделі характеристики паливоподачі суднового середньообертового дизеля / Н.В. Слободянюк, Е.М. Половинка // Матер. наук.-техн. конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 18.03.2020 – 19.03.2020. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія». – 2020. – С. 143–148.

17. Слободянюк Н.В. Процес впорскування палива на швидкісній характеристиці середньообертового дизеля при змінних режимах / Н.В. Слободянюк, Е.М. Половинка // XV Міжнародний Конгрес двигунобудівників, 08.09.2020 – 11.09.2020. – Харків : Харківський авіаційний інститут. – 2020. <https://khai.edu.ua/nauka/konferentsiyi/mizhnarodnij-kongres-dvigunobudivnikov/>

18. Слободянюк Н.В. Ефективність процесів впорску палива суднового дизеля на нестационарних режимах / Н.В. Слободянюк // I Міжнародної

наукової-практичної конференції «An integrated approach to science modernization, methods, models and multidisciplinary», 17.02.2021. – Вінниця : ГО «Європейська наукова платформа». – 2021. – С.234-236. DOI: 10.36074/grail-of-science.19.02.2021.046.

Security documents

19. Патент на корисну модель №132260 Україна, МПК F02М 65/00 / Стенд для дослідження і регулювання паливної апаратури дизелів / Е.М. Половинка, **М.В. Слободянюк**, О.М. Кириленко; власник Національний університет «Одеська морська академія».; заявл. 22.05.2018; опублік. 25.02.2019, Бюл. №4/2019. 5с.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ....	22
ВСТУП.....	24
Розділ 1. ТЕХНОЛОГІЇ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПАЛИВНИХ СИСТЕМ ВИСОКОГО ТИСКУ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ.....	31
1.1. Характеристики процесів роботи суднового дизеля на перехідних режимах.....	31
1.2. Вплив паливної системи на процес роботи суднового дизельного двигуна.....	39
1.3. Стан та оцінка сучасної теорії паливних систем суднових дизельних двигунів працюючих на змінних режимах.....	50
1.4. Висновки по розділу 1.....	63
Розділ 2. МЕТА, ЗАВДАННЯ ТА ТЕХНОЛОГІЯ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ.....	65
2.1. Вибір теми дослідження.....	65
2.2. Мета та завдання дослідження.....	68
2.3. Технологія дисертаційного дослідження.....	69
2.4. Висновки по розділу 2.....	72
Розділ 3. ПАРАМЕТРИ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ВИСОКОГО ТИСКУ ПІД ЧАС РОБОТИ НА ЗМІННИХ РЕЖИМАХ.....	73
3.1. Складові математичної моделі механічних процесів у паливній системі високого тиску з урахуванням інерційності.....	73
3.2. Побудова оптимального рівняння паливної системи суднового дизеля з урахуванням перехідних процесів.....	76
3.3. Висновки по розділу 3.....	84
Розділ 4. ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПОДАЧІ ПАЛИВА ПІД ЧАС РОБОТИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА НА ЗМІННИХ РЕЖИМАХ.....	85
4.1. Опис експериментального стенда.....	85

4.1.1. Технічні характеристики досліджуваної паливної системи...	87
4.1.2. Багатоканальний програмно-апаратний комплекс для вимірювання тиску в системі подачі палива.....	95
4.1.3. Комплекс керування положенням рейки паливного насоса високого тиску.....	103
4.2. Характеристики системи подачі палива суднового дизельного двигуна в умовах динамічних випробувань.....	116
4.2.1. Навантажувальна характеристика.....	116
4.2.2. Швидкісна характеристика.....	125
4.3. Рівняння взаємозв'язку параметрів процесу подачі палива суднового дизельного двигуна.....	136
4.3.1. Регресійні рівняння для навантажувальної характеристики.	142
4.3.2. Регресійні рівняння для швидкісної характеристики.....	151
4.5. Висновки по розділу 4.....	161
Розділ 5. ТЕХНОЛОГІЯ РОЗРОБКИ ПРОГРАМИ КОНТРОЛЮ ЗА НАДІЙНІСТЮ ТА ПРАЦЕЗДАТНІСТЮ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ВИСОКОГО ТИСКУ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ.....	163
5.1. Технологія розробки програми контролю.....	163
5.2. Основні положення щодо способу контролю за надійністю та працездатністю елементів високого тиску паливної системи суднового дизеля.....	168
5.3. Висновки по розділу 5.....	176
ВИСНОВКИ.....	178
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	182
Додатки.....	195
Додаток А. Список публікацій здобувача за темою дисертації.....	196
Додаток Б. Апробація результатів роботи.....	198
Додаток В. Акти впровадження результатів роботи.....	200

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ

n – частота обертання колінчастого валу дизельного двигуна, об/хв;

n_p – частота обертання розподільного валу, об/хв;

N_e – ефективна потужність дизельного двигуна, кВт;

$M_{кр}$ – крутящий момент дизельного двигуна, Н·м;

M_e – ефективний крутящий момент, Н·м;

η_i – індикаторний коефіцієнт корисної дії;

γ_r – коефіцієнт залишкових газів;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

η_n – коефіцієнт наповнення;

η_m – механічний коефіцієнт корисної дії;

p_e – середній ефективний тиск, Па;

p_i – середній індикаторний тиск, Па;

p_z – тиск згоряння палива, Па;

p_r – поточний тиск газу у циліндрі дизельного двигуна, Па;

$q_{ц}$ – циклова подача палива, кг/цикл;

g_i – питома індикаторна витрата палива, кг/(кВт·год);

g_e – питома ефективна витрата палива, г/кВт·г;

ϕ – кут повороту колінчастого вала, град, рад;

Q_n – теплотворна здатність палива, кДж/кг;

p'_n – тиск палива у штуцері насоса, Па;

h_r – переміщення голки форсунки, мм;

m_p – положення рейки паливного насоса високого тиску, мм;

t – поточний час, с.;

ω_p – кутова швидкість гребного валу.

АЦП – аналого-цифровий перетворювач;

ВМТ – верхня мертва точка;

ВОД – високообертовий двигун;

ГРК – гвинт регульованого кроку;

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння;

ДЕУ – дизельна енергетична установка;

ДКРН – двотактний, крейцкопфний, реверсивний двигун з наддувом;

МОД – малообертовий двигун;

ПСВТ – паливна система високого тиску;

ПНВТ – паливний насос високого тиску;

ПК – персональний комп'ютер;

СОД – середньообертовий двигун;

USB – англ. Universal Serial Busi – укр. універсальна послідовна шина.

ВСТУП

Актуальність теми. Зміни технологій у процесі виробництва суднових дизельних двигунів вказують на необхідність подальшого підвищення надійності і працездатності як самих двигунів так і окремих вузлів.

В процесі створення суднових дизелів увага науковців була спрямована на економічні показники, потім на надійність тощо.

Суднові дизельні двигуни більшу частину експлуатаційного часу працюють зі стабільними навантаженнями. Різкі зміни режиму негативно впливають на роботу дизельного двигуна і, в першу чергу, паливної системи.

З огляду на необхідність контролю за роботою паливної системи актуальною стає проблема забезпечення надійності та працездатності елементів високого тиску паливної системи суднового дизельного двигуна на науково-методологічному технологічному та конструктивному рівнях.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Тема дисертаційного дослідження пов'язана з реалізацією основних положень і вирішенню основних задач, передбачених Транспортною стратегією України, Закону України щодо «Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року» (№ 430-р від 30.05.2018 р.) і плану виконання науково-дослідних робіт Національного університету «Одеська морська академія» за темою «Підвищення ефективності робочих процесів суднових енергетичних установок на базі сучасних технічних інформаційних технологій» ДР № 0116U002390, де автор дисертації підготував окремий розділ: «Процес вприску палива у судновому середньообертовому дизелі на змінних режимах».

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є збереження надійності та працездатності елементів високого тиску паливної системи суднового дизеля.

Гіпотеза дослідження полягає у тому, що надійність і працездатність елементів високого тиску паливної системи визначаються перепадами на кожному з них тиску робочої речовини на всіх режимах роботи дизеля.

Головне завдання дисертаційного дослідження полягає в розробці способу та алгоритму контролю за надійністю та працездатністю елементів високого тиску паливної системи дизеля.

Для виконання головного завдання дисертаційного дослідження вирішити допоміжні завдання:

1. Визначити гідродинамічні характеристики в паливній системі високого тиску при роботі дизельного двигуна на змінних режимах.
2. Розробити математичну модель механічних процесів в паливній системі високого тиску регресійним методом.
3. Здійснити імітаційне моделювання характеристик подачі палива у судовому ДВЗ.

Об'єкт дослідження. Об'єктом дослідження є функціонування паливної системи судового дизельного двигуна внутрішнього згорання, який працює на змінних режимах.

Предмет дослідження. Предметом дослідження є процес биття в паливній апаратурі високого тиску судового дизельного двигуна.

Методи дослідження. Для пошуку рішень поставлених завдань у дисертаційному дослідженні були використані наступні методи:

- дедукції (інформаційного пошуку основних напрямів підвищення ефективності технічної працездатності паливної апаратури високого тиску судового дизельного двигуна);
- експертного оцінювання (для визначення теми дисертаційної роботи);
- системного аналізу (при визначенні мети і завдань дослідження, а також при розробці технологічної карти дослідження);

- статистичної обробки експериментальних даних (при оцінці похибок вимірювань регресійних рівнянь процесів паливоподачі системи високого тиску суднового дизельного двигуна);

- фізичного моделювання (при розробці комплексу керування паливною системою високого тиску суднового дизельного двигуна на експериментальному стенді);

- імітаційне моделювання (при побудові моделі характеристик подачі палива у судновому ДВЗ);

- динамічного програмування (при розв'язанні задачі шляхом її розбиття на декілька однакових підзадач, рекурентно пов'язаних між собою).

Наукова новизна одержаних результатів. Наукова новизна одержаних результатів полягає у створенні процесу контролю за надійністю та працездатністю елементів високого тиску паливної системи дизеля у робочому діапазоні частоти обертів.

Наукові рішення, що визначають новизну отриманих результатів, полягають у наступному:

вперше:

- запропонована методика ймовірності (регресивної) побудови характеристик системи паливоподачі суднових дизелів за результатами експериментальних випробувань паливного насоса високого тиску, ділянки трубопроводу та форсунки паливної системи дизеля;

удосконалено:

- математичну модель механічних процесів у паливній системі високого тиску регресивним методом з додаванням компонентів перехідних процесів у паливної апаратурі;

- методику побудови характеристик паливної системи високого тиску суднових дизельних двигунів на динамічних режимах шляхом експериментальних випробувань з отриманням швидкісної та навантажувальної характеристик;

набули подальший розвиток:

– методика дослідження паливних систем високого тиску суднових дизельних двигунів.

Практичне значення одержаних результатів. Практичне значення одержаних результатів полягає в тому, що основні положення, висновки та результати дисертаційної роботи доведені до рівня конкретних методик і рекомендацій, адаптованих для використання у практичній діяльності щодо оцінки впливу паливної системи високого тиску на робочі процеси дизельного двигуна. При цьому:

1. Надана модернізація експериментального стенду дала можливість проводити дослідження щодо регулювання паливної апаратури високого тиску дизелів. В результаті теоретико-експериментальних досліджень одержані характеристики процесу подачі палива при плавному регулюванні частоти обертів та керування переміщенням рейки паливного насоса високого тиску з тривалою безперервною реєстрацією. (Патент на корисну модель №132260 Україна, МПК F02M 65/00).

2. Спираючись на теоретико-експериментальні дані, одержаної математичної моделі, при проектуванні суднових установок додані компоненти перехідних процесів паливної апаратури силових агрегатів суднових комплексів. Аналіз витрати палива на мильо шляху при оптимальному керуванні порівняно з відповідним постійним керуванням показав, що має місце економія близько 5%. (Акт впровадження від 28.05.2020 р. Державного підприємства Науково-дослідного проектно-конструкторського інституту).

3. Розділ 4 «Імітаційне моделювання та дослідження характеристик подачі палива при роботі дизельного двигуна на змінних режимах» увійшов складовою частиною у заключний звіт науково-дослідної роботи в НУ «ОМА». (Акт використання дисертаційної роботи від 07.02.2021 р. НУ «ОМА»).

4. Результати дисертаційного дослідження були апробовані впродовж 2018-2019 н.р. шляхом внесення змін до навчального методичного комплексу навчальних дисциплін кафедри корабельної енергетики та електроенергетичних систем Інституту Військово-Морських Сил НУ«ОМА» та кафедри суднових енергетичних установок судномеханічного факультету НУ«ОМА». (Акт впровадження результатів дисертаційного дослідження у навчальному процесі від 26.03.2020 р. Інститут Військово-Морських Сил НУ«ОМА», Акт використання результатів дисертаційної роботи у навчальному процесі від 05.05.2020 р. НУ«ОМА»).

Особистий внесок здобувача. Здобувач самостійно виконав дисертаційну роботу: він виявив важливі аспекти вирішення завдань сучасних теорій надійності паливних систем високого тиску суднових дизельних двигунів та детально проаналізував їх, провів інформаційний пошук у цьому напрямку та обґрунтував методологічне забезпечення дисертаційного дослідження, розробив методики побудови процесу управління пропульсивним комплексом судна, характеристику системи оцінки подачі палива суднових дизельних двигунів.

В дисертації з 19 наукових праць, опублікованих у співавторстві, використані тільки ті положення, які належать автору особисто: шляхи дослідження процесу вприску при компактній зміні частоти обертання [62]; запропоновані технологію проведення експериментального дослідження паливної апаратури [61]; обґрунтована задача оптимізації витрат палива в умовах динаміки суднового комплексу та стану водної поверхні [97]; запропонована методика контролю руху суднового комплексу на нестационарних режимах з максимальною середньою швидкістю і мінімальною витратою палива на одиницю шляху [98]; Описано практичну складову експериментального дослідження швидкісних характеристик системи подачі палива суднового дизельного двигуна за різних початкових умов [64]; визначені та досліджені фактори, які впливають на процес подачі

палива під час зміни режимів [65]; описані та досліджені гідродинамічні процеси в паливній системі високого тиску дизельного двигуна на змінних режимах [86].

Апробація результатів дисертаційної роботи. Основні положення роботи та окремі її розділи доповідалися, обговорювалися та отримали позитивні відгуки на науково-технічних конференціях: Науково-технічній конференції «Морський та річковий флот: Експлуатація і ремонт» (Одеса, 2016); Науково-технічній конференції «Річковий та морський флот: Експлуатація і ремонт», (Одеса, 2017); 8-й Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування СЕУТТОО-2017», (Одеса, 2017); Науково-технічній конференції «Річковий та морський флот: Експлуатація і ремонт», (Одеса, 2018); Міжнародній науково-технічній конференції «Морський та річковий флот: Експлуатація і ремонт», (Одеса, 2019); Науково-технічній конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», (Одеса, 2020); XXV Міжнародному конгресі двигунобудування, (Харків, 2020); Міжнародній конференції математичного моделювання МКММ-2020, (Херсон, 2020); I Міжнародній науково-практичній конференції «An integrated approach to science modernization, methods, models and multidisciplinary», (Вінниця, 2021).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 19 наукових праць, з яких 6 – у наукових фахових виданнях України (що входять до переліку наукових фахових видань України, які рекомендовані МОН України для публікації результатів дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук); 3 – наукові статті, опубліковані у наукових виданнях України, які внесені до наукометричних баз; 1 – наукова стаття, опублікована в іншому іноземному виданні; 8 – у збірниках за матеріалами міжнародних конференцій і 1 охоронний документ: патент на корисну модель.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг роботи складає 204 сторінок комп'ютерного тексту, із них 181 сторінок основного тексту дисертації, 49 рисунків, 36 таблиць, список використаної літератури нараховує 109 найменувань на 13 сторінках, 3 додатки на 9 сторінках.

РОЗДІЛ 1

ТЕХНОЛОГІЇ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПАЛИВНИХ СИСТЕМ ВИСОКОГО ТИСКУ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

1.1 Характеристики процесів роботи суднового дизеля на перехідних режимах

Аналіз існуючих умов роботи суднових дизельних двигунів залежить від характеристик процесів, які відбуваються в експлуатаційних умовах [17, 77].

Під режимом роботи суднового дизеля мають на увазі умови, за яких відбувається робочий процес. Режим роботи характеризується навантаженням та частотою обертання, а також законом зміни навантаження, частоти обертання та інших основних параметрів роботи дизеля (крутячого моменту, потужності, питомої та годинної витрати палива, коефіцієнтом корисної дії) [83].

Залежно від призначення та особливостей використання змінюється і режим роботи дизельного двигуна. Режим роботи головного дизельного двигуна визначається переважно залежністю потужності, споживаної гребним гвинтом від частоти обертання, тобто властивостями споживача енергії, а не самого дизеля. У зв'язку з цим виникають специфічні особливості експлуатації суднових дизельних двигунів. Двигун, який працює на гребний гвинт, на відміну від стаціонарного, практично завжди працює на змінних режимах через постійні зміни зовнішніх умов руху судна [109].

Дизель реагує на всі зміни зовнішнього середовища через пропульсивний комплекс та, зокрема, гребний гвинт, що змінює свою гвинтову характеристику, і через зміну масового заряду повітря в циліндрах [35].

Режим роботи дизеля визначається крутящим моментом, який він розвиває частотою обертання вала та умовами експлуатації. Можливість роботи дизеля на тому чи іншому режимі залежить від його характеристик і характеристики споживача потужності – гребного гвинта.

Існує багато факторів, які або раптово, або закономірно змінюють гвинтову характеристику дизеля при експлуатації судна [36, 87].

До раптових факторів можна віднести збільшення опору руху судна від поривів вітру або під час шквалів, вихід судна на мілководдя, команди з містка про зміну режиму роботи дизельного двигуна, обмерзання корпусу та пов'язане з цим збільшення осадки судна, виключення з роботи одного або декількох циліндрів в аварійних ситуаціях тощо [72].

До закономірних та передбачуваних факторів можна віднести обростання та корозію корпусу судна під час плавання, особливо при тривалих стоянках та плаванні в тропіках, зміну температури заборотної води при плаванні судна на лінії північ–південь, зміну температури навколишнього повітря та його вологості тощо.

Дія перерахованих та інших факторів на зміну режимів робочого процесу дизеля очевидна, її враховують під час проектування та експлуатації дизельних двигунів за накопиченими та обробленими багаторічними статистичними матеріалами [73].

Дія випадкових та закономірних факторів проявляється одночасно або неодноразово, але завжди змінює робочий режим дизеля, відхиляючи робочі параметри від номінальних значень.

У комплексі «судно-рушій-передача-головний» робота дизельних двигунів визначається умовою, що впливає на режими роботи двигуна та має такі фактори: опір води під час руху судна; зміна опору, що припадає на гребний гвинт і, як наслідок цього, зміна моменту, необхідного для обертання гребного гвинта, та моменту, який розвивається головним двигуном [74].

Під час експлуатації головний судновий дизельний двигун має два режими роботи: сталий і несталий (перехідний).

Сталий режим вважає постійність у часі основних параметрів робочого процесу, частоту обертання гребного гвинта та теплового стану дизеля. Цей режим характерний при плаванні судна на глибокій воді у відкритому морі, за хороших погодних умов, коли дизельний двигун на тривалий час виведено на встановлений режим на якому він працює без зміни [66].

Несталий (перехідний) режим виникає під час зміни частоти обертання гвинта в залежності від необхідності виконувати ті чи інші маневри судну, при плаванні в штормову погоду, у кризі, у вузькому форваторі та на мілководді, при заході судна в порт тощо. При цьому робочі параметри та тепловий стан дизеля, динамічна та тепла напруженість деталей змінні за часом, часто змінюють свої значення від мінімуму до максимуму. При перехідних режимах (пуск, реверс) можливі значні перевантаження дизельного двигуна по крутящому моменту, великі термічні напруги деталей, що нерідко призводить до аварій деталей і вузлів [90, 66].

Для сучасних суднових двигунів характерний високий рівень напруженості робочого процесу. Елементи конструкції і, в першу чергу, деталі циліндропоршневої групи двигунів, відчувають дію великих теплових і механічних навантажень [7, 9].

Дизелебудівні заводи та фірми, призначаючи номінальну потужність, як правило, залишають дуже невеликі резерви на випадок можливого її перевищення під час експлуатації, або зміни технічного стану двигуна та параметрів навколишнього середовища, що зумовлює наявність незначного розриву між робочими рівнями теплової та механічної напруженості двигунів на номінальному режимі та їх граничними значеннями. Про це в останні роки свідчать випадки, які почастишали щодо виходу з ладу головок поршнів, втулок та кришок робочих циліндрів, появи інтенсивних зносів циліндрів і пошкоджень та викришування антифрикційного сплаву підшипників тощо

[71]. Тому велике значення має правильний вибір режиму роботи. Це особливо важливо при призначенні режимів роботи в умовах підвищеного опору руху судна, що обумовлюють зменшення числа обертів [91, 4].

Встановлювати режими двигуна необхідно виходячи з властивою йому обмежувальною характеристикою, під якою розуміється аналітична або графічна залежність енергетичних показників двигуна, що визначає верхню межу області допустимих в експлуатації режимів від числа його обертів [40].

Ця характеристика може захищати двигун від надмірних перевантажень, неприпустимих навіть при короткочасній роботі (загороджувальна характеристика до паливного насоса) або від перевантажень, неприпустимих лише при тривалій роботі обмежувальної характеристики до теплової та механічної напруженості.

Характеристикою двигуна називається аналітична або графічна залежність його показників від одного з незалежних показників (незалежних змінних). За допомогою характеристик встановлюються функціональні зв'язки між основними параметрами двигунів та факторами, які впливають на їх експлуатацію. До основних характеристик двигунів відносяться швидкісні та навантажувальні. У швидкісних характеристиках незалежною змінною є частота обертання двигуна n , у навантажувальних – ефективна потужність N_e , середній ефективний тиск p_e та крутящий момент M [100].

Умови проходження робочого процесу, що характеризуються сукупністю його основних показників, називаються режимом роботи двигуна.

Характеристики двигунів можуть бути отримані розрахунковим шляхом або експериментально [34]. Значну достовірність мають характеристики двигунів, що отримані експериментально. Для цього двигуни проходять спеціальні випробування на заводських стендах, в широкому інтервалі зміни частоти обертання змінюється їх потужність (швидкісні

характеристики) або при постійній частоті обертання змінюється навантаження (навантажувальні характеристики).

Основними енергетичними та економічними показниками експлуатаційних характеристик роботи суднового дизельного двигуна є величини N_e , M_e , p_e , g_e , які залежать від одних і тих самих параметрів робочого циклу η_n , α , γ_g , η_i , η_m , n [24].

Загороджувальна характеристика паливного насоса відповідає роботі двигуна з максимально допустимими подачами палива, величина яких визначається положенням рейки паливного насоса відносно опору. В процесі експлуатації двигун може виходити на цю характеристику лише в точці перевантажувального режиму, якій відповідають $N_e = 110\% \cdot N_{e_{ном}}$ та $n = 103\% \cdot n_{ном}$. Тривалість роботи в цьому режимі не повинна перевищувати 1 год.

Обмежувальна характеристика теплової та механічної напруженості відповідає роботі двигуна з такими навантаженнями, які забезпечують збереження його теплової та механічної напруженості на рівні номінального або експлуатаційного режиму. Режим роботи двигуна повинен бути у межах цієї характеристики. Всі режими, що лежать вище обмежувальної характеристики з теплової та механічної напруженості, є перевантажувальними, й експлуатувати двигуни на цих режимах не рекомендується. Як виняток, допускається лише короткочасна робота двигуна при перевантаженні (маневр, погодні умови тощо).

Обмежувальна характеристика є чисто умовною і перехід двигуна за її межі – на зовнішню номінальну характеристику або загороджувальну характеристику до паливного насоса – конструктивно нічим не обмежено.

Для всіх двигунів без наддуву, крім МОД, обмежувальною характеристикою може служити характеристика $M_{кр} = \text{const}$ або $p_e = \text{const}$. У цьому випадку за будь-якої частоти обертання середній ефективний або

середній індикаторний тиск робочого циклу не повинен виходити за межі значень, встановлених для номінального режиму.

Про рівень теплової та механічної напруженості в першому наближенні, за відсутності індикаторного приводу можна судити по температурах відпрацьованих газів і максимальних тисках згоряння p_z . Останні також повинні укладатися в межі номінального режиму.

Для сучасних форсованих двигунів з газотурбінним наддувом вибирати режим роботи складніше, тому що характеристика $p_e = \text{const}$, особливо при оборотах, менших $90\% \cdot n_{\text{ном}}$, не гарантує роботу двигуна без перевантажень, і тому при зниженні швидкісного режиму потрібно зменшувати подачу палива і переходити на режими більш низьких p_e .

Щоб мати достатній запас потужності і цим забезпечити роботу двигуна в реальних умовах експлуатації без теплових і механічних перевантажень, виробники застосовують гребні гвинти таким чином, щоб за повної осадки та номінального числа обертів двигун завантажувався на 85-90% від номінальної потужності. Тоді експлуатаційний режим повного ходу, в залежності від стану корпусу (ступінь його обростання), погодних умов та завантаження судна, буде автоматично укладатися в оптимальній робочій зоні.

Сучасні форсовані дизелі з наддувом мають властивість, що робота на зниженій частоті обертання часткової зовнішньої характеристики супроводжується зменшенням тиску наддуву. Це призводить до зниження вагового заряду повітря в циліндрі, зменшення коефіцієнта надлишку повітря для згоряння і, отже, до збільшення середньої температури газів під час робочого ходу та вільного випуску. В результаті збільшується теплове навантаження на газовипускні органи, а в деяких випадках спостерігається підвищення температури поршня.

При низькому ступені наддуву робота дизеля на зниженій частоті обертання часткової зовнішньої характеристики супроводжується зростанням

максимального тиску газів у циліндрі внаслідок збільшення часу для підготовки палива та його згоряння на ділянці до верхньої мертвої точки. Це призводить до збільшення механічних навантажень на деталі дизеля. Тому, хоча дизель і здатний сприйняти навантаження, відповідне будь-якій точці зовнішньої характеристики, швидкісні обмежувальні характеристики встановлюються завжди нижче зовнішньої характеристики.

При побудові швидкісних характеристик як параметр навантаження використовується потужність дизеля або розвивається їх крутящий момент. Для практичного застосування швидкісних характеристик доцільно використовувати й інші параметри, пов'язані з потужністю або обертовим моментом певними співвідношеннями та в той самий час контрольовані в процесі експлуатації.

Для суднових дизелів параметри навантаження можуть застосовуватися: середній індикаторний тиск; циклова подача палива; стан рейок паливних насосів [37, 12].

Середній індикаторний тиск прямо пропорційний внутрішньому крутящому моменту, що розвивається двигуном. Він найбільшою мірою характеризує механічні та теплові навантаження в правильно відрегульованому дизелі, тому що безпосередньо пов'язаний з робочим процесом у циліндрах. Однак процедура визначення тиску трудомістка та не завжди забезпечена апаратними засобами.

Циклічна подача палива [54] $q_{ц}$ або пропорційне їй відношення витрати палива до частоти обертання дизеля G/n . Зв'язок їх із середнім індикаторним тиском p_i визначається співвідношенням:

$$q_{ц} = c \cdot G/n = c_1 \cdot p_i \cdot g_i / Q_{н},$$

де c , c_1 – постійні коефіцієнти; g_i – питома індикаторна витрата палива; $Q_{н}$ – теплота згоряння палива.

Отже, якщо є швидкісна обмежувальна характеристики в координатах $p_i - n$, то для переходу до обмежувальної характеристики в координатах $q_{ц} - n$

досить врахувати зміну g_i за результатами стендових випробувань, а також можлива в умовах експлуатації зміна теплоти згоряння палива. Зазвичай, при переналаштуванні характеристики в зазначені координати зміною q_i нехтують.

Положення рейок ПНВТ або показчики навантаження – існує стійка лінійна залежність між цими параметрами, яка може порушуватися при зміні сорту або партії застосовуваного палива, при заміні або вимушеному регулюванні паливних насосів, а також внаслідок зносу прецизійних пар насосів та форсунок.

Тому, при використанні як параметра навантаження показчика навантаження або індексу ПНВТ, слід періодично перевіряти їх співвідношення із середнім індикаторним тиском або циклічною подачею палива.

На параметри робочого процесу і теплову напруженість дизеля, крім циклічної подачі палива та частоти обертання, впливають параметри повітря на вході у двигун [80]. Підвищення температури, зниження атмосферного тиску та підвищення відносної вологості, призводить до зменшення масового заряду повітря в циліндрі і до зростання температур робочого циклу.

Стандартними атмосферними умовами для суднових дизелів є [92]:

- | | |
|--|--------------|
| – температура навколишнього середовища, К (°C) | – 300 (27); |
| – барометричний тиск, кПа (мм рт.ст.) | – 100 (750); |
| – відносна вологість повітря, % | – 60. |

Дослідження показали, що при виборі способу керування дизелем слід враховувати, що не стаціонарність режиму меншою мірою впливає на теплову та механічну напруженість двигуна, якщо зміна режиму відбувається за рахунок зміни частоти обертання при постійній, або мало змінюється при циклічній подачі палива. Обумовлено це тим, що циклічна подача найбільшою мірою визначає температурний стан деталей циліндропоршневої групи та швидка її зміна призводить до помітного спотворення

температурного поля деталей та до появи додаткових термічних напружень [31].

В роботі [57] Патрахальцевим М. М., Пономарьовим М. Н., Савастенком А. А. надані результати розрахунково-експериментального дослідження впливу зміни початкового тиску палива в лініях високого тиску паливної апаратури дизеля на зміну його динамічних якостей. Досліджений режим – розгін двигуна з навантажувальним пристроєм, але без завантаження. Об'єкт дослідження – дизель 6ЧН15/18. Зроблені висновки, що вплив перехідних процесів в паливній апаратурі дизельного двигуна може позитивно або негативно позначатися на динамічних якостях двигуна, що визначається властивими двигуну характеристиками зміни початкового тиску в лінії високого тиску паливної апаратури, а також величинами факторів впливу режимних параметрів на зміну початкового тиску та факторів впливу останнього на крутящий момент дизеля.

Таким чином, можна стверджувати, що характеристики процесу роботи двигуна знаходяться у строго встановлених конструктивних параметрах та вимагають певних методів дослідження.

1.2 Вплив паливної системи на процес роботи суднового дизельного двигуна

При розробці діагностичних систем дизельних двигунів традиційно основна увага приділяється контролю за паливною апаратурою [105, 57, 12]. Викликано це двома причинами. По-перше, саме налаштуванням паливної апаратури визначаються найважливіші характеристики процесу згоряння – момент займання палива в циліндрі та якість його подальшого згоряння. По-друге, як показують численні дослідження, на частку паливної апаратури припадає значна кількість відмов в експлуатації. Залежно від типу двигуна та

його конструкції відсоток несправностей, що припадають на паливну апаратуру, коливається в межах 12-30%.

Слід зазначити, що офіційні цифри занижені. Викликано це тим, що не завжди є можливим в експлуатації достовірно визначити відхилення в роботі паливної апаратури.

Сучасний стан ремонтних робіт паливних систем суднових дизельних двигунів пред'являє свої специфічні вимоги до діагностування. В першу чергу, це універсальність діагностичного обладнання, застосовність його до різних типів двигунів. По-друге, це можливість виконання діагностичних робіт на часткових режимах роботи двигунів або можливості на холостому ході [12, 32, 82]. При виборі напряму діагностування паливної апаратури традиційно розглядаються три методи: віброакустичний, за ходом голки-форсунок та за тиском палива у складових системи високого тиску.

При роботі форсунок виникають періодичні ударні імпульси, які можуть бути зафіксовані вібровимірювальною апаратурою. За фазовими характеристиками цих збурень можуть бути визначені такі найважливіші показники роботи паливної апаратури, як момент початку подачі палива, момент закінчення подачі палива, а отже, і тривалість подачі палива [80, 29].

За формою та амплітудою вібрації можна визначити низку характерних несправностей форсунок [29].

Як показала практика та спеціально проведені дослідження, достовірне визначення характеристик подачі палива є вкрай скрутним [30, 41].

Складнощі виникають, зокрема, через відсутність очікуваних ударних імпульсів у форсунок навіть з незначними відхиленнями в роботі, що призводить до непрацездатності методів у цьому випадку. З іншого боку, у зв'язку з тим, що для аналізу фазових характеристик неможливо застосувати методи спектрального аналізу високочастотної вібрації, розглядаються «шуми» низької частоти. Останні, як відомо, добре поширюються щодо металевих деталей дизеля, а отже, поряд з корисним сигналом від елементів

форсунки, на віброграм будуть накладені сторонні «шуми» від перекладки поршня, ударів клапанів тощо. Ситуація ускладняється в багатоциліндрових дизелях. З цих причин, незважаючи на привабливу простоту обладнання та діагностування експерименту, цей метод останнім часом застосовується рідко, як правило, на експериментальних стендах на базі електроприводу.

Значно більшою вірогідністю та діагностичною цінністю, порівняно з сигналом вібрації, володіє діаграма, отримана за допомогою датчика переміщення. Як правило, це індуктивний датчик, встановлений на форсунці таким чином, що його приймальна частина – рухливий шток, переміщається разом з голкою форсунки. Очевидно, що не всяка конструкція двигуна це дозволяє [41].

Поряд з фазовими характеристиками за діаграмою визначається висота підйому голки, наявність коливань голки в процесі подачі палива, «підвприску». Розраховуються темп (швидкість) підйому голки, темп посадки голки та інші характеристики. У сукупності, всі ці параметри дозволяють визначити багато несправностей форсунки і паливного насоса високого тиску [25].

Недоліком методу, крім зазначеної вище малої універсальності, є і низька надійність індуктивного датчика, що має у своїй конструкції зношування рухливих механічних елементів. Це позначається не тільки на працездатності обладнання, але і може привести до помітних помилок щодо дійсної картини [106].

Діагностичний аналіз діаграми тиску набуває останнім часом все більшого поширення, в першу чергу, завдяки появі датчиків накладного типу, які легко встановлюються на ділянці трубопроводу високого тиску [95, 46].

Чутливим елементом такого перетворювача є плівка, що володіє п'єзоелектричним ефектом, завдяки якому незначні деформації сталевій трубки, викликані, у свою чергу, постійно змінюваним тиском палива, перетворюються в електричний сигнал. Різниця потенціалів, яка надходить

до датчика, прямо пропорційна зусиллю, що приймається п'єзоелементом, а, отже, і тиском.

Необхідно відзначити, що під час експлуатації дизельного двигуна, такий спосіб вимірювання тиску вносить деякі обмеження, які полягають у складності отримання точного визначення величини тиску. Викликано це тим, що зусилля, яке створюється деформованою трубкою на чутливу частину датчика залежить не тільки від тиску, але і від жорсткості стінок трубопроводу, їх товщини, якості поверхні трубопроводу та від розташування в просторі датчика при установці його на трубці.

Таким чином, до діагностичних ознак діаграми тиску у загальному випадку можна віднести наступні параметри [42, 89]:

- величини тисків у момент початку подачі палива та на інших характерних ділянках паливоподачі;
- фазові характеристики подачі палива:
 - початок подачі палива насосом;
 - початок впорску палива форсункою;
 - закінчення подачі палива насосом;
 - тривалість перерахованих ділянок;
- амплітуда коливань тиску на ділянці «стиснення» палива;
- амплітуда коливань залишкового тиску.

На рис. 1.1 показано діаграми, які отримані експериментально на одному комплекті паливної апаратури з різними цикловими подачами [38]. З діаграми видно, що збільшення кількості палива, що впорскується, можна виявити не тільки за збільшенням тривалості впорску $\Delta\varphi_{\text{вп}}$, але і за збільшенням площі діаграми на ділянці впорску (показано штрихуванням).

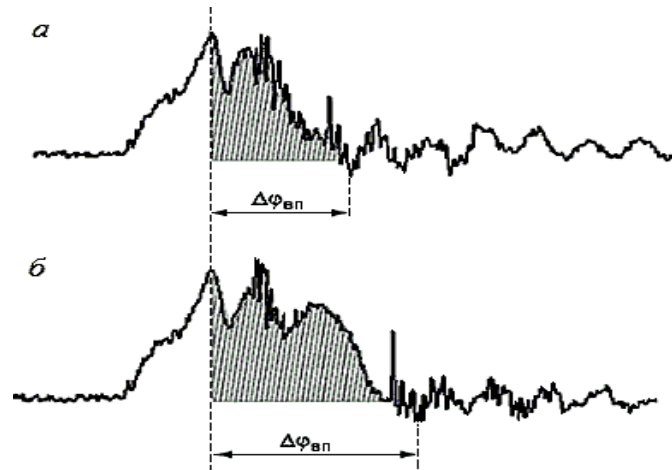


Рис. 1.1. Діаграми тиску палива при різних циклових подачах:

$$а - q_{ц} = 0,19 \text{ г/цикл}; \quad б - q_{ц} = 0,37 \text{ г/цикл}$$

Циклова подача палива може бути визначена за допомогою відомого з курсу гідравліки рівняння [26].

$$q_{ц} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{\rho_m \cdot \mu \cdot f_c}{6 \cdot n} \sqrt{2 \frac{p_{\phi} - p_{ц}}{\rho_m}} \cdot d\varphi, \quad (1.1)$$

де μ – коефіцієнт витрати сопел (визначається формою та розмірами сопел); f_c – сумарна площа соплових отворів форсунки; p_{ϕ} , $p_{ц}$ – відповідно тиск перед соплами форсунки (тиск палива в ПНВТ) і тиск після сопел (тиск у циліндрі); ρ_m – щільність палива; n – число обертів колінчастого валу дизельного двигуна.

У процесі експлуатації дизельного двигуна велике число порушень робочого процесу пов'язано з поломками паливної апаратури, на частку якого припадає 25–50% всіх несправностей. Однозначне розпізнавання поломок паливної апаратури навіть за нормальної працездатності інших систем дизеля неможливо. При цьому слід враховувати і те, що щільне компонування моторного відсіку (особливо дизелів іноземного виробництва) та складність паливної системи є основними причинами високої трудомісткості демонтажу вузлів паливної апаратури. Тому приймати рішення про необхідність зняття

ПНВТ та форсунок з дизеля для ремонту потрібно дуже обережно і тільки за результатами їх діагностування [1, 10, 55].

Зовнішні ознаки порушення робочого процесу дизеля можуть бути викликані поломками паливної апаратури як низького, так і високого тиску, а також відсутністю компресії в циліндрах двигуна. Крім того, несправності подачі палива низького тиску є причиною порушення працездатності елементів системи подачі палива високого тиску. При цьому аналогічний вплив спостерігається і всередині системи подачі палива високого тиску [13].

З поняттям несталого режиму роботи двигуна пов'язано визначення перехідного процесу двигуна. Перехідним процесом називається процес зміни в часі параметрів двигуна, що входять у функціональну залежність, внаслідок зміни навантаження, що сприймається двигуном, зміни регульованого режиму обслуговуючим персоналом або інших довільних змін зовнішніх умов роботи. Перехідний процес за своїм змістом завжди є переходом роботи двигуна від одного (початкового) усталеного режиму до іншого (кінцевого) сталого режиму [18, 48].

Кінцевий сталий режим часто є режимом знову заданим. Таким чином, перехідний процес завжди протікає в часі та його аргументом є час.

У загальному випадку при перехідному процесі змінюються всі або багато параметрів, що характеризують роботу двигуна.

За необхідності підкреслити або виявити залежність від часу того чи іншого певного параметра, що характеризує роботу двигуна, при невстановлених режимах будують (або експериментально записують) процеси зміни цього параметра в часі. Ці залежності також називаються перехідними процесами. Так, зміни кутової швидкості ω колінчастого валу та температури охолоджуючої води T_v , з'явилися внаслідок зменшення навантаження, які є складовими перехідних процесів [59].

Такі та подібні їм перехідні процеси іноді називають за обраним параметром. Наприклад, залежність $\omega = f(t)$ називається швидкісним

перехідним процесом; $N = f(t)$ – навантажувальним перехідним процесом; $T = f(t)$ – тепловим перехідним процесом тощо.

Якщо в перехідному процесі вибрати якийсь один момент часу, то йому будуть відповідати певні миттєві значення досліджуваних параметрів (ω , N , T_v тощо). Тому відповідно до раніше заданих визначень поняття при несталому режимі обраний проміжок або точка у відповідному значенні часу характеризує значення параметрів на несталих режимах роботи двигуна.

Отже, кожен перехідний процес є послідовним за часом, сукупністю невстановлених режимів роботи двигуна, виражених певними параметрами, а один несталий режим визначається однією точкою побудованих залежностей будь-якого перехідного процесу [2, 59].

Перехідний процес характеризує динамічні властивості двигуна або системи автоматичного регулювання. Тому перехідні процеси є динамічними характеристиками двигуна або системи регулювання. У цьому випадку кожна динамічна характеристика являє собою послідовну в часі сукупність несталих режимів роботи двигуна, також як статична характеристика, що є послідовною сукупністю сталих режимів.

Характер перехідного процесу визначається властивостями двигуна та його агрегатів. Серед цих агрегатів можуть бути й автоматичні регулятори тих чи інших параметрів. Тому поняття перехідного процесу двигуна принципово збігається з поняттям процесу автоматичного регулювання в тих випадках, коли на двигуні встановлений автоматичний регулятор, хоча наявність регулятора може істотно змінити характер перехідного процесу, так само як і форму статичних характеристик.

При класифікації перехідних процесів двигуна можуть бути використані різні ознаки. До таких ознак можна віднести, наприклад, досліджуваний параметр (швидкість, температуру, рівень тощо), характер збурення (швидке збільшення або зменшення навантаження), характер зміни

досліджуваного параметра (позитивне чи негативне прискорення) та багато інших.

Кожен перехідний процес можна розрахувати з тим або іншим ступенем точності, шляхом складання та рішення диференціального рівняння двигуна або досліджуваної системи. Рішення такого диференціального рівняння дає загальний інтеграл у вигляді залежностей $m_p = f(t)$; $T = f(t)$; $\omega = f(t)$ або інших, які є математичними виразами перехідних процесів. Таким чином, для отримання можливості оцінки динамічних властивостей комбінованого двигуна необхідно скласти диференціальне рівняння, насамперед для кожного його елемента, – на їх основі диференціальне рівняння комбінованого двигуна в цілому.

Аналіз та рішення такого рівняння дадуть уявлення про перехідні процеси цього двигуна і, отже, про його динамічні властивості.

Перехідні режими [48] мають місце при переході від одного експлуатаційного режиму роботи до іншого. До них відносяться режими холостого ходу, номінальні навантаження та перевантажувальні, іншими словами, будь-який режим, відмінний від номінального, є перехідним (наприклад, пуск з холодного чи гарячого станів, реверсування, прийом або скидання навантаження). Вони порівняно зі стаціонарними режимами характеризуються зміною всіх параметрів ДЕУ в часі (витрата робочого тіла, потужність, частота обертання тощо). Тривалість від одного стаціонарного режиму до іншого визначає важливу властивість ДЕУ – її маневреність.

Перехідні процеси у судновій енергетичній установці, зокрема, визначаються сукупністю перехідних процесів у кожному з вхідних до її складу елементів (вузлів або агрегатів) [59]. Їх можна розглядати як акумулятори кінетичної, матеріальної та теплової енергії. Кінетичну енергію представляють обертові та поступально рухомі частини головного двигуна, валоприводу, гребного гвинта. Матеріальну – витрата повітря та газу через

газоповітряний тракт, витрата речовин у системах тощо. Теплова – маса металу конструкції.

Взагалі будь-який елемент ДЕУ можна розглядати як акумулятор всіх трьох видів енергії.

Перехідний режим кожного акумулятора енергії описується диференціальним рівнянням виду (1.2) [23]:

$$\nu = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \Delta E, \quad (1.2)$$

де ν – енергоємність акумулятора; φ – параметр, що характеризує стан акумулятора; t – час; ΔE – різниця кількості енергії або матеріального середовища, що підводиться до акумулятора та відводиться від нього.

Шляхом інтегрування (1.2) за умови сталості кількості енергії, що підводиться до акумулятора, номінального його значення, рівність 0 – кількість енергії, що відводиться від акумулятора, можна отримати постійний час акумулятора у секундах [33, 69]:

$$t(\varphi) = \frac{\nu(\varphi_{\max} - \varphi_{\min})}{E_{\max}}. \quad (1.3)$$

Величина $t(\varphi)$ може служити критерієм, що дозволяє оцінити вплив акумулятора енергії на тривалість перехідного процесу ДЕУ. Стосовно до окремих елементів ДЕУ $t(\varphi)$ можуть істотно різнитися значення (1-2 порядку). Зазвичай при оцінці перехідних процесів ДЕУ малі значення $t(\varphi)$ не враховуються.

Для аналізу роботи ДЕУ на часткових навантаженнях як вихідні критерії можуть бути використані основні показники головного двигуна, які для його конкретного типу та постійних параметрів зовнішнього повітря визначаються відповідними виразами.

Однак у тих випадках, коли величини M_e та p_e досягають номінальних значень при частоті обертання чи неномінальних n_0 (робота на швартових або

в шторм), температура відпрацьованих газів не завжди буде точно відображати теплонапруженість циліндра.

Зі зниженням частоти обертання зменшується кількість відпрацьованих газів та опір газовипускного тракту, а отже, збільшується ступінь розширення газу. Тому при максимально допустимих величинах відпрацьованих газів може відповідати більш висока, ніж у звичайних умовах, температура стінки при $n \cong 0,7\% \cdot n_{\text{ном}}$ на 30–40°C [28].

Таким чином, робота головного двигуна при обмежувальній характеристиці $M_{e0} = \text{const}$ одночасно захищає його від перевантаження по p_e , тобто обмежується механічна напруженість валу та теплонапруженість деталей циліндропоршневої групи.

Вченими Патрахальцевим М. М., Харитоновим В. В. та Фоміним А. В. у статті «Вплив перехідного процесу в паливній апаратурі дизеля на його пускові характеристики» були надані результати експериментального дослідження пусків і розгонів дизеля 4Ч11/12,5 в умовах нормальної температури навколишнього середовища [58].

Випробування були проведені на стенді з гальмівним пристроєм при позитивних параметрах навколишнього повітря. До складу паливної апаратури дизельного двигуна, який складався з паливного насоса високого тиску типу УТН-5 та форсунок закритого типу ФД-22. Передпускова прокрутка проводилася штатним пусковим засобом, а сам досліджуваний дизель був додатково оснащений датчиками та відповідними системами посилення перетворення і реєстрації сигналів. Під час експеримента при пусках реєструвалися осцилограми зміни тиску палива в штуцері насоса p'_n , положення голки форсунки h_f , положення рейки ПНВТ m_p та індикаторні діаграми тиску газів у першому циліндрі дизеля p_r . Одночасно на щиті шлейфового осцилографа реєструвалися ВМТ першого циліндра, кути повороту колінчастого валу φ , поточний час t здійснення пуску-розгону

(завдяки цьому з'явилася можливість визначати поточну частоту обертання валу дизеля n).

У статті [56] вплив зовнішніх факторів на пуск і ефективність роботи дизельного двигуна розглянуті фактори, які впливають на процес згоряння у дизельному двигуні та дійшли висновків, що для зміни кута випередження впорску палива на працюючому двигуні з метою скорочення часу пуску дизельного двигуна в умовах низьких температур і регулювання кута випередження впорску палива, в залежності від режимів роботи двигуна за різних температур навколишнього повітря, необхідно в конструкцію приводу паливного насоса високого тиску передбачити спеціальний пристрій, який дозволяє змінювати кут випередження впорску палива в широких межах під час роботи дизеля.

Також у статті [49] надані результати дослідження процесу пуску дизельного двигуна за низьких температур навколишнього повітря та запропоновані способи для прискорення пуску, зниження витрат палива і підвищення ефективності використання дизеля в зимових умовах експлуатації.

Автори робіт [69, 28] зробили порівняльний аналіз методичної похибки лінійного та нелінійного перетворення кутової швидкості та моменту навантаження дизель-генератора в кут випередження подачі палива в перехідних режимах роботи агрегата, з урахуванням кутового прискорення валу та його початковій швидкості щодо моменту проходження до верхньої мертвої точки, тривалості імпульсу, завдання фази подачі палива та моменту зміни навантаження щодо моменту початку подачі палива та зробили висновки про те, що лінійне перетворення параметрів роботи двигуна у фазу паливоподачі має більш високе перетворення, порівняно з нелінійним, точністю в перехідних режимах роботи силової установки, особливо при значних скачках моменту навантаження.

Оцінку паливної системи високого тиску проводять з урахуванням різних факторів, а саме зовнішніх – погодні умови та внутрішніх, які виникають під час керування. Тобто стан паливної системи високого тиску впливає на якість роботи суднового дизельного двигуна.

1.3 Стан та оцінка сучасної теорії паливних систем суднових дизельних двигунів працюючих на змінних режимах

Судновий дизельний двигун є складовою енергетичної системи судна. Тривалу частину експлуатаційного часу судновий дизельний двигун працює в умовах змінних режимів, під впливом мінливого навантаження. Зміна навантаження на судновому дизельному двигуні виникає при великій хвилі, під час маневрування судна при вході (виході) з порту, під час роботи з тралом, в льодових умовах.

Робота суднового дизельного двигуна на змінних режимах є умовою несприятливою, тому що погіршуються показники потужності та екологічні показники, а також виникає нестабільність роботи всієї системи. Нестабільність роботи паливної системи призводить до неоднакового дозування порції палива по циліндрах, перевантаження одних і недовантаження інших [27]. А неоднакові кути початку впорску палива по циліндрах обумовлюють різні значення максимального тиску згоряння і температури відпрацьованих газів.

Проблема розробки ефективних систем подачі палива в камеру згоряння і його розпилювання виникла практично одночасно з розробкою Рудольфом Дизелем його раціонального двигуна. Оскільки спочатку передбачалося, що двигун буде працювати на вугільному пилу, паливна система розроблялася стосовно цього палива. Для подачі вугільного пилу в циліндрі Дизелем була сконструйована повітряна система, в якій паливо вдували в камеру згоряння струменем попередньо стисненого повітря. Перші

експерименти розкрили низку складнощів, пов'язаних, в першу чергу, з дозуванням і подачею вугільного пилу в робочі циліндри, тому в подальших експериментах вугілля було замінено на ламповий керосин. Успішні досліди з цим паливом надовго визначили підходи до проектування паливних систем, в першу чергу, суднових дизелів. Довгий час на суднових двигунах використовувалася так звана компресорна система подачі палива, в якій для його розпилювання використовувалося стиснене повітря. Перевагою цієї системи була відносна простота конструкції та відсутність високих вимог до точності виготовлення основних елементів. Недолік – наявність громіздкого повітряного компресора, який споживав від 10 до 15% від потужності самого двигуна [27].

У 1893 році Р. Дизелем (Німеччина) був запропонований та у 1897 році було побудовано двигун внутрішнього згоряння, який працює на керосині з самозайманням палива, що подається безпосередньо у циліндр через форсунку. Паливо самозаймається за рахунок високої температури повітря в циліндрі, одержуваної в результаті його стиснення. Розпилюють його в двигуні дизеля стисненим повітрям, створюваним компресором з приводом від валу двигуна. Пізніше такі двигуни почали називати компресорними.

У роботі [23] були описані етапи технічної побудови паливних систем ДВЗ.

Перший ДВЗ, що працює на керосині, був побудований Н.А. Отто в Німеччині в 1877 році. Горюча суміш у цьому двигуні утворювалася позациліндра та запалювалася від електричної іскри. Даний двигун став прототипом сучасного карбюраторного двигуна.

Вченим Г.В. Трінклером у 1901 році розроблено та запропоновано цикл двигунів зі змішаним підведенням теплоти при постійному обсязі і тиску дизельного типу, тобто з запалюванням палива від стиснення повітря в циліндрі. Відсутність у двигуні допоміжного повітряного компресора

дозволило, не погіршуючи якості розпилювання палива, підвищити його економічність.

Усі сучасні ДВЗ із займанням від стиснення (їх прийнято називати дизелями – дизельними двигунами) працюють за циклом Трінклера.

Розвиток сучасного суднового дизелебудування характеризується збільшенням циліндрових і агрегатних потужностей, використанням дешевих видів палива і високоякісних моторних мастил, що дозволить знизити експлуатаційні витрати, підвищити довговічність і економічність суднових енергетичних установок [60].

В роботі [101] автори дослідження виділили основні проблеми, вказуючи на збільшення циліндричної і як наслідок агрегатної потужності, а також економічності дизеля, зменшення їх маси і розмірів, підвищення ресурсу, зниження димності і вібрації. Всі ці проблеми пропонується вирішувати шляхом форсування дизеля, вдосконалення робочого процесу, основних вузлів двигуна, і перш за все, систем газообміну, наддуву і вприску палива.

Успіхи в області виробництва нових конструкційних матеріалів, створення високоефективних технологічних процесів і обладнання зумовили створення і застосування дизелів з великим ступенем форсування. У зв'язку з цим, питання, пов'язані із забезпеченням довговічності, надійності й економічності дизелів в умовах експлуатації, а також паливної системи в цілому потребують глибшого висвітлення на основі сучасних наукових знань.

Одним із найважливіших пристроїв дизельного двигуна є його паливна апаратура, від роботи якої залежать економічні та експлуатаційні показники [102]. У зв'язку з цим питанню подачі палива приділяється значна увага не тільки під час конструювання, але й при експлуатації дизельних двигунів. Без глибокого знання умов роботи паливної апаратури неможливо займатися надалі її вдосконаленням, а без всебічного вивчення процесів подачі палива і

їх впливу на роботу двигуна неможливо накреслити заходи щодо поліпшення його характеристик. Це описано в працях вчених, що досліджували модернізацію та поліпшення роботи паливної апаратури [79, 11, 15, 22].

У морському флоті застосовували двигуни двотактні, крейцкопфні, реверсивні двигуни з наддувом (ДКРН), малообертові за частотою обертання (МОД), середньообертові (СОД), що працюють переважно на гребний гвинт регульованого кроку (ГРК); на малих судах застосовувались високообертові двигуни (ВОД).

Виробниче об'єднання «Брянський машинобудівний завод» поставляв двигуни типу ДКРН різних модифікацій за ліцензією фірми «Бурмейстер і Вайн» (Данія), об'єднаної з фірмою МАН (ФРН) в загальний концерн. Широко застосовували на флоті двигуни різних модифікацій фірм «Зульцер» (Швейцарія), МАН, «Фіат» (Італія) тощо.

У роботах [81, 103, 104, 90] розроблена теорія робочого процесу ДВЗ, яка в подальшому була поглиблена дослідженнями, викладеними в публікаціях [91, 100, 34]. Ця теорія стала основою при вивченні і кількісній оцінці робочих процесів, що відбуваються в циліндрі двигуна, і є важливим керівництвом при проектуванні ДВЗ. Вона забезпечила вдалий вибір основних параметрів, що дають наочне уявлення про основні елементи процесів, чіткість їх визначень, правильність якісної оцінки впливу різних факторів на ці параметри і на весь робочий процес [79].

Вібе І.І. [11] розкрив закономірність протікання в часі процесу згоряння палива в двигунах, розглянув нові методи розрахунку робочого циклу двигунів з використанням рівнянь швидкості згоряння, термодинаміки і механіки, показав вплив параметрів процесу згоряння.

Моделюванням робочого процесу дизелів займався Гончар Б.М. [15]. Його наукові розробки знайшли багато послідовників. У роботі [22] розглянуто принципи організації і математичне моделювання робочих процесів, надано основні визначення в двигунах внутрішнього згоряння,

конструкції двигуна тощо. Теорію суднових дизелів, проблеми, пов'язані з поліпшенням їх роботи на практиці, досліджував Семенов В.С. [81] та ін. Підтверджується значення роботи паливної системи високого тиску та її вплив на надійність та працездатність двигуна.

Паливна система дизеля складається з систем низького і високого тиску. Система низького тиску призначена для подачі палива до насоса високого тиску і включає у себе видатковий бак насоса, який підкачує паливо, фільтри грубої або тонкої очистки, а в деяких системах передбачено підігрівач та паливний сепаратор, трубопроводи з арматурою.

Система високого тиску (система впрыску) забезпечує впрыск палива в циліндр і зазвичай складається з насоса високого тиску і форсунки, з'єднаних між собою нагнітальним трубопроводом (трубопровід високого тиску). Основним призначенням системи впрыску є [54, 92]:

- дозування одиничної (циклової) подачі палива;
- своєчасний впрыск дозованої порції палива;
- якісне розпилювання палива в робочому циліндрі.

Подача точно дозованої порції палива в циліндр двигуна відповідно до його навантаження – одна з головних функцій паливної системи. Величина циклової подачі в дизелях вимірюється в широких межах і становить від 30 до 100 г/цикл для потужних МОД і кілька сотих грама для ВОД малої потужності, при цьому забезпечується висока точність дозування (1–3% на номінальному режимі). Зі зменшенням навантаження циклова подача палива знижується і при низькій частоті обертання або бід час холостого ходу складає $1/5$ – $1/7$ від номінальної. Для дизельних двигунів з наддувом – це відношення ще менше і складає $1/10$ – $1/15$ від номіналу.

Всі елементи паливної системи підбираються так, щоб у сукупності вони могли найкращим чином забезпечити процес згоряння палива, від якого залежать показники потужності, експлуатаційні та економічні показники роботи дизельного двигуна. У свою чергу, процес згоряння значною мірою

визначається умовами процесу вприску. Отже, паливна система має великий вплив на зазначені показники роботи двигуна, а процес подачі палива повинен сприяти вимогам щодо кращої організації процесу згоряння палива в циліндрі [31].

Паливна система повинна забезпечувати якісне розпилювання палива на всіх режимах роботи дизельного двигуна, в тому числі і при роботі на малій частоті обертання. Стійка робота дизеля на цих режимах має виключно важливе значення, тому що для головних двигунів це в основному режими швартових операцій, прохід судном вузькості або фарватерів.

З точки зору організації якісного процесу згоряння палива в циліндрі, за якого можлива найбільша ефективність дизельного двигуна, паливна система судових дизельних двигунів, крім подачі потрібної кількості палива і в певний період, повинна забезпечити:

- раціональний закон подачі, сприятливий для процесу згоряння;
- точне відсікання подачі палива;
- якісне розпилювання палива і рівномірний його розподіл по всьому об'єму камери згоряння;
- порівняно високий тиск розпилювання палива при низькій частоті обертання і малих подачах для забезпечення стійкості роботи двигуна при низькій частоті обертання та малих навантаженнях, а також під час холостого ходу;
- відсутність додаткового вприску палива на всіх режимах роботи двигуна.

Крім того, з точки зору експлуатаційних умов роботи дизельних двигунів паливна апаратура повинна забезпечувати:

- однакові умови вприску і розпилювання палива по всіх циліндрах двигуна, тому що різні значення циклових подач призводять до перевантаження одних і недовантаження інших циліндрів, а різні кути

випередження подачі обумовлюють різні значення максимальних тисків згоряння і ступеня підвищення тиску;

- стабільні параметри процесу вприску палива протягом тривалої експлуатації;

- надійну роботу в експлуатації, простоту в обслуговуванні і регулюванні, а також можливість роботи на різних сортах палива;

- швидкісну характеристику, що задовольняє умовам регулювання двигуна при зміні навантаження;

- можливість виключення подачі палива від окремих паливних насосів без зупинки двигуна в разі виходу з ладу відповідних циліндрів;

- можливість прокачування паливної системи перед пуском двигуна, з метою видалення з неї повітря;

- відвід протікань палива в насосі через плунжерну пару і штовхачів клапанів, щоб уникнути розрідження паливом масла, використовуваного для змащення деталей приводу;

- надійне самезмащування плунжерної пари, голки з направляючою та штовхачів клапанів, щоб виключити підвищений знос під час тертя поверхонь та зменшити ймовірність зависання плунжера, голки і штовхача;

- можливість безперервного відводу пухирців повітря та парів палива (піни) з підвідної порожнини насоса, що покращує умови його наповнення та забезпечує більш рівномірні і стабільні подачі усіх паливних насосів двигуна;

- установку демпфуючих пристроїв, якщо виникають хвилі тиску під час відсікання подачі палива, у випадку великих амплітуд. У цьому випадку є можливим не тільки стабілізувати умови наповнення насосів, але і зменшити знос внутрішніх порожнин насоса та трубопроводу і тим самим зменшити забруднення металевим пилом внутрішніх порожнин нагнітання насоса, щільного фільтра та форсунки.

Надійність роботи паливної апаратури – найважливіша вимога до експлуатації суднових дизелів, що забезпечують багатоденні переходи суден

[31, 70]. Термін служби форсунок від одного перебирання до іншого повинен бути близько 1000 год., але не менше 500 год.

Ресурс основних елементів (вузлів) паливної апаратури для малообертових суднових дизельних двигунів повинен складати: для плунжерних пар насосів та для клапанів насоса не менше 10000 – 20000 год., для направляючої з голкою форсунки від 5000 – 10000 год., а для сопел від 1000 – 5000 год. Ресурс інших деталей за відсутності аварійних поломок зазвичай вище.

Ресурс паливної апаратури залежить від багатьох конструктивних і експлуатаційних факторів, але її тривала робота можлива тільки за якісного виготовлення деталей [105].

Основні терміни та параметри робочих процесів, конструктивних вузлів та деталей паливної апаратури регламентуються стандартами, які надано в табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Стандарти, що регламентують терміни і параметри робочих процесів, конструктивних вузлів і деталей паливної апаратури [52]

Стандарт	Номер стандарту
Апаратура дизелів паливна. Терміни та визначення	ГОСТ 15888-90 (ISO 7876/1-84)
Насоси паливних дизелів. Загальні технічні умови	ГОСТ 10578-95
Форсунки дизелів. Загальні технічні умови	ГОСТ 10579-88
Поршневі паливні насоси високого тиску для дизельних двигунів. Загальні технічні умови	ГОСТ 15829-89
Паливопровід високого тиску дизелів та їх з'єднання. Загальні технічні умови	ГОСТ 8519-93
Дизелі суднові, тепловозні та промислові. Загальні технічні умови	ГОСТ 10150-88

Вдосконалення паливної системи високого тиску проходить у наступних напрямках:

- шляхом очищення палива, що надходить до насосів високого тиску, від механічних домішок та води;
- усуненням попадання палива у картер насоса, що можливо при виконанні дренажного каналу у втулці плунжера під час подачі мастила у нижню внутрішню частину втулки;
- зменшенням деформації деталей (за можливістю слід виготовляти їх підвісного типу);
- підвищенням якості прецизійних поверхонь під час виготовлення, якості виробництва відповідальних різьбових з'єднань, а також введенням регламентованої за кутом повороту затягуванням деталей і запасу міцності та збільшенням жорсткості деталей (ковпаків форсунок, корпусів розпилювачів і нагнітальних клапанів, втулок плунжерів, штовхачів насоса, корпусу насоса тощо), які сприймають високий тиск;
- обробкою «холодом» деталей після їх загартування, яка усуває зміну геометричних параметрів деталей в процесі експлуатації;
- застосовуванням заходів, які ліквідують кавітаційні явища у системі та ерозійні руйнування деталей;
- підвищенням якості ущільнень торцевих та діаметральних поверхонь деталей, що поєднуються за рахунок використання гнучких, в тому числі і армованих ущільнень;
- поліпшенням експлуатаційних показників (регулювання паливних насосів високого тиску (ПНВТ) та форсунок – на заводах-виробниках слід проводити на режимах, відповідних до повної потужності дизеля та мінімальної частоти обертання валу під час холостого ходу);
- перевіркою гідравлічних опорів деталей та комплектуванням насосів і форсунок з однаковою подачею за групами [104, 19].

Класифікаційна схема основних типів паливних систем високого тиску палива сучасних дизелів різного призначення показана на рис. 1.2 [101].

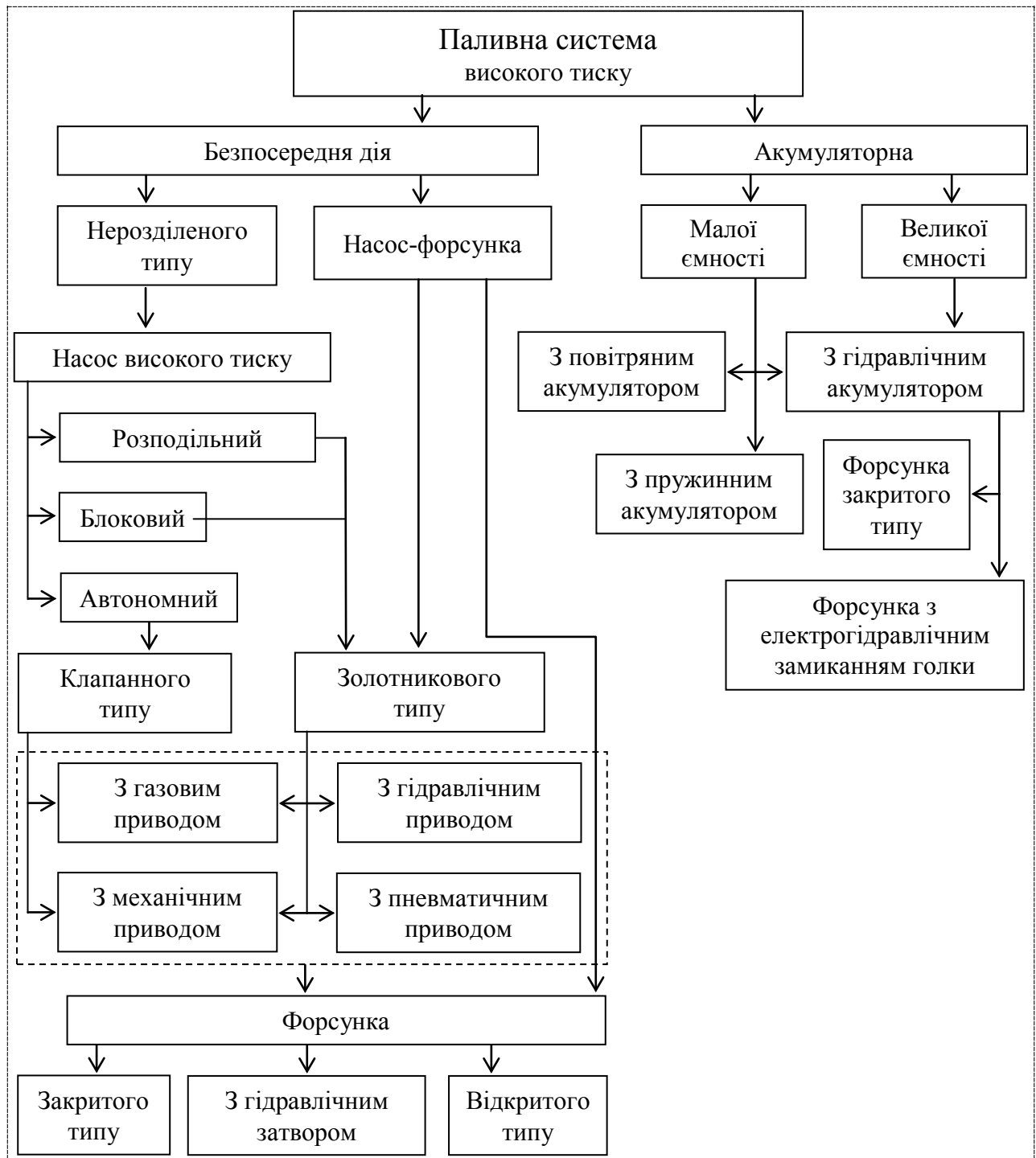


Рис. 1.2. Класифікаційна схема паливних систем високого тиску [101]

Усі паливні системи поділяються на системи безпосередньої дії та акумуляторні. У системах безпосередньої дії подача палива через форсунку відбувається під час нагнітального ходу плунжера ПНВТ. В акумуляторних системах вприск палива в циліндр здійснюється за рахунок енергії, акумульованої до початку вприску.

У сучасних дизельних двигунах зазвичай застосовують системи безпосередньої дії. Системи безпосередньої дії за конструктивним виконанням можуть бути нерозділеного (насоси-форсунки) та розділеного типів [32, 82]. В останніх паливний насос та форсунка з'єднані паливним трубопроводом високого тиску (паливопровід).

У дизелях зазвичай застосовують системи розділеного типу. Тому використання насос-форсунок, незважаючи на їх велику компактність, меншу масу та габаритні розміри, відсутність підвприску палива – постійно зменшується. Це обумовлено труднощами розміщення їх у кришках циліндрів, складністю приводу, який, як правило, заважає демонтажу кришок циліндрів.

У МОД та СОД з великою циліндричною потужністю зазвичай на кожному циліндрі встановлюють автономний ПНВТ [19]. У ВОД та у багатьох СОД з невеликою циліндричною потужністю в основному застосовують блокові насоси з рядковим або V-подібним розміщенням секцій високого тиску. У ВОД іноді використовують і розподільні паливні насоси, в яких секція високого тиску подає паливо до кількох форсунок [101].

Паливні насоси високого тиску поділяють на золотникові та клапанні. У золотникових насосах високого тиску регулювання подачі палива здійснюється плунжером-золотником, а у клапанних паливних насосах – спеціальними клапанами з механічним приводом від штовхача плунжера.

У клапанних насосах простіші плунжерні пари, але вони складні за конструкцією, мають багато рухомих деталей та дуже чутливі до зносу посадочних пасків у сідлах, всмоктувального та відсічного клапанів, штовхачів і важелів, що викликає порушення чіткості вприску та зростання нерівномірності подачі палива по циліндрах двигуна. Золотникові насоси простіші за конструкцією в регулюванні та експлуатації, чим і пояснюється їх значне поширення. Серйозним недоліком золотникових насосів є більш швидкий знос плунжера в золотниковій частині.

Паливні насоси високого тиску дизельного двигуна мають механічний, газовий, гідравлічний або пневматичний привід. Найбільшого поширення набув механічний привід (кулачкова шайба, яка розміщена на валу паливного насоса або на розподільному валу дизеля) [108].

Форсунки в паливних системах безпосередньої дії застосовуються в більшості випадків закритого типу, з пружинним замиканням голки. У ВОД з розділеними камерами згоряння дуже часто встановлюють форсунки зі шрифтовим розпилювачем. Гідрозапорні форсунки (з гідравлічним замиканням голки) на сучасних дизелях не застосовують, тому що паливна система високого тиску палива з ними більш громіздка, має більшу вартість та менш надійна в експлуатації. Відкриті форсунки, хоча і прості за конструкцією, застосовують рідко та лише у ВОД, тому що в зазначених форсунках має місце підвприск палива в кінці вприску [101, 108].

Постійне вдосконалення дизельних двигунів обумовлює розвиток паливної апаратури. Основні напрями вдосконалення паливної апаратури розглянуті [104, 20].

Головним типом паливної системи високого тиску дизеля залишається система, що складається з ПНВТ, з механічним приводом від кулачкової шайби та закритої форсунки, які з'єднані між собою паливним трубопроводом високого тиску [104, 107].

У двотактних дизелях, з клапанощілинною схемою газообміну та розташуванням клапана в центрі кришки циліндра, ПНВТ подає паливо в дві, а іноді в три форсунки, що встановлені на одному циліндрі. Насос-форсунки відрізняються компактністю, їх встановлюють як правило у ВОД.

Для МОД використовують паливні насоси золотникові та рідко клапанні, для СОД та ВОД – тільки золотникові. Практично на всіх дизелях встановлені форсунки закритого типу, з пружинним замиканням голки.

Для МОД застосовується паливна апаратура, яка характерна для конкретної фірми. У ВОД у більшості випадків встановлюється уніфікована паливна апаратура, при цьому з тенденцією повної уніфікації.

У СОД з високою циліндричною потужністю часто застосовується індивідуальна для кожної фірми паливна апаратура, але значного поширення набуває й уніфікована паливна апаратура. Така паливна апаратура може встановлюватися в дизелях з циліндричною потужністю від 1100 до 1500 кВт та більше.

МОД та СОД мають паливні насоси, автономні для кожного циліндра, у ВОД – рядкові на групу циліндрів або на весь двигун.

Паливну апаратуру МОД та СОД з великою циліндричною потужністю конструюють для вприску низькосортного в'язкого палива за умови забезпечення міцності деталей при тиску палива від 80 до 250 МПа, з цикловими подачами від 150 г та більше [107].

Для великофорсованих дизельних двигунів за середнім ефективним тиском велике значення має надійне керування процесом вприску палива [51]. Воно може бути забезпечене кулачковими шайбами зі спеціальним профілем, різними конструкціями плунжерних пар та інших вузлів паливної апаратури, а також застосуванням паливних насосів з двома плунжерами в кожному або форсунок з електронним керуванням.

У МОД та СОД значно поширені паливні системи, в яких нагнітальний клапан встановлюють біля форсунки, або безпосередньо в ній. Такі системи дозволяють усунути підвприск та ерозійний знос деталей внутрішньої порожнини розпилювача, а також забезпечити коригування циклової подачі палива.

У паливних системах дизельних двигунів [39, 16] повністю відмовилися від регулювання ПНВТ тільки по початку подачі, як правило, застосовують насоси з регулюванням по кінцю подачі, але можуть застосовувати і зі змішаним регулюванням, що зустрічається рідко.

Виробниками суднових дизелів значна увага приділяється підвищенню надійності роботи паливної апаратури та її ресурсу роботи.

Серед основних заходів щодо вдосконалення конструкції паливної апаратури необхідно відзначити наступне:

- забезпечення рівномірного прогріву втулки плунжера ПНВТ при роботі дизеля на важкому паливі;
- ліквідація ерозійного зносу деталей насоса та форсунки;
- застосування втулки плунжера підвісного типу та великокорпусних розпилювачів;
- інтенсифікація охолодження розпилювачів;
- усунення попадання палива через плунжерні пари в картер насоса;
- виготовлення паливних трубопроводів високого тиску шляхом свердління прутка;
- підвищення якості матеріалу, з якого виробляють деталі та вузли паливної апаратури [58, 45].

Застосування акумуляторної системи впорску палива з електронним керуванням [104, 76].

Узагальнюючи результати інформаційного пошуку, можна стверджувати щодо важливості проведення досліджень паливних систем високого тиску суднових дизелів.

1.4 Висновки по розділу 1

Судновий дизельний двигун є складовою енергетичної системи судна. Характеристики процесу роботи двигуна знаходяться у строго встановлених конструктивних параметрах та вимагають певних методів дослідження.

Оцінку паливної системи високого тиску проводять з урахуванням різних факторів, а саме зовнішніх – погодні умови та внутрішніх, які

виникають під час керування. Тобто стан паливної системи високого тиску впливає на якість роботи суднового дизельного двигуна.

За результатами інформаційного огляду публікацій та наукових робіт досліджено дійсний стан щодо оцінки сучасних теорій паливних систем високого тиску суднових дизелів. Проблеми надійності та працездатності елементів високого тиску паливної системи суднових двигунів не знайшли свого відображення повною мірою що і обумовило вибір мети, завдання та технології наукового дослідження.

Основний зміст розділу 1 викладено в роботах автора [61, 62, 63, 64, 65].

РОЗДІЛ 2

МЕТА, ЗАВДАННЯ ТА ТЕХНОЛОГІЯ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

Протягом останніх років провідні компанії світу з будівництва дизелів пропонують різноманітні конструктивні рішення стосовно впровадження новітніх технологій у конструктивні рішення суднових дизельних двигунів.

Під час інвестиційної діяльності з покращення роботи суднових дизельних двигунів шляхом модернізації паливної системи високого тиску увага приділялась її вартості, а потім надійності та екологічності під час експлуатації.

На сьогодні питання конструктивної надійності паливної системи високого тиску суднового дизеля шляхом контролю за працездатністю елементів паливної системи високого тиску мають важливе значення.

2.1 Вибір теми дослідження

За різноманіттям технічних напрямків з покращення надійності паливної системи високого тиску суднового дизельного двигуна вважаються заходи, які пов'язані з забезпеченням працездатності роботи елементів апаратури високого тиску на всіх експлуатаційних різноманітних режимах суднового дизеля. В процесі експлуатації через дизельний двигун на паливну систему високого тиску поширюється вплив змінного навантаження, як природного походження (шторм, крига тощо), так і ті, що вносяться персоналом під час виконання судном маневрування, проходження каналів, рух з тралом тощо.

Одним із факторів, який впливає на погіршення робочого процесу суднового дизеля на змінних режимах, є зміна режиму паливоподачі. Як приклад надамо запис підйому голки форсунки та графік зміни тиску палива під час пуску дизеля [62] рис. 2.1.

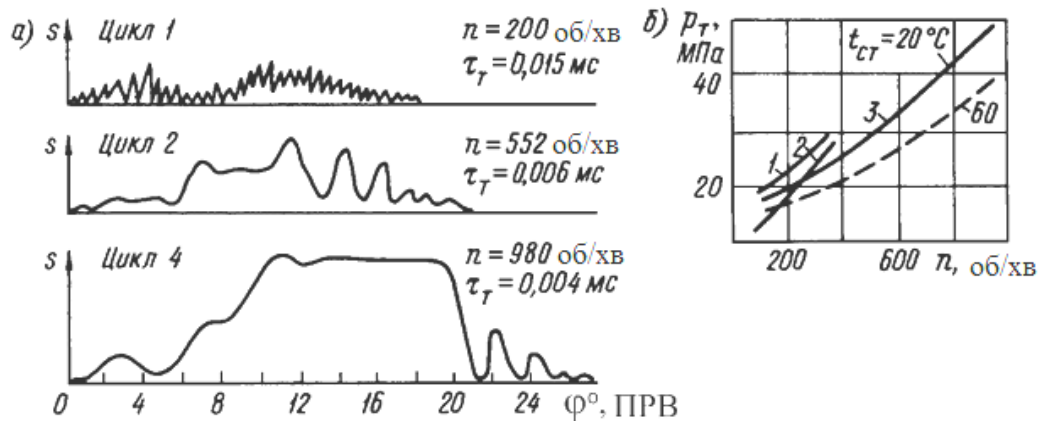


Рис. 2.1. Підйом голки форсунки та тиск палива під час пуску дизеля:
а) – дизель 8ЧН13/14; б) – 1 – ДН23/30, 2 – Ч15/18; 3 – Ч 13/14

Осцилограма свідчить, що подача палива млява, розтягнута в часі при малому тиску палива, неповному підйомі голки і має дробовий характер її руху. Погіршення якості розпилювання поряд з низькими параметрами повітряного заряду призводить до підвищеної витрати палива, інтенсивного зносу деталей двигуна і підвищеної емісії шкідливих компонентів у складі відпрацьованих газів. Тобто контроль за роботою елементів паливної системи високого тиску суднового дизеля в умовах змінних режимів з великим навантаженням є актуальною задачею, як у науковій, так і у практичній діяльності.

Перспективними заходами у підвищення надійності та працездатності елементів паливної системи високого тиску є впровадження технічних засобів, які спроможні виконувати безперервний контроль за змінами тиску палива на кожному з них під час експлуатації.

Огляд сучасних суднових паливних систем високого тиску розглянутих у попередньому розділі вказує на недостатню увагу, яка приділяється питанню технічного контролю за тиском робочої речовини на елементах паливної системи високого тиску. Актуальність розгляду даного питання викликана відсутністю універсальних технологічних і конструктивних рішень.

Передбачувана наукова новизна полягає у створенні механізму контролю за надійністю та працездатністю елементів високого тиску паливної системи дизеля.

Дослідження зі створення системи контролю за надійністю та працездатністю паливної системи високого тиску суднового дизельного двигуна відповідає профілю наукової школи кафедри суднових енергетичних установок, Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року, паспорта спеціальності – 05.05.03 в напрямках:

- математичне моделювання, системний аналіз і синтез термодинамічних, гідродинамічних, газодинамічних, електродинамічних, електрохімічних та інших процесів у двигунах, енергоустановках та їх елементах;

- сумішоутворення та згоряння палива, використання традиційного і альтернативного палива у двигунах. Вплив робочих тіл на характеристики двигунів і енергоустановок. Розроблення та дослідження конструктивних методів і технологій підвищення ефективності комплексного використання паливно-енергетичних ресурсів;

- системи та агрегати двигунів і енергетичних установок. Методи їх проектування та дослідження;

- розроблення засобів, моделей, методів і методик для випробування двигунів і енергоустановок. Випробувальні стенди, спеціальні засоби та апаратура, а також науково-дослідної роботи Національного університету «Одеська морська академія» за темою «Підвищення ефективності робочих процесів суднових енергетичних установок на базі сучасних технічних інформаційних технологій» ДР № 0116U002390.

З урахуванням вищезазначеного тема дисертаційної роботи отримала назву «Вдосконалення процесів вприску палива суднового дизеля».

Об'єктом дослідження стало функціонування суднового дизельного двигуна внутрішнього згорання, який працює на змінних режимах.

Предметом дослідження став процес биття в паливній апаратурі високого тиску суднового дизельного двигуна.

2.2. Мета та завдання дослідження

Вибір теми показав, що дослідженню підлягає не тільки система високого тиску суднового дизеля, а й усі її елементи, починаючи з опису принципів її функціонування, будування, виготовлення та випробування. Тому мета роботи може бути визначена як збереження надійності та працездатності елементів паливної системи високого тиску суднового дизельного двигуна.

Для виконання науково-дослідної роботи зі створення механізму збереження надійності та працездатності елементів високого тиску паливної системи суднового дизеля були поставлені наступні завдання:

- розробити математичну модель механічних процесів у паливній системі високого тиску регресійним методом;
- визначити гідродинамічні характеристики в паливній системі високого тиску при роботі дизельного двигуна на змінних режимах;
- здійснити імітаційне моделювання характеристик подачі палива у судновому ДВЗ.

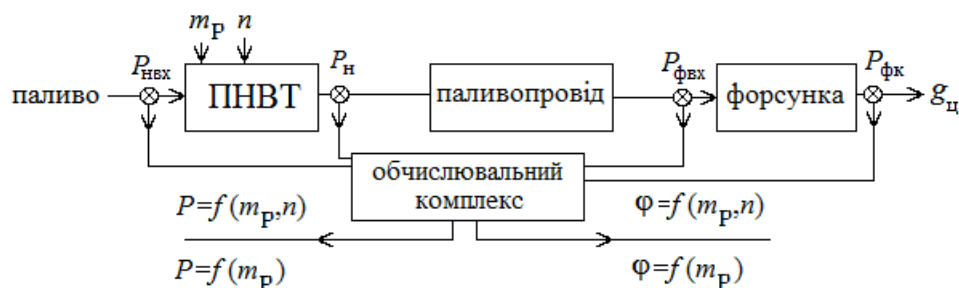


Рис. 2.2. Принципова схема дослідної установки

Для виконання поставлених завдань показано принципову схему дослідної установки (рис. 2.2), яка дозволяє візуально встановити джерела коливань у паливній системі високого тиску та принцип організації контролю

на елементах високого тиску паливної системи за допомогою вимірювальних пристроїв.

2.3. Технологія дисертаційного дослідження

Виходячи з мети дослідження робочою гіпотезою стало припущення, що надійність і працездатність елементів високого тиску паливної системи визначаються перепадами на кожного з них тиску робочої речовини на всіх режимах роботи дизеля.

Головним завданням дисертаційного дослідження стала розробка способу та алгоритму контролю за надійністю та працездатністю елементів високого тиску паливної системи дизеля. Рішення якого вимагає виконання наступних допоміжних завдань:

- визначити гідродинамічні характеристики в паливній системі високого тиску при роботі дизельного двигуна на змінних режимах;
- розробити математичну модель механічних процесів паливної системи високого тиску регресійним методом;
- здійснити імітаційне моделювання характеристик подачі палива у судовому ДВЗ.

Технологія дослідження процесів вприску палива судового дизеля, його надійності та працездатності показана у вигляді технологічної карти (рис. 2.3). Технологічна карта дослідження містить доказові, підтверджуючі і стверджуючі компоненти, які представлені науковими результатами та науковим положенням.

Доказова компонента складається з головного та допоміжних завдань дослідження, які використовують системні принципи при їх вирішенні.

При вирішенні допоміжних завдань дисертаційного дослідження планувалось застосувати наступні методи: статистичної обробки

експериментальних даних, фізичного моделювання та динамічного програмування.

Вирішенням головного завдання планувалась розробка методу, способу і механізму контролю за надійністю та працездатністю елементів високого тиску паливної системи дизельного двигуна.

Науковий результат вирішення головного завдання полягає у створенні процесу контролю за надійністю та працездатністю елементів високого тиску паливної системи суднового дизельного двигуна у робочому діапазоні частоти обертів.

Розроблена загальна методика дослідження. Здійснено вибір методів дослідження та його обґрунтування. Визначено, що у ході дослідження будуть використані графоаналітичні методи, метод статистичної обробки, метод динамічного програмування.

Технологія дисертаційного дослідження заснована на етапах системного підходу: від аналізу елементів системи до її синтезу для забезпечення якості функціонування.

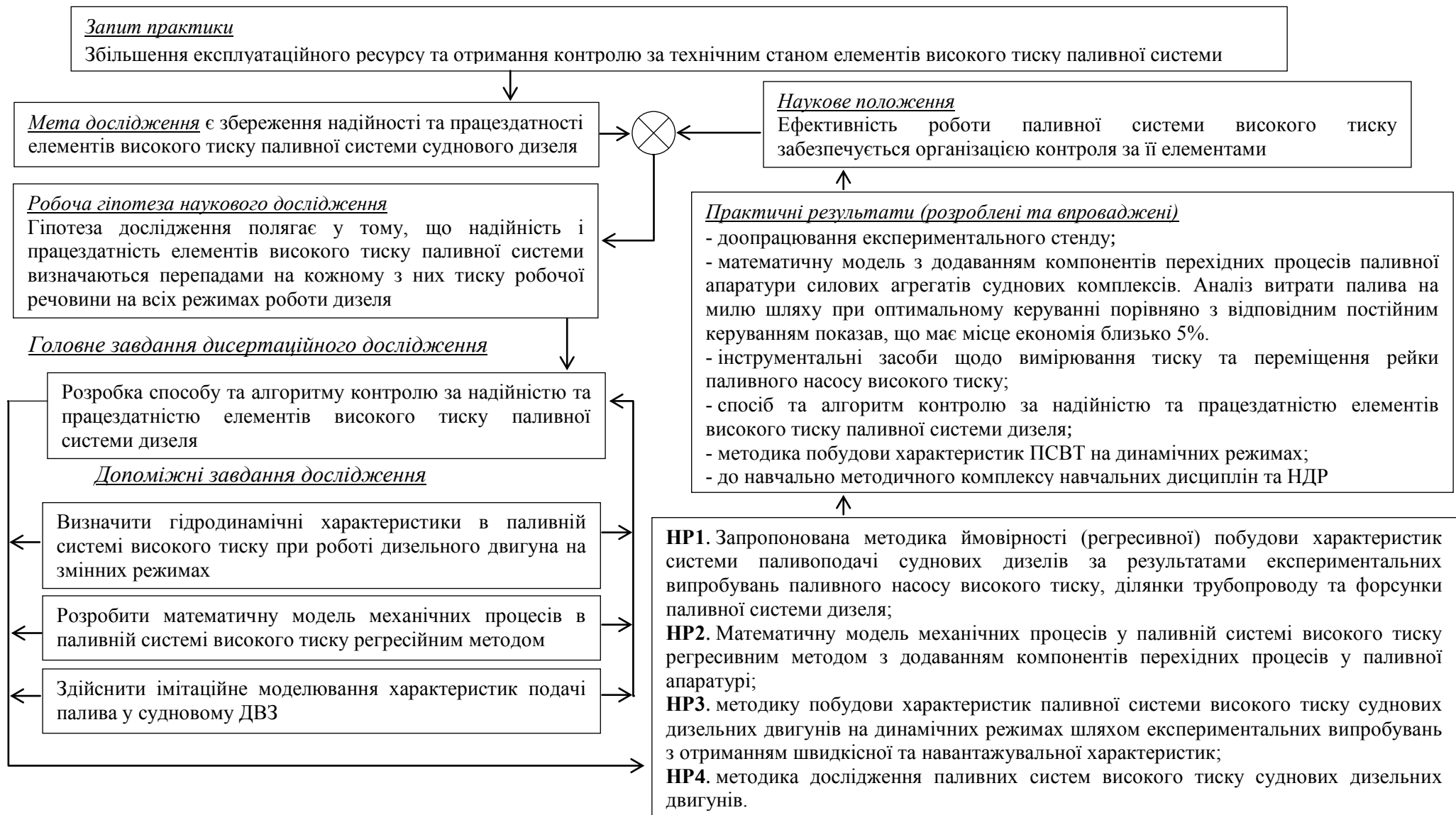


Рис. 2.3. Технологічна картка дослідження за темою: «Вдосконалення процесів вприску палива суднового дизеля»

2.4. Висновки по розділу 2

Паливна систем впливає на надійність роботи суднового дизельного двигуна. Працездатність паливної системи потребує контролю за її елементами під час експлуатації.

Відповідно до мети дослідження елементів високого тиску паливної системи запропоновано проводити шляхом імітаційного моделювання за відповідною схемою.

Технологія дисертаційного дослідження основана на етапах статистичної обробки експериментальних даних при побудові регресивних рівнянь процесів паливоподачі системи високого тиску суднового дизельного двигуна.

Вирішення допоміжних завдань дослідження використано метод фізичного моделювання при розробці комплексу керування паливною системою високого тиску суднового дизельного двигуна на експериментальному стенді та метод динамічного програмування при розв'язанні задачі шляхом її розбиття на декілька однакових підзадач, рекурентно пов'язаних між собою.

Основний зміст розділу 2 викладено в роботах автора [61 ,62, 63, 64, 65].

РОЗДІЛ 3

ПАРАМЕТРИ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ВИСОКОГО ТИСКУ ПІД ЧАС РОБОТИ НА ЗМІННИХ РЕЖИМАХ

3.1 Складові математичної моделі механічних процесів у паливній системі високого тиску з урахуванням інерційності

Оцінка технічного рівня та якості суднових дизельних двигунів здійснюється з використанням комплексних показників, заснованих на усередненні відносних показників властивостей, які враховуються. Перехід від абсолютних показників, які виражені у різних одиницях виміру, до безрозмірних відносин, зазвичай, здійснюється із залученням базових або еталонних показників під якими розуміють показники якості енергетичних систем, які визначаються (формується) при порівняльних випробуваннях. Дослідження основних динамічних характеристик енергетичних комплексів суднових систем у сталому режимі при дії вимушених коливань є актуальним. Особливо це підтверджується створенням керуючих систем для суднових силових енергетичних установок.

Для оптимального керування судновими силовими системами запропонована математична модель для даного класу об'єктів, яка ідентифікована до обраного об'єкта. Результати моделювання використовуються для керування цим об'єктом.

Оптимальне керування даним об'єктом передбачає розробку критерію оптимальності, пов'язаного функціональними співвідношеннями з характеристиками даної системи за допомогою яких і досягається оптимум [43].

Критерій оптимальності – найважливіший компонент завдання оптимізації. Роль моделювання та оптимізації у системах керування слід

розглядати в контексті життєвого циклу зазначеної системи [43, 96, 53]. Деякі етапи життєвого циклу системи керування показані на рис. 3.1.



Рис. 3.1. Фрагменти життєвого циклу системи керування

Найважливішим компонентом процесу експлуатації об'єкта є оптимальне керування його системою, яка забезпечує високі техніко-економічні показники.

У роботах [78, 8, 94] аналізуються способи модернізації систем подачі палива безпосередньої дії. При цьому основна увага приділяється не тільки підвищенню тиску впорску палива, але і можливостям адаптаційного регулювання процесів подачі палива для отримання необхідних значень циклової подачі, кута випередження впорску та закону подачі палива в умовах мінливого навантаження та перехідних процесів. Для оптимального вибору параметрів процесу подачі палива ефективні методи моделювання.

Однак у деяких методах моделювання не розглядаються питання оцінки взаємовпливу параметрів, які змінюються у математичних моделях. Тому формування математичної моделі з урахуванням взаємовпливу параметрів оптимального керування паливною системою суднового комплексу на перехідних режимах є актуальною.

Опишемо математичну модель динаміки суднового комплексу з урахуванням перехідних процесів для знаходження керування, що забезпечує

його рух з максимальною середньою швидкістю та мінімальною витратою палива на одиницю шляху.

Як математичну модель використовуємо диференціальні рівняння руху суднового комплексу у безрозмірному вигляді у нестационарних умовах, які мають вигляд [47]:

$$\begin{aligned}\frac{d\omega}{dt} &= \frac{N}{A} \left[\overline{M}_g^0(\omega) - \overline{M}_c^0(\omega, \nu, \varphi, t) \right], \\ \frac{d\nu}{dt} &= \frac{1}{A} \left[\overline{P}^0(\omega, \nu, \varphi, t) - R^0(\nu) \right],\end{aligned}\quad (3.1)$$

$$\text{граничні умови} \quad \omega(0) = 1; \quad \nu(0) = 1, \quad (3.2)$$

де ω , ν – відносна кутова швидкість ведучої ланки та відносна поступальна швидкість веденої ланки (суднового комплексу); A , N , t , – безрозмірні динамічні параметри та відносний час; P , R , M_g , M_c – відносні величини.

$$\text{Зокрема, } N = \frac{M_{\text{ш}}}{z} \cdot \frac{\nu m}{P \omega t}, \quad A = \frac{\rho \nu m}{z P},$$

$$P(\omega, \nu, \varphi, t) = \left[\frac{\varphi}{\varphi_{\max}} \left(\omega^2 - 0,6 \frac{\lambda_0}{\lambda_{1\max}} \omega \nu + 1,2 \frac{\lambda_0^2}{\lambda_{1\max}^2} \nu^2 \right) - 1,6 \frac{\lambda_0^2}{\lambda_{1\max}^2} \nu^2 \right] C_1(t) \quad - \text{ сила}$$

тяги гвинта;

$R(\nu) = \chi P(1, 1, \varphi_0, 0) \nu^2$ – сила опору води руху судна; ω – відносна кутова швидкість гвинта; $M_g(\omega, u) = M_0(1, 1, \varphi_0, 0) \overline{M}_c(\omega) u(t)$ – рушійний момент;

$$M_c(\omega, \nu, \varphi, t) = \left[\frac{\varphi}{\varphi_{\max}} \left(\omega^2 - 0,65 \frac{\lambda_0}{\lambda_{2\max}} \omega \nu + 1,45 \frac{\lambda_0^2}{\lambda_{2\max}^2} \nu^2 \right) - 1,8 \frac{\lambda_0^2}{\lambda_{2\max}^2} \nu^2 \right] \frac{\varphi}{\varphi_{\max}} C_2(t) \quad - \text{ момент}$$

опору гвинта;

$\lambda_0/\lambda_{2\max}$, A , B , $\varphi/\varphi_{\max}$ – безрозмірні коефіцієнти;

$\varphi(t)$ – крокові ставлення гвинта фіксованого кроку або ГРК;

$\nu(t)$ – відносна подача палива;

$C_1(t)$, $C_2(t)$ – функції, що характеризують нестационарність водного середовища.

$$M_g(\omega) = \frac{1 - \operatorname{sign}\left(\frac{\omega_0}{\omega_p} - 1\right)}{2 - (C - 1)\left[1 + \left(\frac{\omega_p}{\omega_0} - 1\right)\psi\right]} \mu(\omega) + \frac{1 + \operatorname{sign}\left(\frac{\omega_0}{\omega_p} - 1\right)}{2\left(C - \frac{\omega_p}{\omega_0}\right)} \mu(\omega), \quad (3.3)$$

$$\mu(\omega) = \left[\xi\psi(C - 1) \frac{1 - \operatorname{sign}\left(\omega - \frac{\omega_p}{\omega_0}\right)}{2} + \frac{\omega_0}{\omega_p} \frac{1 + \operatorname{sign}\left(\omega - \frac{\omega_p}{\omega_0}\right)}{2} \right] \left(\omega - \frac{\omega_p}{\omega_0} \right),$$

де ξ , C , ω_0/ω_p , ψ – характеристики двигуна.

Важливою характеристикою, яка оцінює економічність роботи енергетичної системи, є відносна витрата суттєвого ресурсу, в якості якого для суднового комплексу є паливо на одиницю шляху у виді:

$$C^0 = \frac{M_g(\omega)\omega M_c(\omega)}{\nu}. \quad (3.4)$$

3.2 Побудова оптимального рівняння паливної системи суднового дизеля з урахуванням перехідних процесів

При постановці задач оптимального керування потрібно [5, 6]:

1. Знаходити керування $0 \leq u(\tau) \leq 1$, що забезпечує рух суднового комплексу з максимальною середньою швидкістю, тобто:

$$\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \nu(\tau) d\tau \rightarrow \max \nu_{\text{сеп}}. \quad (3.5)$$

При диференціальних зв'язках (3.1) та граничних умовах:

$$\omega(0) = \omega(2\pi);$$

$$\nu(0) = \nu(2\pi).$$

2. Знаходити керування $0 \leq u(\tau) \leq 1$, що забезпечує мінімальну середню витрату палива на одиницю шляху суднового комплексу при заданій середній швидкості його руху $u_1 < u_{\max}$, тобто [44, 67, 52]

$$\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{M_g(\omega) \omega M_c \omega}{v} d\tau \rightarrow \min \quad (3.6)$$

при диференціальних зв'язках (3.1), граничних умовах (3.2) та інтегральному зв'язку

$$\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} v(\tau) d\tau = v_1.$$

Особливо велике практичне значення вони мають у вирішенні однієї з основних проблем суднової механіки – автоматизації силових установок суден різних класів та типів з ГРК при плаванні суден у найбільш важких морських умовах [3, 21].

Розглянемо вплив керуючого параметра $u(t)$ на основні динамічні характеристики суднової системи [97].

Для визначення зазначеного впливу розв'яжемо задачу знаходження керування $0 \leq u(\tau) \leq 1$, що забезпечує рух суднового комплексу з максимальною середньою швидкістю при диференціальних зв'язках (3.1) та граничних умовах (3.2). Порівняємо відповідні функціонали при оптимальному керуванні $u(t)$ та на вигідних постійних значеннях u ($u = u_{\max}$, та $u = u_{\min}$) для оцінки ефективності від введення керування по u .

Зазвичай, параметр $1/A \ll 1$. Тому, використовуючи метод усереднення [5], можна записати:

$$\begin{aligned} \int_0^{2\pi} [P^0(\omega, v, u, t) - R^0(v)] dt &= 0, \\ \omega &= \frac{B}{A} [M_g(\omega) - M_c^0(\omega, v, u, t)], \\ C^0 &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{M_g(\omega) \omega g_e^0(M_g(\omega))}{v} dt. \end{aligned} \quad (3.7)$$

Дослідження впливу параметра N/A показало, що при збільшенні значення екстремальні величини всіх характеристик суднової системи асимптотично наближаються до деяких граничних значень. При $N/A > 5$, величини ω та v , а отже, M_g^0 , M_c^0 та P^0 практично не відрізняються від своїх граничних значень.

При $\Delta C_2 > 0,5$, де $\Delta C_2 = \max C_2(t) - \min C_2(t)$ значення $v(u)$, $u_{\max}$, $u_{\min}$ практично не залежать від N/A . Тому, для довільного N/A можна задавати $u_{\max}$ та $u_{\min}$ отримані в припущенні $N/A \ll 1$.

При $\Delta C_2 > 0,5$, тобто для великих збурень середовища (при великих амплітудах морської поверхні) на проміжку $(0,1; 1,0)$ значення $u_{\max}$ та $u_{\min}$ досягають деяких максимальних величин, а потім монотонно зменшуються. Якщо ставити значення швидкості v при $N/A \gg 1$ та $u = u_0$, то значення $u_{\min}$ практично не залежить від N/A при довільному реальному значенні ΔC_2 .

Проведене дослідження також показало можливість отримання рішення у припущенні $N/A \ll 1$ та $N/A \gg 1$. У той самий час, за цих припущень використання методу малого параметра [6, 98] дає можливість практично довести дослідження задач 1) та 2) до числових розрахунків.

Значення основних характеристик силових установок суднового комплексу v , $\omega_{\max}$, $\omega_{\min}$, C^0 залежать істотно від усіх параметрів системи, тому для моделювання введемо в розгляд апроксимаційні функції зазначених характеристик у вигляді:

$$f = \psi_{2\xi} + a_0(\psi_{1\xi} - \psi_{2\xi})e^{-\frac{N}{A}Hf},$$

де ξ – одна з перерахованих вище характеристик,

$$H_{\xi} = a_1 + a_2 \frac{\lambda_0}{\lambda_{\max}} + a_3 u_0 + a_4 \chi + a_5 \zeta + a_6 \frac{h_0}{R} + a_7 \frac{\psi_0}{R} + a_8 \left(\frac{\ell u_0}{R} \right)^2 + a_9 u_{\min},$$

де $\psi_{i\xi}$ – апроксимаційні функції для ξ при $N/A \ll 1$, $i = 1$ і $N/A \ll 1$, $i = 2$;

a_i – постійні коефіцієнти, які визначаються методом найменших квадратів.

Апроксимаційні функції отримані при $\Delta C_2 \leq 0,5$ для довільного N/A , а при $\Delta C_2 > 0,5$ для $N/A \geq 1$.

Розглянемо побудову керування системою, що містить малий параметр. Для цього введемо керування $u(t)$, мінімізуючий функціонал [44, 67]

$$I[u] = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} F(x) dt; \quad (3.8)$$

$$x'(t) = \varepsilon \sum_{j=1}^B X^j(x) \psi_j(u, t) \quad (3.9)$$

при граничних умовах: $x(0) = x(2\pi)$ (3.10)

Завдання (3.8) – (3.10) зводиться до розв'язання задачі оптимального керування відповідним послідовним наближенням методу усереднення.

Завдання оптимального керування, що відповідає першому наближенню, формується таким чином:

– знайти керування мінімізуючого функціонала:

$$I_1[u] = F(\xi); \quad (3.11)$$

$$\sum_{j=1}^n X^j(\xi) \overline{\psi_j(u, t)} = 0, \quad (3.12)$$

$$\psi_j = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \psi_j(u, \tau) d\tau.$$

Відповідно до зроблених припущень система (3.12) має єдине рішення [67]:

$$\xi = \xi(\overline{\psi(u, t)}).$$

Отже, отримуємо задачу з мінімізуючим функціоналом

$$I[u] = W[Z(2\pi)], \quad (3.13)$$

$$Z' = \frac{1}{2\pi} \psi(u, t), \quad Z'(0) = 0, \quad W[Z(2\pi)] = F[\xi(\overline{\psi(u, t)})]. \quad (3.14)$$

На підставі принципу максимуму та теорії керування Л.С. Понтрягіна [67] $u(t)$ визначається за умовою:

$$\sum_{i=1}^n P_i \psi_c(u, t) \rightarrow \max, u \in V,$$

де $u = u(t, p)$; $P = \text{const}$.

Оптимальне керування для задач 1) та 2) в разі $m/A \ll 1$, що відповідає першим наближенням, має вигляд:

$$u(t) = \frac{P_1 C_1(t) + P_3 C_2(t)}{P_2 C_1(t) + P_4 C_2(t)}. \quad (3.15)$$

Для суднових комплексів

$$u(t) = a + b \cdot \frac{C_1(t)}{C_2(t)}, \quad (3.16)$$

де $a = P_1/P_2$; $b = P_3/P_4$.

Таким чином, задачу оптимального керування 1) та 2) в першому наближенні можна звести до задач екстремального регулювання за параметрами P_i .

У разі $n/A \gg 1$ отримано аналітичний вираз для оптимального керування, яке відповідає першому наближенню. Так, рішення задачі 1) синтезу оптимального керування надається у вигляді:

$$u(\omega) = 1 + \gamma \frac{1 - \sin g \left(\omega - \frac{\omega_p}{\omega_0} \right)}{2} - \left(\omega - \frac{\omega_p}{\omega_0} \right), \quad (3.17)$$

де $\gamma \gg 1$.

Керування (3.17) дасть тим краще наближення до оптимального коли більше значення γ . Тому що закон керування (3.17) справедливий для будь-яких збурюючих функцій $C_1(t)$ і $C_2(t)$, то система автоматичного керування з характеристикою регулятора швидкості провідної ланки (3.17) підтримує режим, близький до оптимального при дії довільних сил, що збурюють, у тому числі і неперіодичних.

Проведені дослідження для суднових комплексів показали, що досить обмежуватися значенням $\gamma = 50$. При цьому величина виграшу швидкості

судна у нестационарних умовах зміни параметрів досягає 8%, а при найкращому керуванні $u = u_{\max} - 4\%$. Величина $u_{\max}$ залежить від усіх параметрів, що характеризують судновий комплекс і стан моря. Закон регулювання (3.17) є однаковим для всіх випадків і тому не вимагає проведення додаткових розрахунків.

Для вирішення задачі 2) при $n/A \gg 1$ оптимальне керування $u(t)$ має вигляд (3.16), тобто збігається з законом керування для $n/A \ll 1$. Використання закону керування (3.16) для задачі 1) $n/A \gg 1$ дозволяє отримати швидкість судна $v \rightarrow v_{\text{opt}}$, близьку до оптимальної.

Необхідна умова оптимальності має вигляд [67, 52]:

$$(-1)^k \frac{\partial}{\partial u} \left[\frac{d^{2k}}{dt^{2k}} \left(\frac{\partial H}{\partial u} \right) \right] = 0.$$

Якщо рух керованої системи задається системою диференціальних рівнянь

$$\frac{dx_i}{dt} = \frac{\partial H}{\partial P_i}, \quad H = \sum_{i=1}^n \xi_i P_i, \quad P_i = \frac{\partial H}{\partial \chi_i},$$

де $i = 1, 2, \dots, n$;

керування $u(t)$ входить у функцію H , то при розгляді як керування функції $W = du/dt$ отримуємо особливі ділянки, які задовольняють необхідною умовою оптимальності.

При отриманих оптимальних керуваннях паливною системою, що забезпечує мінімальну витрату палива на мильо шляху судна при заданій середній швидкості його руху $v_1 < v_{\max}$, величина економії у відносній витраті палива може досягати 5%.

Розгляд керування виду

$$u(t) = a + b \cdot C_2(t) \quad (3.18)$$

вказує на те, що економія у витраті палива при керуванні, згідно з законом (3.16), мало відрізняється від економії у витраті палива при керуванні згідно з законом (3.18), та також досягає до 5%. Однак закон керування виду (3.18) більш простий у реалізації.

Метод динамічного програмування є одним з поширених методів синтезу оптимального керування об'єктами різноманітної природи. Він заснований на принципі динамічного програмування, який формується таким чином [6, 3]: оптимальне керування має таку властивість, що для будь-якого початкового стану та використаного початкового керування подальше оптимальне керування збігається з вихідним оптимальним керуванням щодо стану, який виходить у результаті застосування початкового керування. Стосовно до нашого випадку метод динамічного програмування у задачі керування на кінцевому інтервалі часу визначається такою системою [97, 98]:

$$dx/dt = f(t, x(t), u), \quad t_0 \leq t \leq T, \quad x(t_0) = x_0, \quad u \in U, \quad (3.19)$$

$$J(u) = \varphi(x(T)) + \int_{t_0}^T F(t, x(t), u) dt \rightarrow \min, \quad u \in U. \quad (3.20)$$

Тут $x(t) = \begin{pmatrix} \omega(t) \\ v(t) \end{pmatrix}$ – вектор-функція динамічних характеристик суднового комплексу; $F(t, x(t), u)$ – рішення системи (3.1) – (3.2).

Введемо скалярну функцію $V(s, x)$, названу функцією Беллмана, яка визначається наступним чином. Рух суднового комплексу описується системою (3.1), з початковими умовами (3.2) відбувається на відрізку $t_0 \leq s \leq t \leq T$ та початкова умова має вигляд при $x(s) = x$, $x \in R$, тобто

$$dx/dt = f(t, x(t), u), \quad s \leq t \leq T, \quad x(s) = x, \quad u \in U. \quad (3.21)$$

Для системи (3.21) розглянемо задачу про мінімізацію функціонала

$$\varphi(x(T)) + \int_s^T F(t, x(t), u) dt \rightarrow \min, \quad u \in U. \quad (3.22)$$

Зазначимо, що при $s = t$ та $x = x_0$ задача (3.21) та (3.22) збігається із задачею (3.1) та (3.2). Мінімальне значення функціонала (3.22) на траєкторіях

системи (3.21) залежить від початкового моменту s та початкового положення x . Функція Беллмана $V(s, x)$ [6] дорівнює $\min$ функціонала (3.22) на траєкторіях системи (3.21) за різноманітним допустимим керуванням:

$$V(s, x) = \min, \quad \varphi(x(T)) + \int_s^T F(t, x(t), u) dt. \quad (3.23)$$

Проведені дослідження для суднових комплексів показали, що досить обмежуватися значенням $\gamma = 50$. При цьому величина виграшу швидкості судна у нестационарних умовах зміни параметрів досягає 8%, а при найкращому керуванні $u = u_{\max} - 4\%$. Величина $u_{\max}$ залежить від усіх параметрів, що характеризують судновий комплекс і стан моря. Закон регулювання (3.17) є однаковим для всіх випадків і тому не вимагає проведення додаткових розрахунків.

Для задачі 2) при $N/A \gg 1$ оптимальне керування $u(t)$ має вигляд (3.16), тобто збігається з законом керування для $N/A \ll 1$. При зменшенні параметра N/A зменшується амплітуда коливань кутової швидкості двигуна та керування виду (3.18), яке наближається до оптимального. Використання закону керування (3.16) для задачі 1) $N/A \gg 1$ дозволяє отримати швидкість судна $v \rightarrow v_{\text{opt}}$, близьку до оптимальної.

При отриманих оптимальних керуваннях для завдання керування паливною системою, що забезпечує мінімальну витрату палива на милю шляху судна, при заданій середній швидкості його руху $v_1 < v_{\max}$, величина економії у відносній витраті палива може досягати 5%.

Отримані співвідношення при моделюванні та оптимальне керування силовими агрегатами суднових комплексів на відміну від результатів, викладених у роботах [21, 52], дозволяють методом динамічного програмування провести аналіз витрат палива на одиницю шляху при оптимальному керуванні порівняно з відповідним постійним керуванням.

3.3 Висновки по розділу 3

Отримана математична модель складових механічних процесів у паливній системі високого тиску динаміки суднового комплексу з урахуванням перехідних процесів і знайдено керування, що забезпечує його рух з максимальною середньою швидкістю і мінімальною витратою палива на одиницю шляху.

Визначені співвідношення при моделюванні й оптимальному керуванні силовими агрегатами судових комплексів дозволили методом динамічного програмування провести аналіз витрат палива на одиницю шляху при оптимальному керуванні порівняно з відповідним постійним керуванням.

Встановлено вплив на паливну систему суднового комплексу збурень водного середовища при оптимальному і постійному керуванні. Це, в свою чергу, сприятиме оцінці надійності та працездатності паливної системи суднового дизеля.

Основний зміст розділу 3 викладено в роботах [97, 98].

РОЗДІЛ 4

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПОДАЧІ ПАЛИВА ПІД ЧАС РОБОТИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА НА ЗМІННИХ РЕЖИМАХ

4.1 Опис експериментального стенда

Дослідження паливних систем високого тиску відбувається двома способами, а саме: моторним та на експериментальних стендах. Найбільш простим є другий спосіб дослідження.

Для дослідження характеристик процесів подачі палива при роботі дизельного двигуна на змінних режимах було використано експериментальний стенд з випробувань елементів високого тиску паливної системи суднового дизельного двигуна. Експериментальний стенд доопрацьовано та обладнано розробленими на кафедрі суднових енергетичних установок Національного університету «Одеська морська академія» приладів: багатоканального програмно-апаратного комплексу з метою реєстрації процесів подачі палива та комплексу керування рейкою ПНВТ для переміщення рейки у довільне положення з задаванням тривалості перебування в цих положеннях [75].

На експериментальному стенді проведено дослідження елементів високого тиску паливної системи суднового дизельного двигуна 6ЧН25/34. Обертання кулачкового валу експериментального стенда здійснюється електроприводом постійного струму, який має безступінчасте регулювання частотою обертання. Приводом ПНВТ є фрагмент штатного розподільного валу дизельного двигуна.

Перетворення вимірювальних характеристик процесів вприску в елементах паливної апаратури у вихідний сигнал використовувалися датчики високого та середнього тиску. Датчики уніфіковані та відрізняються лише

розмірами деформованого елемента. Деформація сприймається дротяними тензометричними ґратами.

Вимірювання лінійних та кутових переміщень здійснюється за допомогою індуктивних датчиків та фотодатчиків.

Відповідно до характеристик вимірювальних датчиків розроблялися електронні модулі вимірювальної системи багатоканального програмно-апаратного комплексу, який проектувався спільно з програмним забезпеченням для ПК. Також багатоканальний програмно-апаратний комплекс є блоком індикації, запису даних та керування роботою експериментального стенда.

Паливна система високого тиску суднового дизельного двигуна 6ЧН25/34, яка досліджувалась, складалась з наступних елементів: ПНВТ золотникового типу; паливний трубопровід високого тиску; паливна форсунка закритого типу з розпилювачем.

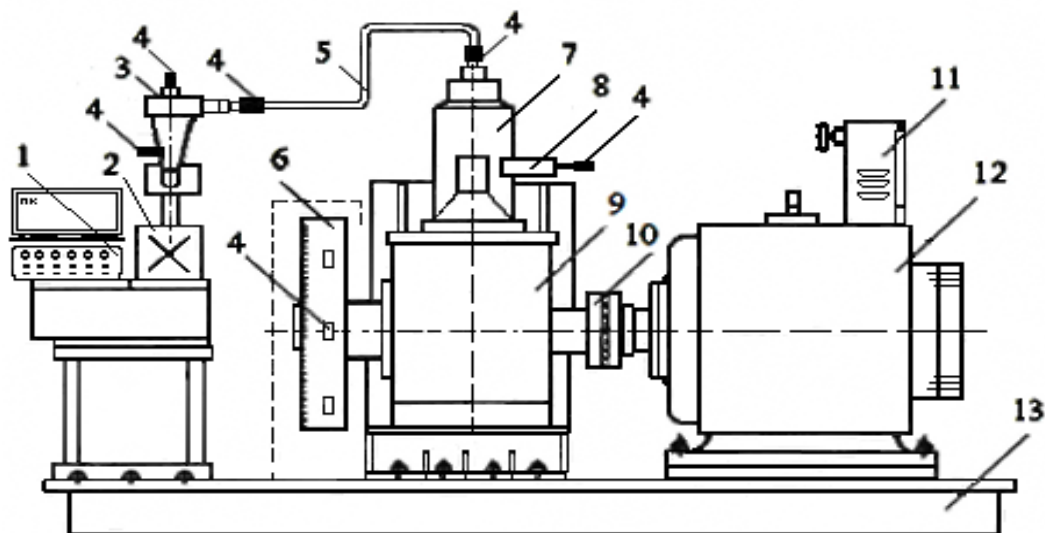


Рис. 4.1. Схема експериментального стенда:

1 – багатоканальний програмно-апаратний комплекс; 2 – зливна ємність; 3 – паливна форсунка; 4 – датчики тиску та переміщення; 5 – паливний трубопровід високого тиску; 6 – маховик; 7 – паливний насос високого тиску (ПНВТ); 8 – комплекс керування рейкою ПНВТ; 9 – привід ПНВТ; 10 – з'єднувальна муфта; 11 – станція керування електроприводом; 12 – електропривід постійного струму; 13 – рама експериментального стенда

Схематичне зображення експериментального стенда показано на рис. 4.1 (див. додаток В).

Стенд складається з рами 13, на яку встановлений електропривід 12 зі станцією керування 11. Через муфту 10 електропривід з'єднаний з приводом ПНВТ 9 та маховиком 6, на який встановлено ПНВТ 7. Для переміщення рейки ПНВТ встановлений привід 8, який підключений до програмно-апаратного комплексу керування рейкою ПНВТ. Паливний трубопровід високого тиску 5 з'єднує ПНВТ та форсункою 3, паливо яке вприскується у приймач форсункою, зливається в ємність 2. Досліджувана паливна система високого тиску додатково оснащена датчиками тиску та переміщення 4. Датчики підключені до багатоканального програмно-апаратного комплексу 1, який забезпечує їх живленням, приймає та перетворює отриману інформацію у цифровий код з відображенням даних на ПК для подальшої обробки та запису.

Крім того, експериментальний стенд додатково обладнаний нагрівачем, гідравлічною системою та сепаратором палива. Дане обладнання розширює можливості експериментального стенда проводити експериментальні дослідження з важкими сортами палива.

Керування експериментальним стендом з вище наданою комплектацією керується з пульта. Пульт керування обладнаний стандартною системою контролю та безпеки під час досліджень.

4.1.1 Технічні характеристики досліджуваної паливної системи

Загальний вигляд експериментального стенда для випробувань елементів високого тиску паливної апаратури дизельного двигуна 6ЧН25/34 показано на рис. 4.2.

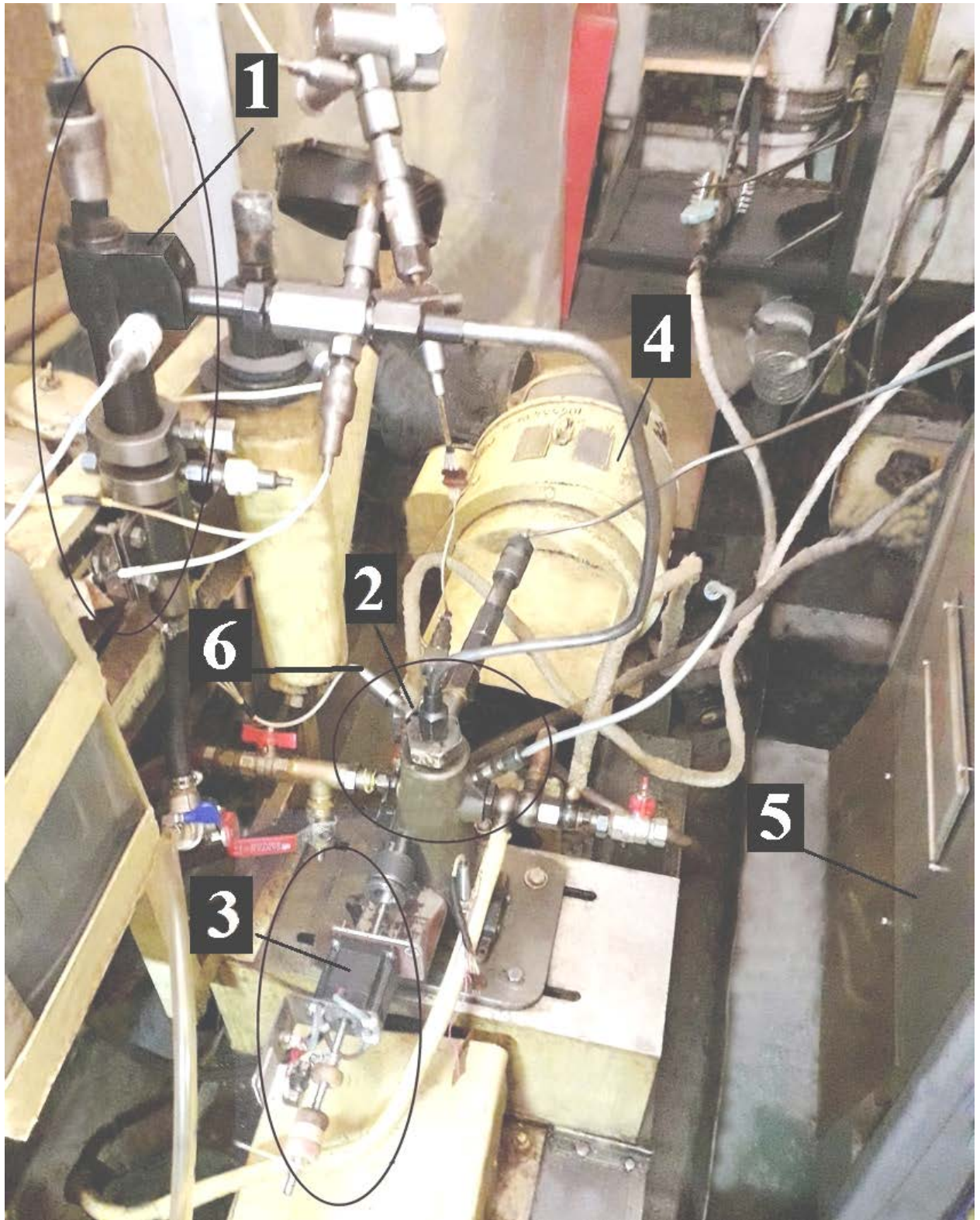


Рис. 4.2. Загальний вигляд експериментального стенда:

- 1 – паливна форсунка; 2 – паливний насос високого тиску (ПНВТ);
3 – пристрій керування переміщенням рейки ПНВТ; 4 – електропривід;
5 – станція керування електроприводом; 6 – датчик тиску ПНВТ

Розміщення вимірювальних датчиків на експериментальному стенді для випробувань елементів високого тиску паливної апаратури показано на рис. 4.3.

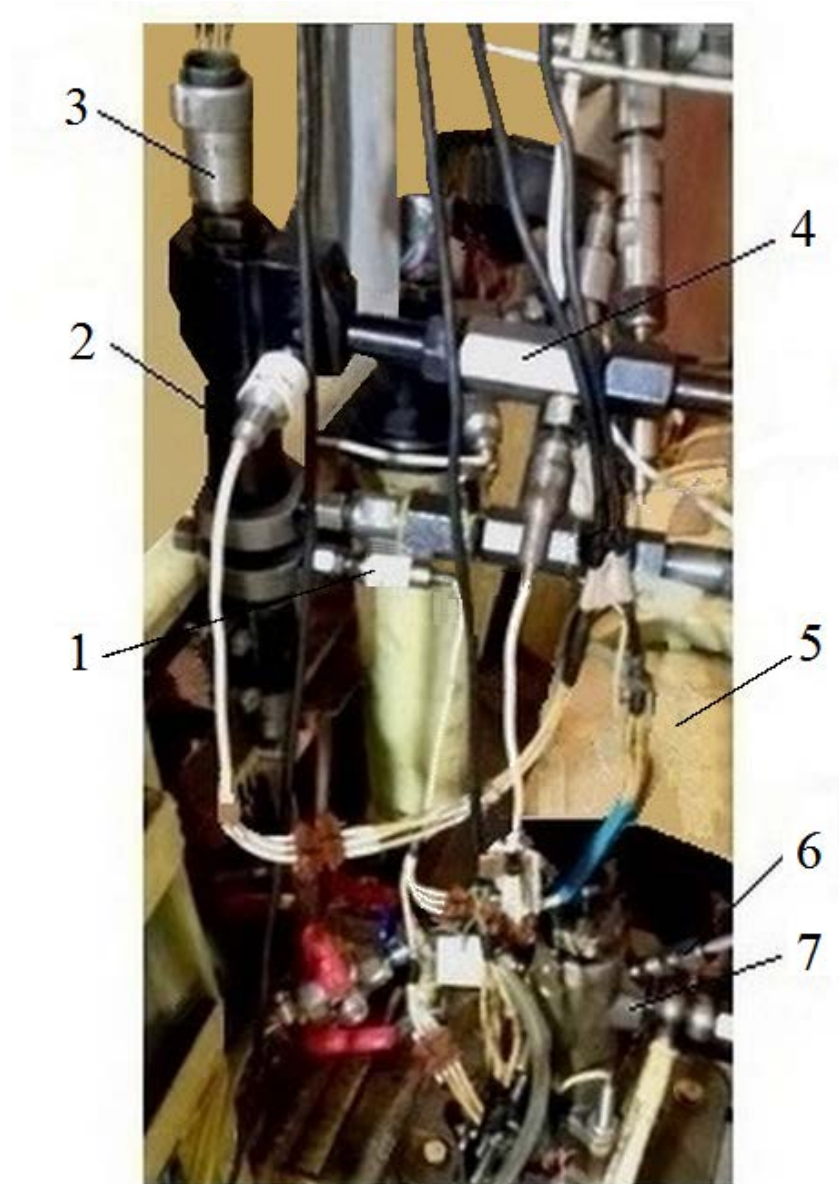


Рис. 4.3. Розміщення вимірювальних датчиків на експериментальному стенді:
 1 – датчик тиску в каналі форсунки $p_{фк}$; 2 – паливна форсунка; 3 – датчик переміщення паливної голки форсунки z ; 4 – датчик тиску палива на вході у форсунку $p_{фвх}$; 5 – електропривід; 6 – датчик тиску палива у насосі високого тиску (ПНВТ) $p_{н}$; 7 – ПНВТ

Конструктивні технічні характеристики елементів високого тиску паливної апаратури суднового дизельного двигуна 6ЧН25/34 надано у зведеній табл. 4.1 [88].

Таблиця 4.1

Технічні характеристики паливної апаратури високого тиску
дизельного двигуна 6ЧН25/34

Параметри	Одиниці виміру	Показники
Показники двигуна:		
ефективна потужність дизельного двигуна	кВт	300-500
кількість циліндрів	—	6
частота обертів	об/хв	500-600
середній ефективний тиск	кг/см ²	8,47-13
ступінь стиснення	—	12
максимальний тиск згоряння	кг/см ²	75-100
питома витрата палива, (номінальна / стандартна)	г/кВт год	222 / 198
питома витрата масла на годину	г/кВт год	1,35
Паливний насос високого тиску:		
тип паливного насоса високого тиску	—	золотниковий
діаметр плунжера паливного насоса $d_{\text{п}}$	мм	16
хід плунжера паливного насоса $h_{\text{п}}$	мм	16
Паливна форсунка (закритого типу):		
діаметр голки паливної форсунки $d_{\text{г}}$	мм	6
хід (підйом) голки паливної форсунки z_{max}	мм	0,45
тиск затягування голки паливної форсунки p_0	кгс/см ²	210
кількість i_c розпилювальних отворів розпилювача	—	9
діаметр d_c розпилювальних отворів розпилювача	мм	0,35
Паливний трубопровід високого тиску:		
зовнішній D_T та внутрішній d_T діаметр, довжина L_T паливопровід високого тиску	мм	10; 3; 955

Результати оцінки технічних характеристик параметрів паливної системи високого тиску дизельного двигуна 6ЧН25/34 з зібраною паливною системою високого тиску на експериментальному стенді вказують на те, що системи сумісні (тиск, частота обертання та інші параметри).

Паливна форсунка дизельного двигуна 6ЧН25/34 у складі експериментального стенда з вимірювальними датчиками показано на рис. 4.4.

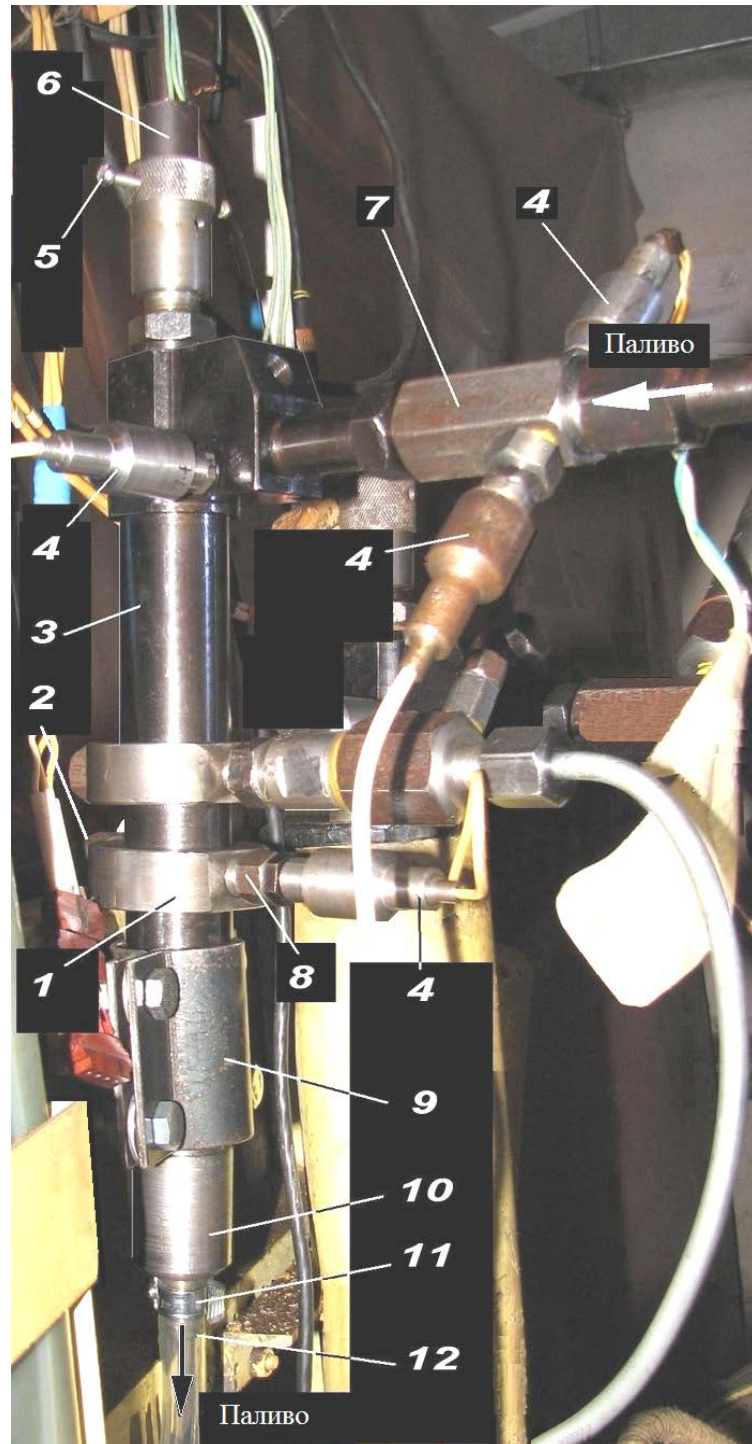


Рис. 4.4. Загальний вигляд паливної форсунки на експериментальному стенді:

1 – монтажне кільце; 2 – затискний болт; 3 – паливна форсунка у зібраному стані; 4 – датчики тиску (4 од.); 5 – гвинт кріплення датчика підйому паливної голки; 6 – датчик підйому паливної голки розпилювача; 7, 8 – перехідники для датчиків тиску; 9 – хомут кріплення паливної форсунки; 10 – стакан глушника; 11 – хомут; 12 – зливна трубка

Для експериментального дослідження паливна форсунка була дообладнана датчиком тиску та датчиком підйому (переміщення) голки розпилювача. Схема розміщення показана на рис. 4.5.

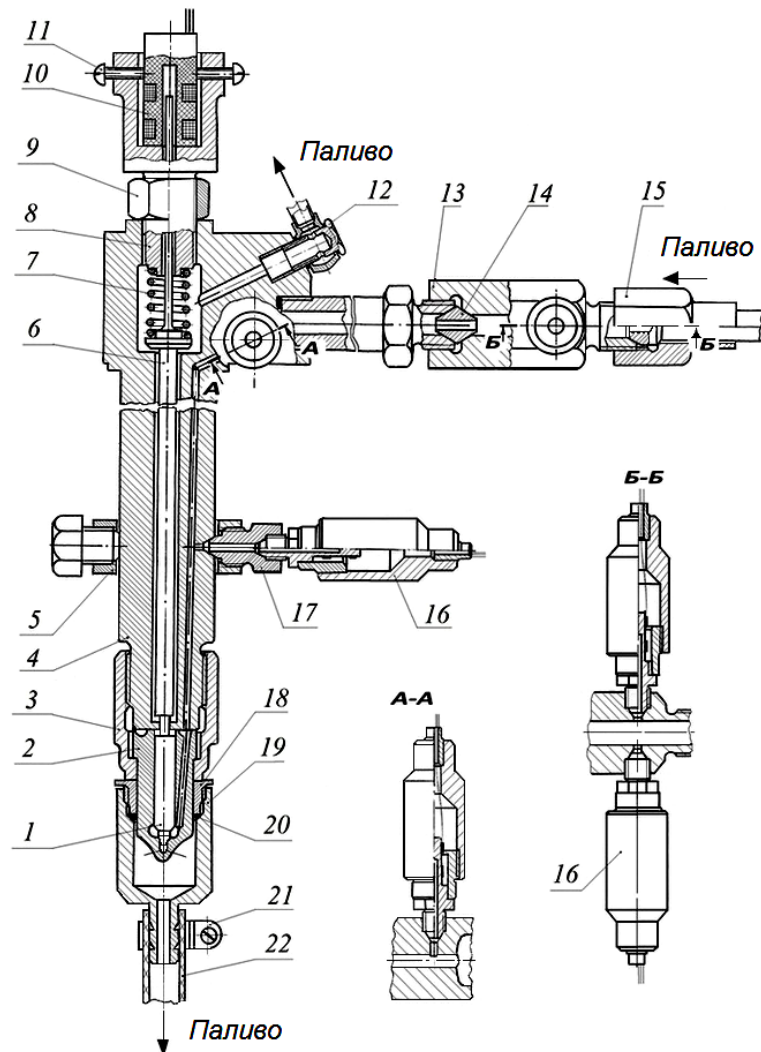


Рис. 4.5 Паливна форсунка з датчиками тиску та переміщення голки розпилювача:

1 – голка розпилювача; 2 – розпилювач; 3 – гайка розпилювача; 4 – корпус форсунки; 5 – монтажне кільце; 6 – шток з подовжувачем; 7 – пружина; 8 – регулювальний болт зі стаканом для датчика підйому голки розпилювача; 9 – гайка; 10 – датчик підйому голки розпилювача; 11 – гвинт кріплення датчика; 12 – штуцер відводу витоків палива; 13 – перехідник для датчиків тиску; 14 – ущільнюючий конус; 15 – паливна трубка; 16 – датчик тиску (4 од.); 17 – перехідник для датчика тиску; 18 – гайка заглушки; 19 – стакан заглушки; 20 – ущільнювальне кільце; 21 – хомут; 22 – зливна трубка

Установка датчиків на елементи високого тиску паливної системи суднового дизельного двигуна 6ЧН25/34 була частиною комплексу робіт з доопрацюванням експериментального стенда для проведення випробувань.

Корпус форсунки рис. 4.5 дообладнано датчиком тиску. Виконаний отвір для з'єднання датчика тиску 16 з каналом палива високого тиску форсунки.

Замість штатного регулювального болта виготовлений болт зі стаканом 8 для датчика підйому голки розпилювача 10.

Штатний шток 6 дообладнано подовжувачем, що проходить в отвір датчика підйому голки розпилювача.

Перехідник 13 на трубці підведення палива служить для кріплення двох датчиків тиску, сигнали яких, з метою оцінки похибки, реєструються та обробляються паралельно різними пристроями.

Для збору палива на розпилювач 2 встановлений стакан глушника 19 за допомогою гайки 18 і кільця ущільнювача 20.

Відведення палива в ємність здійснюється по зливній трубці 22, закріпленої за допомогою хомута 21 на стакані заглушки.

Кріплення паливної форсунки до каркаса стенда виготовлено за допомогою хомута.

ПНВТ дизельного двигуна 6ЧН25/34 (рис. 4.6) золотникового типу, з регулюванням по кінцю подачі, нагнітальний клапан грибкового типу зі відсмоктувальним паском. Для експериментального дослідження ПНВТ було дообладнано датчиком тиску (позиція 29).

Дообладнання стандартної системи високого тиску суднового дизельного двигуна 6ЧН25/34 вимірювальними датчиками, багатоканальним програмно-апаратним комплексом та комплексом керування рейкою ПНВТ дозволило фіксувати гідродинамічні процеси, які відбуваються у елементах високого тиску паливної системи, з подальшою можливістю їх аналізу та визначенням параметрів настройки.

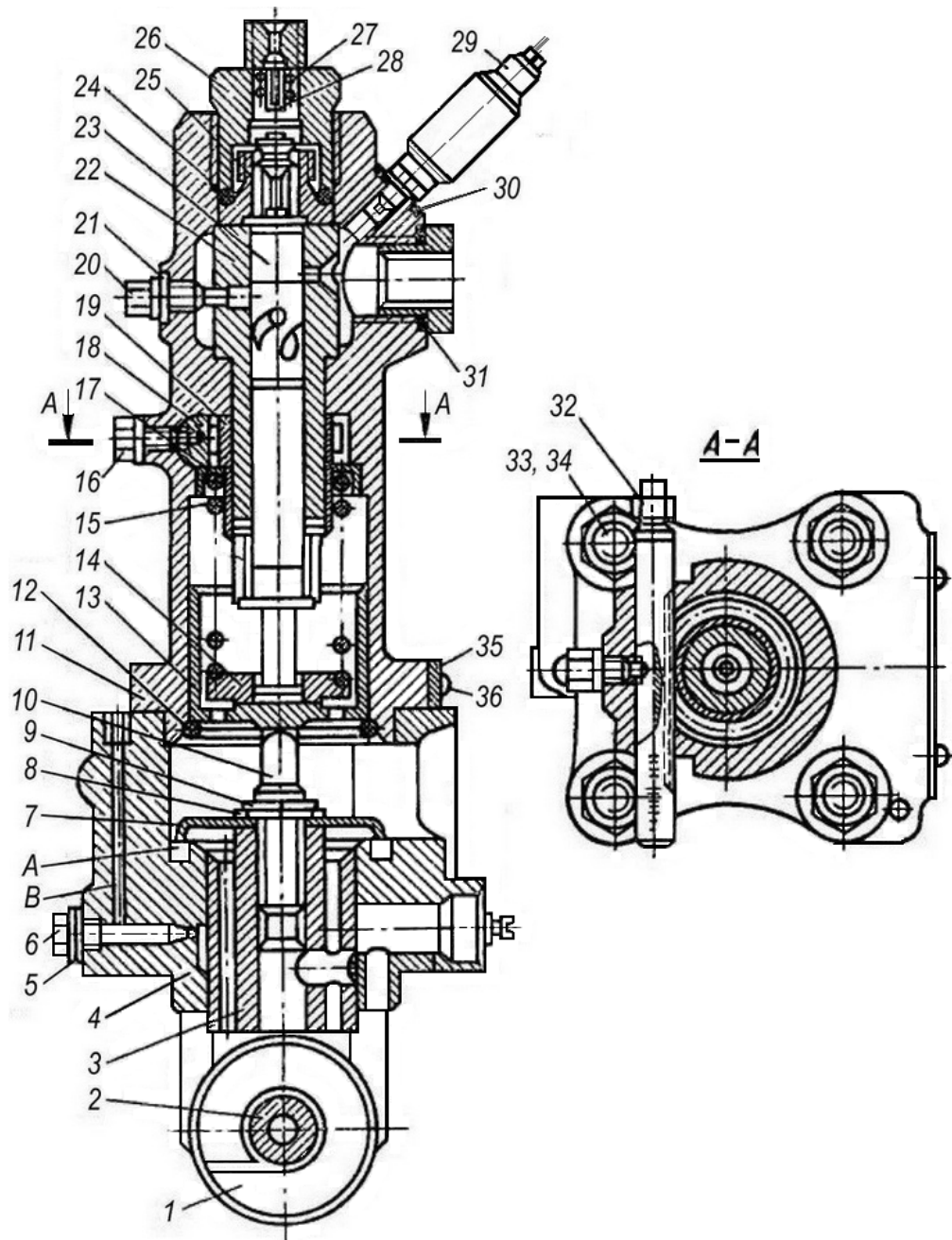


Рис. 4.6. Паливний насос високого тиску з датчиком тиску:

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

4.1.2 Багатоканальний програмно-апаратний комплекс для вимірювання тиску в системі подачі палива

Багатоканальний програмно-апаратного комплекс, який є складовою вимірювальної техніки, використовується для проведення досліджень робочих процесів теплових двигунів (ДВС), в яких основними процесами є гідродинамічні явища у системах подачі палива та теплові явища в циліндрах. Для їх реєстрації використовувалися датчики тиску та переміщення. Як базові розглядалися датчики тензометричні перетворювачі тиску та індуктивні датчики переміщення.

Під час розробки багатоканального програмно-апаратного комплексу основними враховуваними умовами були наступні:

- сумісність з вже існуючим вимірювальним комплексом типу ТА-5 в частині використання датчиків та кабельної системи на рівні приладового інтерфейсу;
- зручність у роботі, можливість оперативного вибору реєстрованих параметрів, збереження прийнятої інформації тощо;
- багатоканальність комплексу.

Крім того, після аналізу передбачуваних характеристик досліджуваних гідродинамічних процесів у паливній системі, були сформульовані додаткові вимоги:

- схема включення датчиків – півмістова;
- досліджувані частоти – до 7 кГц;
- число вимірювальних каналів – не менше 10;
- два канали повинні мати можливість щодо вимірювань на змінному струмі – для індуктивних датчиків переміщення;
- можливість візуального контролю процесу вимірювання по кожному каналу;
- керування балансом моста та вибором коефіцієнта посилення каналу;

- точність наскрізного вимірювального каналу не гірше 5%;
- канал для підключення датчика обертів – типу БТП-12;
- канал для фотоелектричного датчика;
- канал прямого підключення до входу АЦП.

Виходячи з цих основних положень, було розроблено багатоканальний програмно-апаратний комплекс, до складу якого увійшли наступні складові:

- персональний комп'ютер;
- вимірювальний пристрій типу LTR-U-1 (виробництва товариства з обмеженою відповідальністю «Л Кард»), що складається з модуля вимірювального типу LTR-11 (багатоканального АЦП) та крейта LTR-U-1-4, який забезпечує апаратну взаємодію АЦП з персональним комп'ютером по стандартному інтерфейсу USB (англ. *Universal Serial Bus* – укр. універсальна послідовна шина);
- блок комутації та підсилювачів;
- комплект програмного забезпечення;
- комплект технічної документації.

На рис. 4.7 показано загальний вигляд багатоканального програмно-апаратного комплексу (типу LTR-U-1) без комп'ютера та ліній зв'язку.

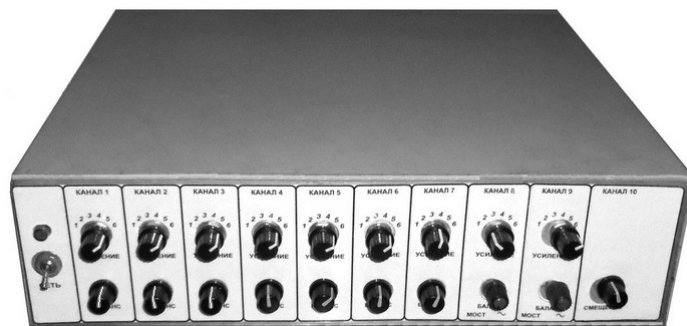


Рис. 4.7. Загальний вигляд багатоканального програмно-апаратного комплексу

Функціональну схему багатоканального програмно-апаратного комплексу показано на рис. 4.8.

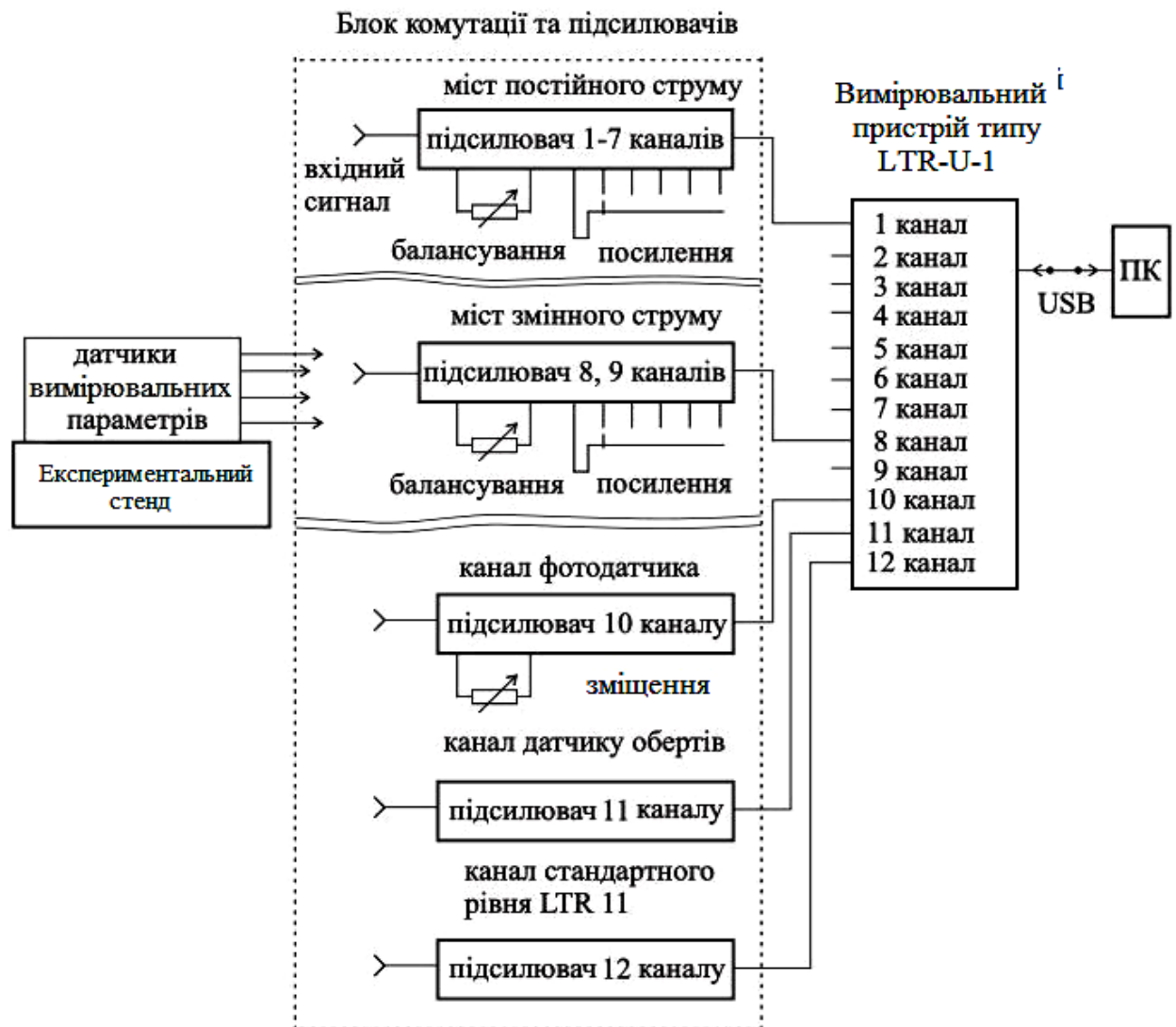


Рис. 4.8. Функціональна схема багатоканального програмно-апаратного комплексу

ПК виконує функцію для керування роботою багатоканальним програмно-апаратним комплексом, за допомогою спільної роботи двох програм:

- LTR Server, яка організує прийом даних і передачу команд ПК – LTR через інтерфейс USB;

- програми LGraph, що дозволяє візуально налаштовувати деякі параметри багатоканального програмно-апаратного комплексу, а також відображати на екрані процеси настройки, прийому та запису даних.

ПК може бути будь-якого типу з попередньо встановленою операційною системою Windows XP, Windows Vista, Windows 7. Дисплей повинен мати дозвіл екрана не гірше 1280 x 1024.

Вимірювальний пристрій LTR-U-1 призначено для перетворення аналогових сигналів у цифровий код і передачі цієї інформації на ПК по інтерфейсу USB.

Вимірювальний пристрій LTR-U-1 складається з крейта LTR-U-1-4 і вимірювального модуля LTR-11.

Крейт LTR-U-1-4 являє собою корпус для установки одного замовного модуля, у даному випадку модуля універсального багатоканального 14 – розрядної АЦП. Крім того, крейт має плату апаратної підтримки для забезпечення прийому, буферизації цифрової інформації від АЦП для взаємодії з ПК.

Основні характеристики крейта LTR-U-1-4:

- інтерфейс USB 2.0 full speed;
- максимальна швидкість передачі даних 800 кБ/с.;
- один канал зовнішньої синхронізації;
- лінія зовнішнього старту процесу збору даних;
- живлення від зовнішнього джерела живлення 11–24 В (входить до складу установки);
- споживана потужність 8 Вт.

Вимірювальний модуль LTR-11 призначено для вимірювання напруги на одному або декількох вимірювальних входах і виготовлений на основі 14 – розрядного багатоканального комутованого АЦП, має наступні основні характеристики:

- число вимірювальних каналів 16 у диференціальній схемі включення або 32 у схемі з «загальною землею»;
- діапазони вимірювання $\pm 0,15$ В; $\pm 0,6$ В; $\pm 2,5$ В; ± 10 В;
- максимальна похибка $\pm 0,5\%$ (на діапазоні 0,15 В);

- формат вихідних даних – вольти;
- вхідний опір не менше 10 МОм;
- коефіцієнт придушення синфазних перешкод не менше 70 дБ;
- максимальна частота перетворення АЦП 400 кГц;
- режим внутрішньої або зовнішньої синхронізації;
- режим внутрішнього або зовнішнього старту збору даних.

До комплексу поставки вимірювального модуля LTR-11 входить також відповідне програмне забезпечення, в тому числі програма LGraph2, яка являє собою програмний багатоканальний самописець і забезпечує всі основні функції для роботи у складі багатоканального програмно-апаратного комплексу, а саме:

- вибір номера і числа вимірювальних каналів;
- незалежна установка діапазону вимірювань по кожному каналу;
- установка частоти дискретизації;
- одночасне відображення до 8 каналів на екрані комп'ютера;
- можливість проведення калібрування та подання отриманих даних (або даних з файлів) в одиницях вимірюваних фізичних величин;
- керування процесом запису інформації у файли;
- частотна фільтрація сигналів в реальному часі;
- керування процесом запису даних, тобто початок, закінчення, пауза у запису на розсуд оператора.

Програма LGraph2 розрахована на роботу у середовищі операційної системи Windows XP, Windows Vista і Windows 7. Оптимальна роздільна здатність дисплея – не нижче 1280 x 1024.

Блок комутації та підсилювачів. Основними функціями цього блока є:

- забезпечення фізичного підключення кабелів від датчиків;
- живлення вимірювальних мостів постійного або змінного струму;
- посилення сигналів, що надходять до рівня, необхідного для роботи АЦП із заданою точністю;

- регулювання балансу по кожному каналу;
- вибір коефіцієнта посилення.

Блок комутації та підсилювачів забезпечує підключення і необхідне посилення вхідних сигналів до вимірювального модуля по 12 каналах.

Призначення каналів:

- 1-7 – канали призначені для роботи з тензодатчиками, які включені за схемою моста постійного струму;
- 8, 9 – канали призначені для роботи з індуктивними датчиками, тобто з мостом змінного струму;
- 10 – спеціальний канал для фотодатчика;
- 11 – спеціальний канал для безконтактного торцевого датчика типу БТП;
- 12 – додатковий канал загального призначення, що підключається через захисний фільтр безпосередньо до входу одного каналу АЦП.

Вимоги до сигналів, що подаються на цю лінію, визначені у специфікації на модуль LTR-11.

Посилення вхідних сигналів забезпечується відповідними підсилювачами на кожен канал.

Блок живлення призначений для забезпечення стабілізованою напругою ± 15 В блока комутації та підсилювачів, а також для живлення вимірювального пристрою LTR-U-1.

Багатоканальний програмно-апаратний комплекс конструктивно виготовлений у вигляді єдиного блока. На задній панелі розташовуються різні для підключення кабелів вимірювальних та керуючих каналів і клема заземлення. На передній панелі знаходяться індикатор живлення мережі 220 В, вимикач живлення, органи керування по кожному каналу (див. рис. 4.8). Усередині загального корпусу розміщені блок живлення, установка вимірювальна LTR, лінійка підсилювачів. Вага блока – 4 кг, розміри блока – 360 x 325 x 95 мм.

Основне призначення багатоканального програмно-апаратного комплексу є вимірювання тиску у системі подачі палива в різних точках експериментальної установки з використанням непрямого методу вимірювання при розбалансуванні резистивної мостової схеми.

Напруги від джерел сигналу (датчиків) постійно по кабелях подаються на відповідні входи багатоканального програмно-апаратного комплексу, тобто на входи блока комутації та підсилювачів. Після посилення сигнали надходять на входи модуля LTR11 (АЦП) вимірювальної установки LTR-U-1. У модулі АЦП використовується принцип багатоканального комутованого перетворення, тобто один 14 – бітний АЦП по черзі за допомогою внутрішнього комутатора підключається до джерел сигналів, що дозволяє організувати систему збору даних до 32 каналів для однофазних сигналів із загальною землею. В даній установці використовується 12 каналів. Після перетворення в цифрову форму інформація по каналу USB передається на ПК.

Необхідне керування, настройку, обробку, візуалізацію та запис забезпечує відповідне програмне забезпечення.

Багатоканальний програмно-апаратний комплекс розраховано на роботу з різними джерелами сигналів, а саме:

- резистивних мостів постійного струму;
- індуктивних мостів змінного струму;
- спеціалізованого фотодатчика;
- датчика кута повороту типу БТП;
- датчики різного роду сигналів з вихідними напругами в діапазоні до ± 10 В.

Частотний діапазон багатоканального програмно-апаратного комплексу для конкретних вимірювань залежить від технічних характеристик вимірювальної установки LTR-U-1, установок оператора і частотних характеристик датчиків. Максимальна частота перетворення АЦП дорівнює

200 кГц, в разі використання одного каналу, для N каналів можна задавати частоту перетворення не більше $200/N$ кГц. Так, для 10 каналів максимальна частота перетворення не повинна перевищувати 20 кГц і, відповідно, частотна смуга сигналу буде порядку 10 кГц. Крім того, смугу каналів для роботи з індуктивними мостами визначає ще частота несучої, в даному багатоканальному програмно-апаратному комплексі вона дорівнює 8 кГц, тобто смуга сигналу буде до 4 кГц.

Датчики, що використовуються як перетворювачі тиску, використовують півмістову зовнішню схему вимірювального моста на базі дротяних тензорезисторів за стандартною схемою включення, тобто один тензорезистор робочий, інший компенсаційний. Для підвищення точності і стабільності роботи резистори підібрані за однаковими знаками і величиною за температурним коефіцієнтом опору. Живлення моста здійснюється від прецизійного джерела напруги на платі підсилювача. Оскільки була поставлена задача зберегти сумісність з попереднім вимірювальним комплексом (типу ТА-5) на рівні роз'ємів та кабелів, була застосована проста трипровідна уніфікована схема підключення датчиків до багатоканального програмно-апаратного комплексу.

Робочий сигнал розбалансу моста посилюється на платі підсилювача високочастотним малошумливим підсилювачем типу ІНА-118 та далі надходить на вхід 14-розрядного АЦП вимірювальної установки LTR-U-1, де перетворюється в цифрову форму і потім передається до ПК.

Коефіцієнт посилення встановлюється перемикачем на передній панелі в залежності від рівня сигналу індивідуально для кожного каналу.

Початковий розбаланс датчиків також коригується індивідуально по кожному каналу змінним резистором з передньої панелі. Для роботи з індуктивними датчиками застосовується міст змінного струму. Як індуктивні датчики використовуються котушки індуктивності, одна з яких компенсаційна. Генератор несучої частоти знаходиться також на платі

підсилювача і має частоту 8 кГц. В результаті зміни вимірюваного параметра, в даному випадку індуктивності, відбувається амплітудна модуляція несучої частоти, на платі підсилювача здійснюється детектування прийнятого сигналу, фільтрація, після чого сигнал надходить на вхід АЦП і далі до ПК. Для кожного каналу також є можливість індивідуальної установки коефіцієнта посилення та коригування початкового розбалансування.

Типова область застосування каналів комплексу – це використання датчиків підйому голки форсунки та датчика обертів. Даний канал призначений для роботи з датчиком, розробленим спеціально для реєстрації сигналу підйому голки форсунки, і заснований на принципі перекриття світлового променя штоком голки форсунки при її русі.

Датчик БТП-212 являє собою безконтактний торцевий перемикач та працює за принципом керованого генератора, комутація відбувається при наближенні до чутливого елемента контрольованої деталі або керуючого елемента з конструкційної сталі. В рамках даної системи датчик використовується як датчик кута повороту валу двигуна.

Канал загального призначення служить для реєстрації довільних сигналів у діапазоні АЦП вимірювальної установки LTR-U-1, тобто від $\pm 0,15$ В до ± 10 В.

4.1.3 Комплекс керування положенням рейки паливного насоса високого тиску

Характер зміни режиму роботи двигуна в умовах експлуатації різноманітний. З усього різноманіття перехідних процесів виділимо перехідний процес, викликаний переміщенням рейки ПНВТ. Експериментальний стенд доопрацьовано розробленим комплексом керування рейкою ПНВТ.

Комплекс керування рейкою ПНВТ призначено для керування переміщенням рейки у довільні положення, також задається тривалість перебування в цих положеннях відповідно до заданої програми.

Комплекс керування рейкою ПНВТ орієнтований на роботу у складі експериментального стенда у дослідницьких цілях.

Комплекс керування рейкою ПНВТ складається з наступних складових:

- ПК з встановленою операційною системою WINDOWS XP;
- блок збору даних типу m-DAQ10;
- блок керування рухом рейки ПНВТ;
- лінійний кроковий двигун (актуатор) типу SM57HT56-2804TL;
- механізм кріплення і центрування актуатора на корпусі ПНВТ з електромеханічними обмежувачами руху;
- індукційний датчик переміщення рейки;
- кабелі зв'язку;
- комплект технічної документації та програмне забезпечення.



Рис. 4.9. Блок керування з підключеним блоком m-DAQ10:

1 – блок збору даних m-DAQ10; 2 – блок керування рейкою ПНВТ

Загальний вигляд складових комплексу керування рейкою ПНВТ, а саме блок керування з підключеним до нього блоком m-DAQ10 показано на рис. 4.9.

Складові комплексу керування рейкою ПНВТ, які змонтовані на експериментальному стенді, показано на рис. 4.10.

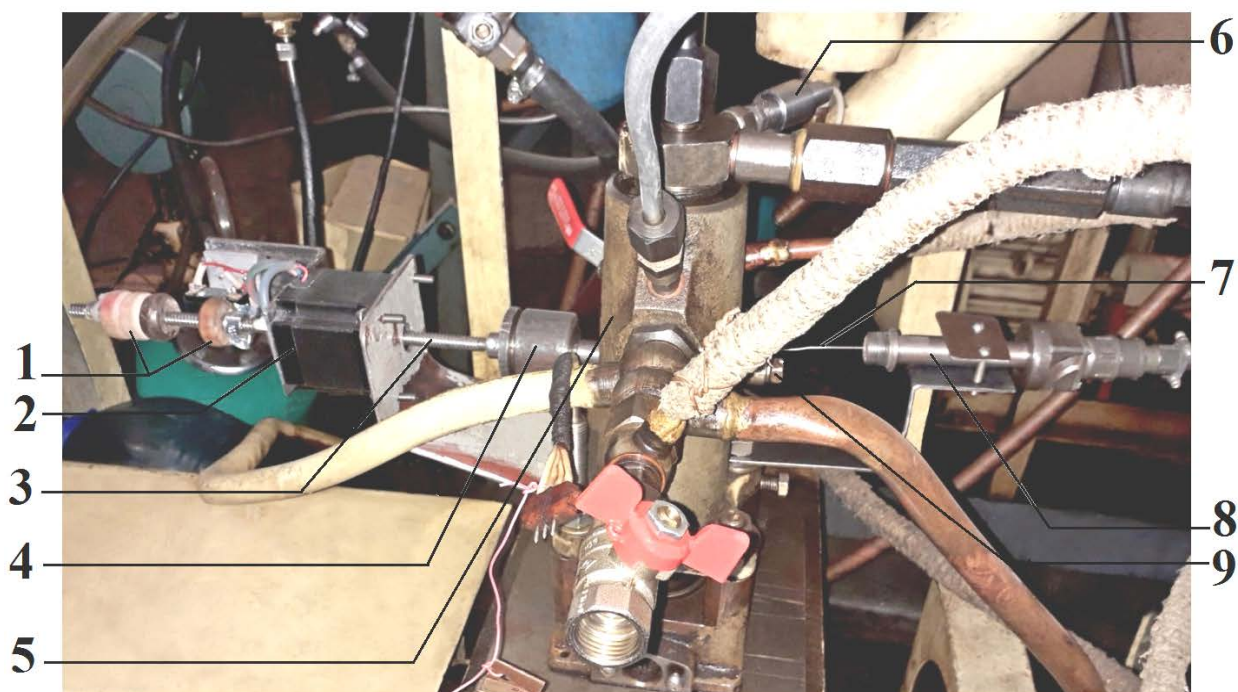


Рис. 4.10. Монтаж комплексу керування рейкою паливного насоса високого тиску (ПНВТ):

1 – диски, які обмежують рух; 2 – лінійний кроковий двигун (актуатор); 3 – вал актуатора; 4 – механізм центрування; 5 – ПНВТ; 6 – датчик тиску в штуцері ПНВТ; 7 – шток індуктивного датчика; 8 – індуктивний датчик руху рейки ПНВТ; 9 – вузол кріплення штока

Технічні характеристики комплексу керування рейкою ПНВТ:

- живлення блока керування: мережа 220 В 50 Гц;
- живлення блока m-DAQ10: від комп'ютера по USB кабелю;
- робочий хід рейки ПНВТ 30 мм;
- мінімально задається дискретність переміщення 1 мм;
- похибка позиціонування одного кроку не більше 5%, похибка не накопичується;

- встановлений режим крокового двигуна: мікрошаг, 1/2 повного кроку;
- задаються дві швидкості переміщення рейки ПНВТ: 12 або 50 мм/с, (без завантаження);
- підключення до інтерфейсу ПК через порт USB 1.1;
- електромеханічний обмежувач переміщення рейки;
- датчик переміщення рейки (вимагає додаткової апаратури, яка не входить до складу комплексу).

Функціональну схему роботи комплексу керування рейкою ПНВТ показано на рис. 4.11.

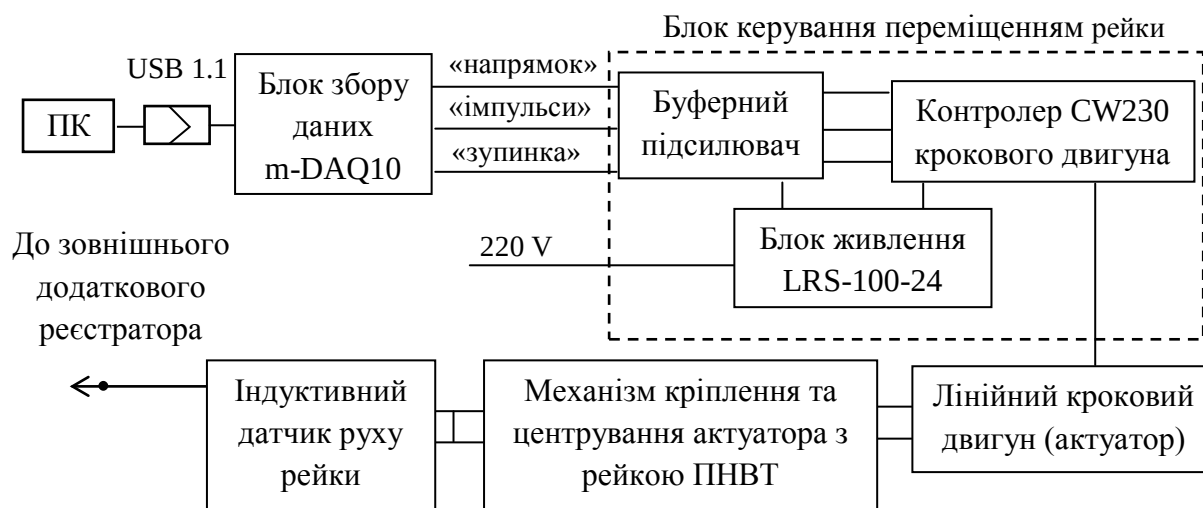


Рис. 4.11. Функціональна схема комплексу керування рейкою ПНВТ

Комплекс керування рейкою ПНВТ працює під керуванням розробленою програмою забезпечення, що запускається на ПК. Інтерфейс користувача програми дозволяє задавати параметри циклограми (закон руху) рейки вручну, або, завантаживши з файла, а також перевірити працездатність системи у покроковому режимі переміщення рейки на малій та великій швидкостях.

Функціонування комплексу керування рейкою ПНВТ відбувається наступним чином. Керуюче програмне забезпечення видає необхідну команду, яка визначається поточною фазою роботи, у блок m-DAQ10. Там

команда дешифрується і вже у вигляді конкретних сигналів – «напрямок», «імпульси» або «зупинка» надходять в блок керування, а конкретно на плату буферних підсилювачів, яка розв'язує виходи m-DAQ10 і входи контролера CW230 (рис. 4.12).



Рис. 4.12. Блок керування зі знятою кришкою:

1 – контролер крокового двигуна; 2 – таблиця налаштувань обмеження по струму; 3 – таблиця налаштувань мікрокроків; 4 – плата буферних підсилювачів; 5 – перемикачі налаштувань; 6 – блок живлення

Сигнал «імпульси» є фактично серією імпульсів, де число імпульсів у серії дорівнює числу кроків для крокового двигуна, а частота визначає швидкість переміщення валу актуатора.

Контролер крокового двигуна формує фазні напруги живлення обмоток крокового двигуна та дозволяє встановити обмеження по струму фаз, а також вибрати потрібну величину мікрокроку.

Сформовані фазні напруги викликають переміщення валу актуатора на задану величину. Тривалість перебування рейки в даній позиції визначається керуючою програмою.

Призначення та опис окремих складових комплексу керування рейкою ПНВТ.

ПК може бути будь-якого типу з встановленою операційною системою WINDOWS XP, має інтерфейс типу USB та розширення екрана не нижче 800 x 600.

Блок збору даних m-DAQ10. Повна назва – мікросистема збору даних m-DAQ10 (див. рис. 4.9, позиція 1). Обладнання, що надходить на пристрій, має своє програмне забезпечення, яке необхідно заздалегідь встановлювати. Призначене для забезпечення взаємодії виконавчої частини актуатора з комп'ютером по інтерфейсу USB1.1. Забезпечує прийом та видачу як аналогових, так і цифрових сигналів. Має свою систему команд, за допомогою виклику яких керуючою програмою і відбувається керування переміщенням рейки.

Блок керування рухом рейки ПНВТ (рис. 4.9, позиція 2, рис. 4.12) призначений для формування сигналів для актуатора за командами від блока збору даних m-DAQ10.

Блок керування рухом рейки ПНВТ виготовлений в окремому корпусі та складається з наступних складових:

- контролера крокового двигуна типу CW230;
- плати буферних підсилювачів;
- блок живлення 24 В типу LRS-100-24.

Лінійний кроковий двигун зазвичай використовується спільно з відповідним контролером. У даному комплексі використаний спеціалізований контролер (драйвер) типу CW230, що дозволяє керувати біполярним двофазним кроковим двигуном з максимальним струмом до 3 А на фазу.

Керування двигуном відбувається за допомогою трьох сигналів, що подаються на диференціальні входи «напрямок», «імпульси» (крок), «зупинка», див. рис. 4.11.

Вхідні ланцюги мають вбудовані в оптоізолятори (Opto-isolator).

Основні характеристики контролера:

- напруга живлення від 24...36 В;
- максимальний струм фази 3,0 А;
- максимальна частота кроків 50 кГц;
- напруга вхідних імпульсів від 5 до...24 В (із зовнішнім резистором).

Перевагою застосування подібних спеціалізованих контролерів є можливість керувати роботою крокового двигуна в режимі мікрокроку, що дозволяє встановлювати дискретність переміщення в межах від 1 (повний крок) до 1/64 кроку.

Актuator (лінійний кроковий двигун) типу SM57HT56-2804TL призначений для забезпечення переміщення рейки із заданою дискретністю, точністю та швидкістю.

Лінійний кроковий двигун являє собою поєднання крокового двигуна та гвинтової передачі, знаходяться в єдиному блоці. Поворот ротора крокового двигуна на один крок призводить до пропорційного лінійному руху гвинта.

Основні характеристики актуатора:

- крок (кут повороту) $1,8^\circ$ (в режимі повного кроку);
- похибка кроку (не накопичується) 5% (повний крок, без навантаження);
- кількість фаз 2;
- робочий діапазон температур від $+10^\circ$ до $+50^\circ$;
- крок гвинта 8 мм;
- утримує момент до $1,7 N_m$ (залежить від частоти);
- струм фази до 2,8 А.

Механізм кріплення та центрування актуатора знаходиться на корпусі ПНВТ. Кріплення жорстке, на кронштейнах і болтах, тому для забезпечення центрування з'єднання ходового валу актуатора з рейкою був розроблений спеціальний пристрій, (див. рис. 4.10, позиція 4).

На механізм кріплення встановлено також електромеханічний обмежувач переміщення, що складається з натискного вимикача та двох дисків, закріплених на ходовому валу актуатора.

Диски виставляються вручну на межі припустимого переміщення. По досягненню кордону диск натискає на контакт вимикача і з актуатора знімається живлення.

Датчик переміщення рейки (рис. 4.10, позиція 8) заснований на принципі вимірювання індуктивності котушки при введенні в зону її чутливості феромагнітного стрижня жорстко пов'язаного з рейкою.

Для відображення і фіксації цього руху необхідний додатковий зовнішній вимірювальний пристрій, у даному випадку використовується один канал багатоканального програмно-апаратного комплексу.

Керуюча програма ReikaXP2.exe призначена для керування роботою даного комплексу.

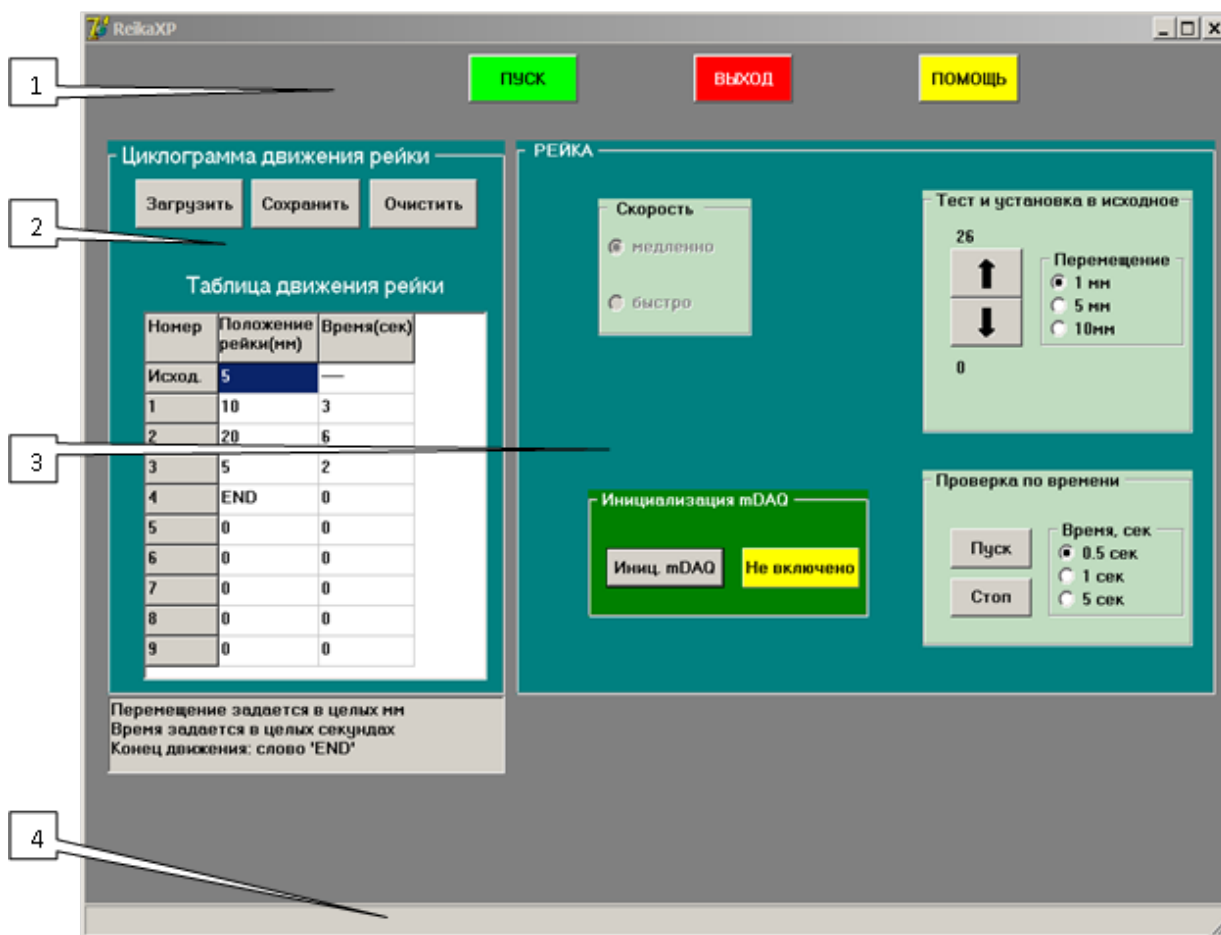
Після запуску на екрані монітора з'явиться зображення (вікно) для роботи з комплексом керування рейкою ПНВТ, за замовчуванням воно буде розташовуватися в центрі екрана, але за бажанням його можна переміщувати по екрану та змінювати розміри стандартним способом, тобто за допомогою мишки рис. 4.13.

У робочому вікні можна виділити чотири області:

Область 1. В ній знаходяться три кнопки: «ПУСК»; «ВИХІД»; «ДОПОМОГА», призначення яких зрозуміло з їх назви.

Натискання на кнопку «ДОПОМОГА» викликає вікно з текстом, коротко описує порядок роботи з програмою.

Повторне натискання на цю кнопку прибирає вікно допомоги.



1 – основна, темно-сірого кольору, в ній розташовані три кнопки «ПУСК», «ВИХІД», «ДОПОМОГА»; 2 – циклограма руху рейки; 3 – рейка;

4 – інформаційний рядок

Область 2. Циклограма руху рейки. В ній знаходяться органи керування для завдання закону переміщення рейки. Ця область доступна незалежно від наявності або відсутності блока m-DAQ10. Власне циклограма рейки задається значеннями двох параметрів:

- положенням (переміщенням) рейки;
- час знаходження в даному положенні.

Задати параметри можна або з файла (кнопка «ЗАВАНТАЖИТИ»), або безпосереднім введенням даних в таблицю на екрані.

Сформовану таблицю можна зберегти у вигляді звичайного текстового файла для подальшого використання (кнопка «ЗБЕРЕГТИ»).

Кнопкою «ОЧИСТИТИ» видаляються всі значення параметрів з таблиці. Всього можна визначати до 10 положень рейки, включаючи початкове. Положення рейки задається в цілих міліметрах за шкалою рейки в діапазоні від 0 до 30 мм. Час перебування рейки задається в цілих секундах.

Початкове (вихідне) положення рейки фізично виставляється вручну за допомогою кнопок переміщення в той або інший бік.

Область 3. Рейка, вікно «ТЕСТ І УСТАНОВКА У ВИХІДНЕ». Переміщення виконується поки положення рейки за її власною шкалою не буде відповідати значенню параметра, заданого в рядку «ВИХІДНІ ДАНІ».

При натисканні кнопки «ПУСК» область 1– програма послідовно через підрядник зчитує значення параметрів з таблиці та видає команди на переміщення в задану позицію з подальшою витримкою часу.

Якщо черговий лічений параметр положення має значення «END» (текст, незалежний від регістра), то виконується зупинка руху та наступні рядки не обробляються. Слово «END» обов'язково має бути присутнім в таблиці як сигнал зупинки програми.

В область 3 «Рейка» крім вікна «ТЕСТ І УСТАНОВКА У ВИХІДНЕ» є ще три вікна: «Швидкість»; «Ініціалізація m-DAQ10»; «Перевірка за часом».

Після запуску програми в цій області спочатку доступне тільки вікно ініціалізація m-DAQ10, рис. 4.14.



Рис. 4.14. Індикація підключення блока m-DAQ10

При натисканні кнопки «ІНІЦІАЛІЗАЦІЯ mDAQ» виконується процедура програмного підключення блока m-DAQ10 до комп'ютера (фізично він уже повинен бути підключений).

У разі успішного виконання даної операції індикатор підключення змінює свій колір на зелений з написом «ГОТОВИЙ» й інші вікна стають доступними для роботи.

В іншому випадку індикатор стає червоного кольору і необхідно вживати заходів щодо усунення неполадки, тому що подальша робота з неініціалізованим блоком m-DAQ10 неможлива. Часто досить перепідключити рознім кабелю USB до ПК.

У вікні «ШВИДКІСТЬ» (рис. 4.15) вибирається швидкість переміщення рейки за допомогою перемикача на два положення.

Для початкового тестування та установки рейки в початковий стан краще використовувати швидкість «ПОВІЛЬНО». У положення «ШВИДКО» швидкість переміщення рейки приблизно 50 мм/с, в положення «ПОВІЛЬНО» приблизно 12 мм/с.

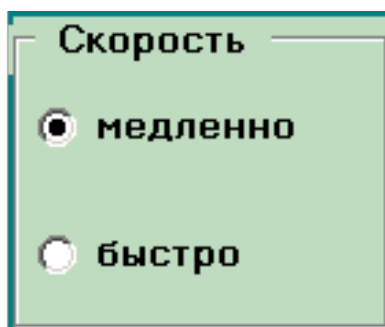


Рис. 4.15. Вибір швидкості руху рейки

Після вибору швидкості зазвичай проводиться перевірка переміщення рейки, витримки часу в позиції та установка в початкове положення. Перевірка переміщення рейки на задану відстань відбувається за допомогою кнопок вікна «ТЕСТ І УСТАНОВКА У ВИХІДНЕ». У цьому ж вікні вибирається величина переміщення. Контроль здійснюється візуально за рухом рейки та за відміткою шкали рейки.

Крім перевірки на переміщення рейки на задану відстань, можна провести тест на певний час знаходження рейки в заданій позиції. Цей тест відбувається за допомогою вікна «ПЕРЕВІРКА ЗА ЧАСОМ», рис. 4.16.

При натисканні кнопки «ПУСК» має розпочатися циклічний рух зі встановленою швидкістю та встановленою величиною переміщення (у вікні «ТЕСТ І УСТАНОВКА У ВИХІДНЕ») з витримкою часу в кожній позиції згідно з положенням перемикача «ЧАС». Зупинка тесту після натискання кнопки «СТОП».

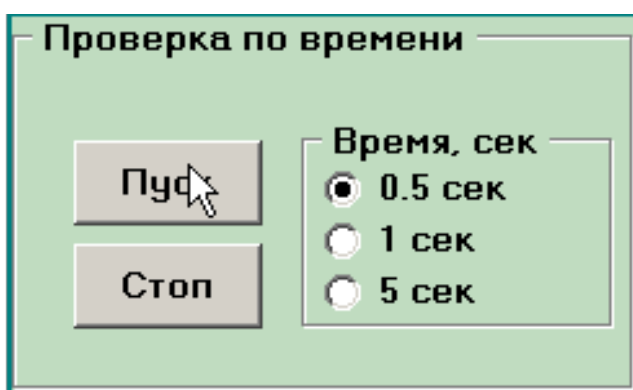


Рис. 4.16. Вікно – перевірка за часом

Область 4. Інформаційний рядок. У ньому відображається повний шлях й ім'я завантаженого файла таблиці.

На комп'ютері встановлюється операційна система WINDOWS XP (обмеження з боку блока

m-DAQ10) і для роботи необхідно забезпечити зручне розміщення на одному дисплеї вікон двох програм:

- LGraph2 (програма роботи з багатоканальним програмно-апаратним комплексом).

- ReikaXP2 (комплекс керування рейкою ПНВТ);

Це виконується вручну за допомогою мишки звичайними у системі WINDOWS операціями перетягування і зміни розмірів вікон. У зв'язку з цим бажано використовувати дисплей та його налаштування з максимально можливим дозволом.

Приклад організації екрана для одночасної роботи двох програм показано на рис. 4.17.

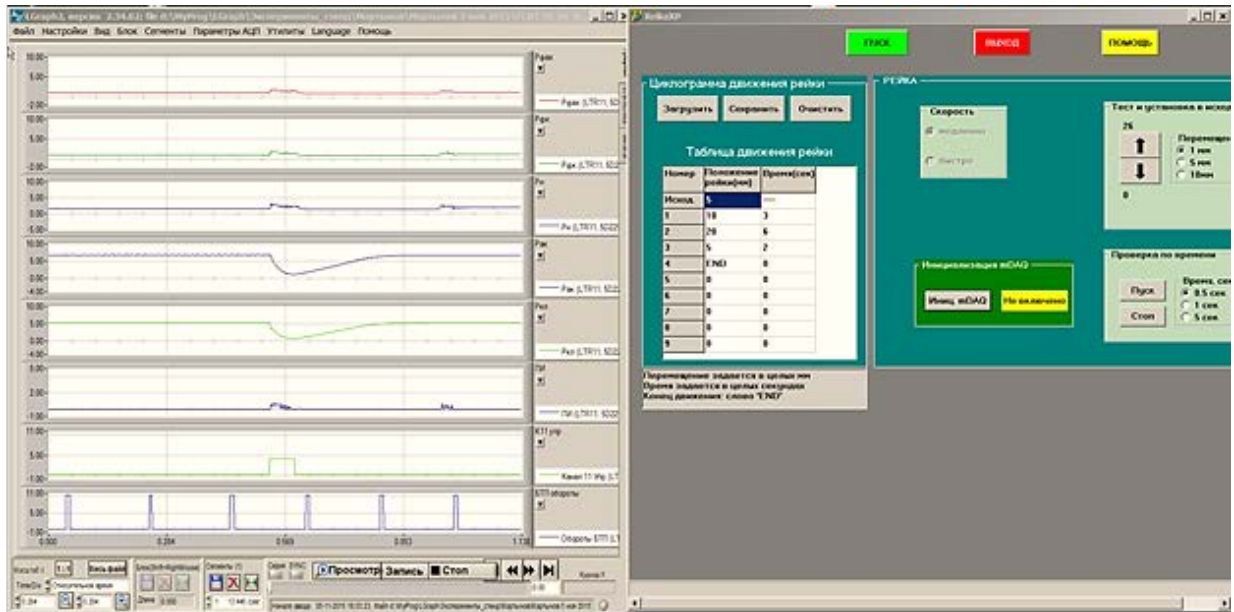


Рис. 4.17. Організація екрана при одночасному запуску двох програм LGraph2 та ReikaXP2

Загальний вигляд багатоканального програмно-апаратного комплексу та комплексу керування рейкою ПНВТ показано на рис. 4.18

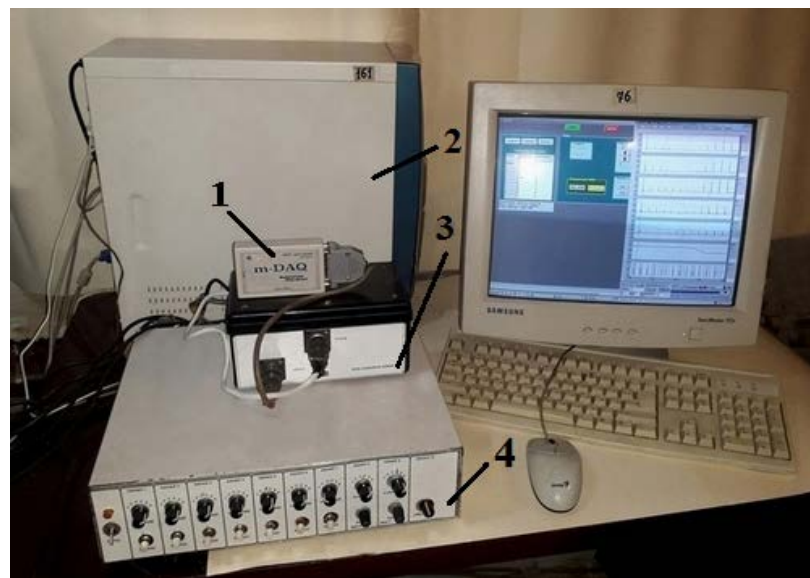


Рис. 4.18. Загальний вигляд вимірювального комплексу випробувального стенда:

- 1 – модуль збору даних m-DAQ10;
- 2 – системний блок персонального комп'ютера;
- 3 – блок керування переміщенням рейки ПНВТ;
- 4 – багатоканальний програмно-апаратний комплекс

Доопрацьований експериментальний стенд забезпечив можливість подальшого дослідження характеристик системи впорску палива суднового дизельного двигуна з подальшою оцінкою отриманих регресивних рівнянь взаємозв'язку параметрів процесу впорску для навантажувальної та швидкісної характеристик на перехідних режимах.

4.2 Характеристики системи подачі палива суднового дизельного двигуна в умовах динамічних випробувань

Дослідження характеристик системи подачі палива суднового дизельного двигуна проведено на експериментальному стенді з моделюванням умов динамічних випробувань (метод динамічних випробувань), з використанням створеного багатоканального програмно-апаратного комплексу і комплексу керування рейкою ПНВТ та комп'ютерним керування режимами випробувань із записом параметрів. Аналіз впливу початкових умов на процес подачі палива суднового дизельного двигуна на несталих режимах показав, що характер зміни початкового тиску в системі подачі палива впливає на тривалість перехідного процесу. Параметри перехідного процесу в паливній апаратурі можуть позитивно або негативно позначатися на динамічних якостях дизельного двигуна.

4.2.1 Навантажувальна характеристика

Навантажувальна характеристика отримана шляхом ступінчастого переміщення рейки ПНВТ відповідно до заданої циклограми при постійному навантаженні електроприводу експериментального стенда.

У дослідженні [63, 65, 86] здійснено оцінку впливу перехідних процесів на роботу суднового дизельного двигуна. За результатами обробки даних

випробувань перевищення витрат палива при перехідному процесі під навантаженням щодо усталеного режиму отримано рівним – 43%, а в режимі холостого ходу – 25%. Надані дані свідчать про важливість процесів подачі палива при формуванні динамічних характеристик дизельного двигуна.

В ході експериментального дослідження вимірювальною системою реєструвалися:

- тиск палива в штуцері паливного насоса p_n ;
- тиск палива на вході у форсунку $p_{фвх}$;
- тиск в паливному каналі форсунки $p_{фк}$;
- хід голки розпилювача (форсунки) z ;
- визначалася частота обертання розподільного валу n_p ;
- фіксувався кут повороту розподільного валу φ ;
- вимірювався час t ;
- переміщення рейки ПНВТ m_p .

Випробування проведені в такій послідовності. Після запуску стенда встановлювалася частота обертання розподільного валу n_p рівною 250 об/хв. При стабілізації частоти обертання запускалася програма LGraph, яка відображала на екрані процесу настройки, прийому і запису даних параметрів подачі палива. Одночасно активізувався комплекс керування рейкою ПНВТ ReikaXP.

Після закінчення програми експерименту (зупинка ReikaXP) при фіксованому кінцевому виході рейки m_p і стабілізації частоти обертання припинявся запис параметрів системи подачі палива. Графічне надання ходу експерименту показано на рис. 4.19.

Криві тиску p_n , $p_{фвх}$, $p_{фк}$, кута повороту розподільного валу $\varphi_{вп}$, частота обертання розподільного валу n_p , руху рейки ПНВТ m_p побудовані в залежності від часу з моменту початку запису і номерів циклів. Ділянки переміщення рейки позначені номерами I–V.

Як видно з графіків (рис. 4.19), тривалість експерименту склала 44 с, 80 циклів впрыску і п'ять ділянок руху рейки ПНВТ. На кожній ділянці

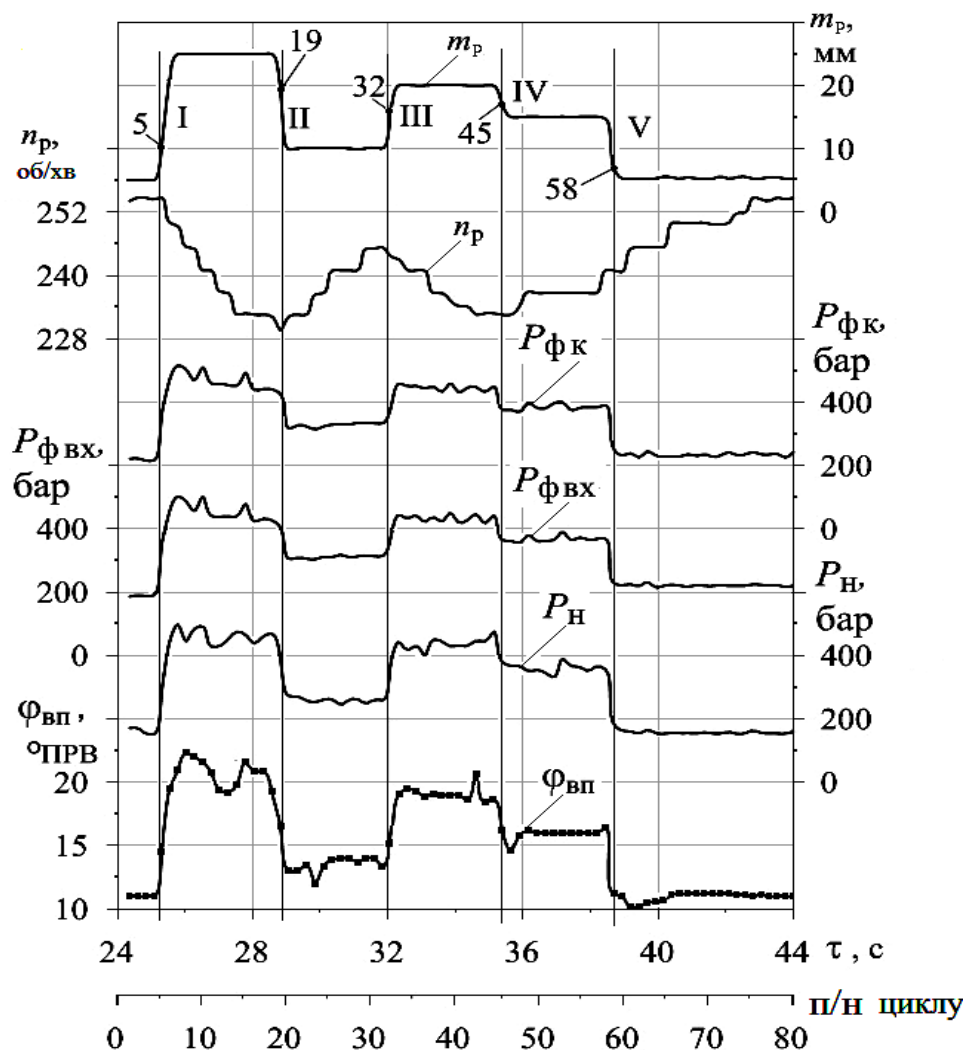


Рис. 4.19. Параметри подачі палива на режимах навантажувальної характеристики під час динамічних випробувань:

I – $m_p = 5 - 25$ мм; II – $25 - 10$ мм; III – $10 - 20$ мм; IV – $20 - 15$ мм; V – $15 - 05$ мм; 5, 19, 32, 45, 58 – номери циклів при переміщенні рейки

руху рейки ПНВТ був один цикл впрыску, що відбувається в умовах переміщення рейки.

Характеристика переміщення рейки ПНВТ по ділянках надана в табл. 4.2.

Слід зазначити, що швидкість переміщення рейки на різних ділянках дещо відрізняється. Різниця порівняно невелика, складає максимум 4,37 мм/с

і не перевищує 10%. Причиною відмінності швидкостей руху рейки є різниця опору її переміщення в момент початку перебігу. Останнє пов'язано з фазою роботи ПНВТ. При високому тиску палива опір повороту плунжера природно зростає, що знижує швидкість руху рейки.

Таблиця 4.2

Характеристика переміщення рейки паливного насоса високого тиску при моделюванні перехідного процесу

Ділянка і положення рейки	Пройдена відстань рейкою, мм	Час переміщення рейки, с	Швидкість рейки, мм/с	Номер циклу в кінці переміщення рейки
I – 5–25	20	0,44	45,49	5
II – 25–10	15	0,309	48,54	19
III – 10–20	10	0,2259	44,27	32
IV – 20–15	5	0,1085	46,08	45
V – 15–05	10	0,2264	44,17	58

Осцилограми послідовних циклів впорску під час руху рейки ПНВТ по ділянках і положенням показано на рис. 4.20. На ділянці I надані суміщені осцилограми тиску в каналі форсунки $p_{фк}$ і кута впорску $\varphi_{вп}$ послідовних циклів 4, 5, 6. Рейка ПНВТ знаходиться в початковому положенні, висунута на позначку 5 мм, частота обертання розподільного валу n_p , номінальна 250 об/хв. Тиск форсунки каналу $p_{фк}$ останнього четвертого цикла впорску усталеного режиму перед початком руху рейки складало 216 бар, а кут впорску $\varphi_{вп}=10,0$ ПРВ.

Перехідний режим на першій ділянці руху характеризується наступними параметрами: рейка зміщена на позначку 25 мм, при цьому пройдена відстань 20 мм за 0,44 с зі швидкістю 45,5 мм/с.

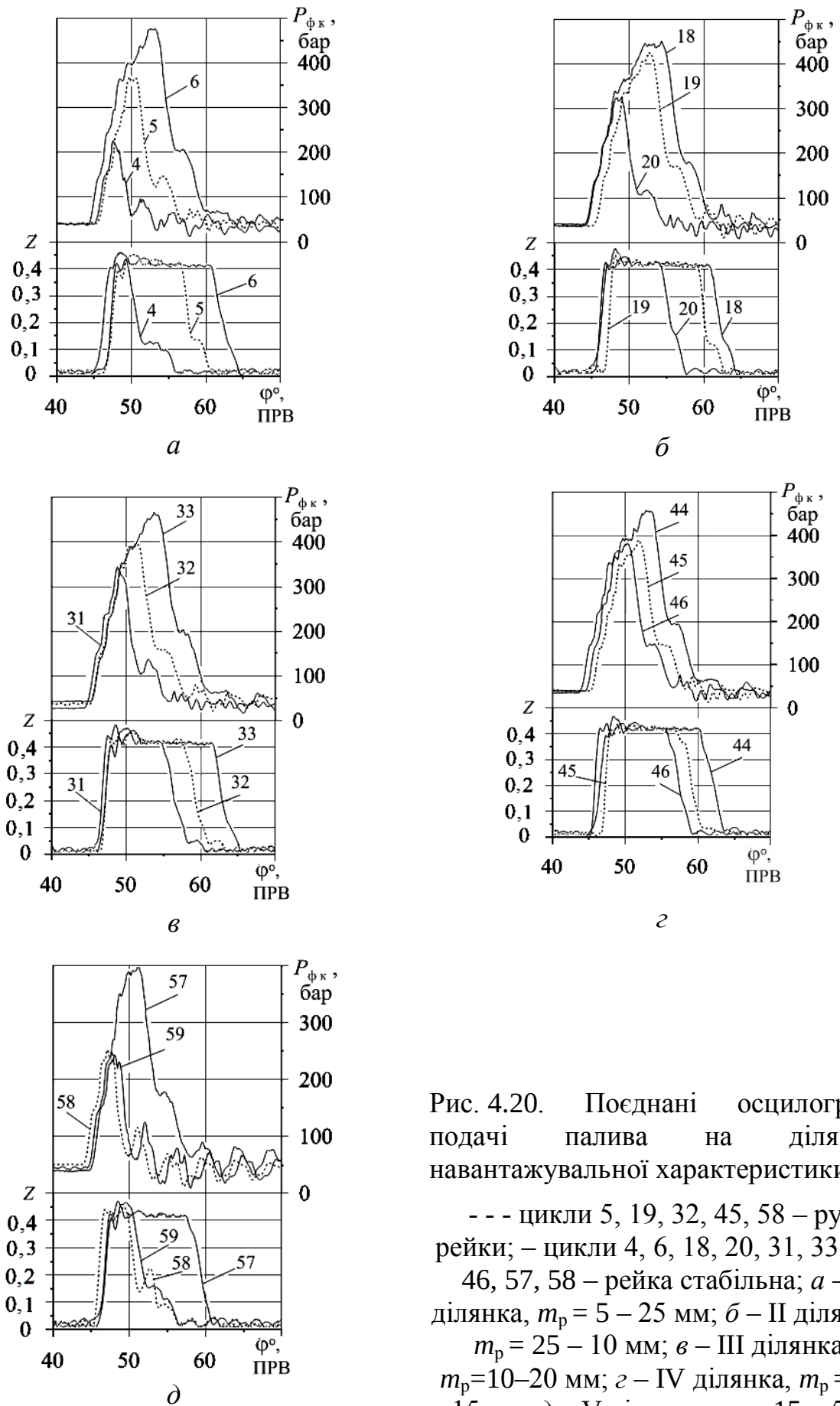


Рис. 4.20. Поєднані осцилограми подачі палива на ділянках навантажувальної характеристики:

- - - цикли 5, 19, 32, 45, 58 – рух рейки; – цикли 4, 6, 18, 20, 31, 33, 44, 46, 57, 58 – рейка стабільна; а – I ділянка, $m_p = 5 - 25$ мм; б – II ділянка, $m_p = 25 - 10$ мм; в – III ділянка, $m_p = 10 - 20$ мм; г – IV ділянка, $m_p = 20 - 15$ мм; д – V ділянка, $m_p = 15 - 5$ мм

На час руху рейки вводиться п'ятий цикл вприску. Його параметри: тиск $p_{фк} = 364$ бар, $\phi_{вп} = 14,0$ ПРВ. Перше ж після зупинки рейки вприску (шостий за загальною нумерацією циклів) мало відрізняються параметри сталого режиму: $p_{фк} = 474$ бар и $\phi_{вп} = 19,5$ ПРВ.

Як зазначено вище, на розглянутій (першій) ділянці час переміщення рейки в діапазоні $m_p = 5 - 25$ мм склав 0,44 с при швидкості 45,5 мм/с. Цей проміжок відповідає повному робочому діапазону. Частота обертання розподільного валу була близька до номінальної. Беручи положення проміжного під час руху рейки (п'ятого) циклу вприску близьким до середини діапазону, отримаємо час формування чергового циклу вприску не більше 0,22 с. Характеристики проміжного циклу також займають середнє положення.

Аналогічні значення часових параметрів мають й інші ділянки навантажувальної характеристики. Параметри вприску палива на I – V ділянках руху рейки зведені в табл. 4.3.

Таблиця 4.3

Параметри навантажувальної характеристики при динамічних випробуваннях

Ділянка перехідного режиму	Номер циклу	$p_{н}$, бар	$p_{фвх}$, бар	$p_{фк}$, бар	$\phi_{вп}^{\circ}$, ПРВ	$p_{нач}$, бар	Положення рейки, m_p , мм	Частота обертів, n , об/хв
I	4	152	190	216	10,0	33,3	5	255
	5	284	349	364	14,0	35,9	10,3	255
	6	445	457	474	19,5	33,7	25	250
II	18	469	427	441	19,3	37,6	25	232
	19	388	403	425	16,0	34,8	19,3	230
	20	271	304	316	13	32,4	10	232
III	31	259	314	334	13,3	22,7	10	245
	32	377	375	387	15,2	33,2	15,9	244
	33	442	444	459	19,1	37,8	20	243
IV	44	475	442	450	18,6	36,5	20	233
	45	379	364	376	14,9	37,2	17,1	233
	46	367	361	376	14,6	30,7	15	233
V	57	356	369	390	16,4	31,5	15	241
	58	183	228	251	11,2	45,7	6,9	241
	59	162	222	232	10,6	35,7	5	241

Отже, в умовах експерименту параметри подачі палива змінювалися одночасно з переміщенням рейки.

Графічне надання отриманої навантажувальної характеристики, побудованої відповідно до даних табл. 4.3, показано на рис. 4.20, *а*. Її хід відображає зростання всіх параметрів подачі палива зі збільшенням виходу рейки m_p .

Візуальний аналіз розподілу фіксованих точок на графіках рис. 4.20, *а* свідчить про коректне подання існуючих залежностей апроксимуючими кривими.

Для статистичної оцінки достовірності експериментальних даних доцільно використовувати середні квадратичні відхилення параметрів в абсолютних і відносних величинах, віднесених до апроксимованих значень, представленими відповідною кривою.

Для оцінки відхилення експериментальних значень параметрів подачі палива від апроксимуючої кривої за різних положень рейки ПНВТ (рис. 4.21, *а*) використовуємо формули:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (y_{\text{екс}} - y_{\text{апр}})^2}{n}}, \quad \delta = \frac{\sigma}{y_{\text{сер}}} \cdot (100\%),$$

де σ , δ – абсолютне і відносне середнє квадратичне відхилення;

$y_{\text{екс}}$ – експериментальні значення параметрів процесу подачі палива відповідної ділянки;

$y_{\text{апр}}$ – координата апроксимуючої кривої на відповідній ділянці;

$y_{\text{сер}}$ – середнє значення параметрів процесу на відповідній ділянці;

n – повний обсяг вибірки.

В результаті отримані наступні величини:

– для $p_{\text{фвх}}$ $\delta = 2,7 \%$; для $p_{\text{фк}}$ $\delta = 2,6 \%$; для $p_{\text{н}}$ $\delta = 2,9 \%$; для $\phi_{\text{вп}}$ $\delta = 3 \%$.

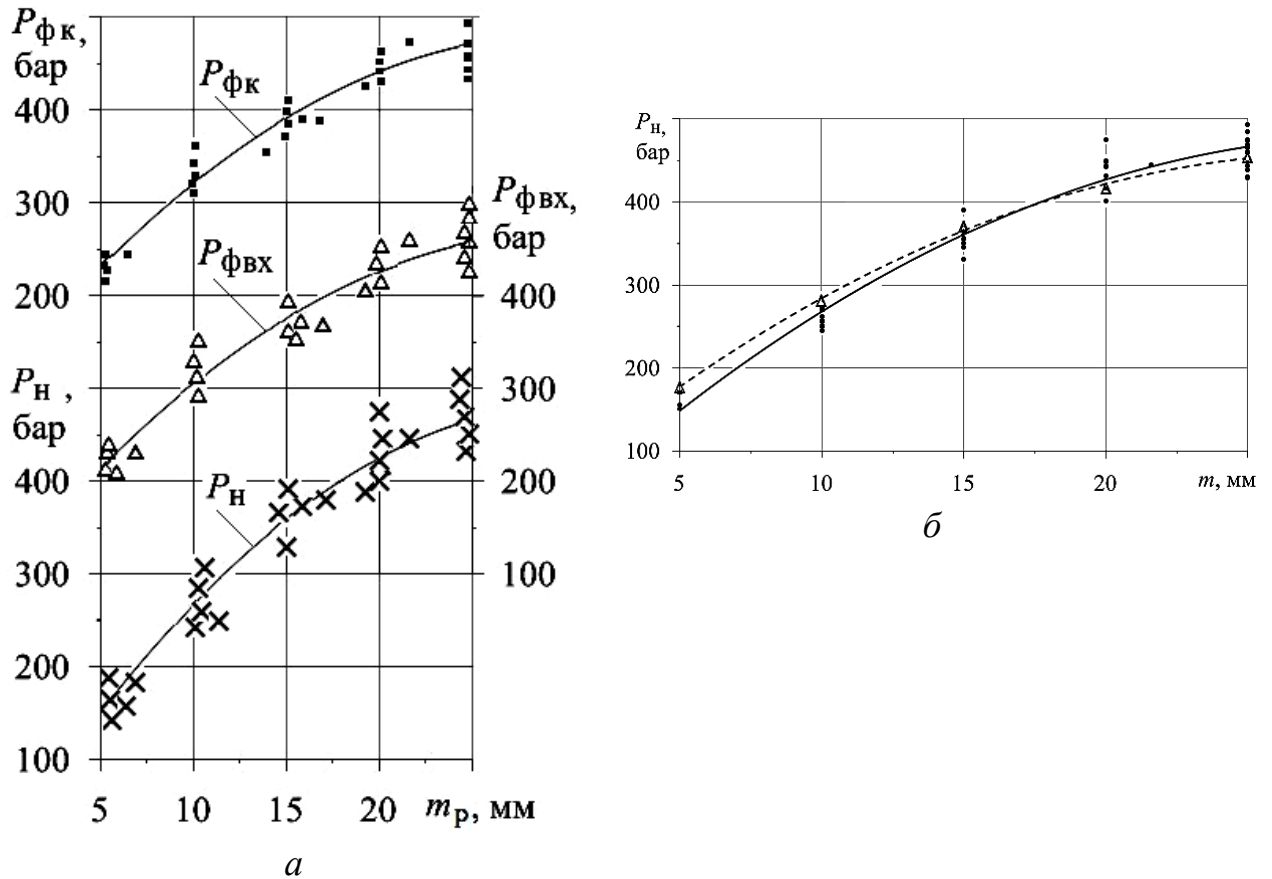


Рис. 4.21. Залежність параметрів подачі палива від положення рейки паливного насоса високого тиску в динамічному режимі:

a — для $p_{фк}$, $p_{фвх}$, $p_н$; b — ——— навантажувальна динамічна характеристика, яка отримана на експериментальному стенді; - - - - - навантажувальна статистична характеристика дизеля 6ЧН25/34

Оцінку ефективності підходу порівняння навантажувальної динамічної характеристики параметрів системи подачі палива, яку отримано під час експериментального дослідження з навантажувальною статичною характеристикою двигуна 6ЧН25/34 (рис. 4.21, b), використовуємо середньоквадратичне (або стандартне) відхилення, що відображає ступінь відхилення результатів від середнього значення. Розрахунок оцінки підходу на те, що відносне середньоквадратичне відхилення зокрема для $p_н$ склало $\delta = 1,3\%$.

Для $p_{фк}$, $p_{фвх}$, $p_н$ досвідчені точки згруповані в п'яти областях, відповідних щаблях переміщення рейки (рис. 4.21, a). При мінімальному

виході рейки $m_p = 5$ мм тиск палива $p_{фк}$ змінюється від 216 до 222 бар при середньому значенні 219 бар. Відповідна величина $\varphi_{вп}$ від 10 до 11°ПРВ (в середньому 10,75°ПРВ). При максимальному $m_p = 25$ мм діапазон $p_{фк}$ склав 474–516 бар, в середньому – 470 бар. Кут впрыску $\varphi_{вп} = 19,5\text{--}22^\circ\text{ПРВ}$, а середнє значення – 20,64°ПРВ. На першій ділянці запису (рис. 4.21, *a*) показано перехід рейки з положення мінімальної в положення повної подачі.

Передній фронт кривих однаковий за формою загальних ділянок тиску в каналі і переміщенням голки форсунки. Деякий зсув по куту повороту носить нерегулярний характер і може бути віднесений до неточності уявлення цього параметра. Одночасно таке зміщення покращує можливості зіставлення кривих.

Ділянка зниження тиску (задній фронт кривих) містить на всіх трьох осцилограмах короткочасне зниження швидкості падіння тиску. В цьому відношенні можна говорити про подібність процесів. Більш того, на осцилограмах 5, 6 (рис. 4.21, *a*) на цих ділянках розвивається коливальний процес. Характер осцилограм переміщення голки форсунки відповідає зміні тиску палива у форсунці.

У всіх трьох випадках тиску досить для чіткого підйому голки. Посадка відбувається по-різному. При виході рейки на $m_p = 25$ мм посадка, як і підйом, чітка. Для початкового значення $m_p = 5$ мм і проміжного значення хід голки повторює характер зміни тиску палива і відбувається із затримкою в середній частині руху голки.

Проведений аналіз характерний і для інших ділянок запису процесів впрыску (рис. 4.21, *б–г*). При цьому закономірності зберігаються для переміщення рейки, як в більшу, так і в меншу сторону.

Проведення стендових динамічних випробувань системи подачі палива суднового дизеля в режимі навантажувальної характеристики здійснювалось задіяним програмно-апаратним засобом керування режимами (багатоканальний програмно-апаратний комплекс та комплекс керування

рейкою ПНВТ), с записом й обробкою параметрів подачі палива. Програма ReikaXP забезпечила реалізацію плану експерименту під керуванням персонального комп'ютера. При випробуваннях реалізований ступінчастий закон переміщення рейки в усьому робочому діапазоні з заданими періодами знаходження в кожному положенні. Рух рейки відповідно до програми випробувань забезпечено електромеханічним комплексом, створеним для проведення дослідів.

В результаті експерименту побудована навантажувальна характеристика системи впрыску з п'ятьма фіксованими положеннями паливної рейки насоса високого тиску. У дослідженому діапазоні положень рейки, що охоплює всі експлуатаційні режими $m_p = 25 - 5$ мм, основні параметри подачі палива мали наступні значення: $p_{фк} = 474 - 232$ бар; $p_{фвх} = 457 - 222$ бар; $p_n = 445 - 162$ бар.

Рішення задачі визначення параметрів перехідних процесів забезпечено аналізом характеристик руху рейки ПНВТ і процесів подачі палива. Час переходу рейки не перевищував 0,44 с, а для зміни (налаштування) процесу впрыску було не більше 0,22 с. Можна вважати, що процес подачі палива в реальних умовах перехідних режимів дотримується положень рейки ПНВТ.

Графік залежності параметрів подачі палива від положення рейки паливного насоса високого тиску рис. 4.21, б надано порівняння навантажувальної динамічної характеристики, яка отримана на випробувальному стенді та навантажувальна статистична характеристика дизеля 6ЧН25/34 дані графічні залежності майже збігаються.

4.2.2 Швидкісна характеристика

Отримання швидкісної характеристики системи подачі палива суднового дизельного двигуна на експериментальному стенді реалізована при розгоні та вибігу стенда. Обертання розподільного валу (за швидкісною

характеристикою) досліджено за експериментальними даними, отриманими під час динамічних випробувань.

Графічне надання вихідних даних швидкісної характеристики експериментальних параметрів показано на рис. 4.22.

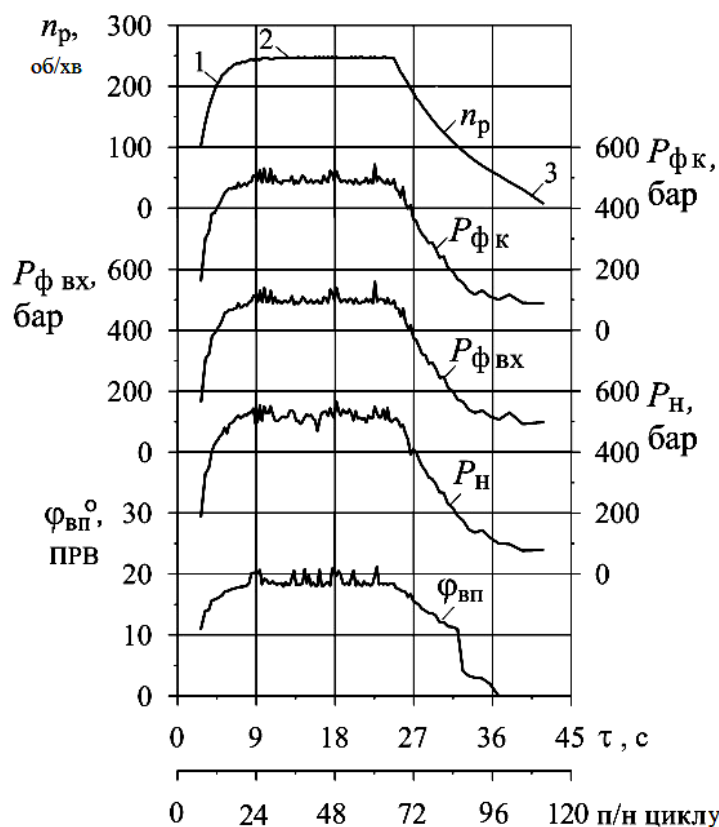


Рис. 4.22. Параметри подачі палива на режимах швидкісної характеристики під час динамічних випробувань:

1 – ділянка розгону; 2 – ділянка встановленого режиму; 3 – ділянка вибігу

Графіки на рис. 4.22 побудовані в залежності від часу та відповідних номерів циклів. На кривій частота обертання розподільного валу n_p . Можна виділити три ділянки: розгону – 1, встановленого режиму – 2 та ділянку вибігу – 3. Остання ділянка відповідає вільному обертанню розподільного валу після вимкнення двигуна експериментального стенда. Положення рейки ПНВТ залишалося незмінним $m_p = 15$ мм. Сила натяжки форсункової пружини $p_o = 70$ бар.

В ході продовження досліджень [64, 85] проведено експеримент із закритою форсункою і двома варіантами початкових умов. У першому

варіанті система високого тиску розвантажується перед випробуванням, тобто початковий тиск був нульовим. У другому варіанті - запуск проводився після короткочасної зупинки експериментального стенда. При цьому у паливній системі зберігається залишковий тиск, його величина залежить від умов паливної системи в момент зупинки та витоків за час стоянки.

Попередньо встановлювалася максимальна частота обертання для розгону, задаючи напругу живлення електроприводу на експериментальному стенді. Після зупинки шляхом виключення живлення і зупинки стенда запускався запис процесу і подавалася повна напруга на електропривод (режим розгону). Здійснювалася витримка на максимальній частоті (сталій режим), живлення відключалось, з падінням частоти обертання стенд зупинявся (режим вибігу).

В результаті обробки експериментальних осцилограм отримано два графіки (рис. 4.23, 4.24) залежності максимального тиску $p_{фвх}$ від часу з моменту початку запису і номера циклу (з початку обертання розподільного валу). На рис. 4.23, 4.24 час вказано на осі абсцис, а номер циклу надано на полі графіка.

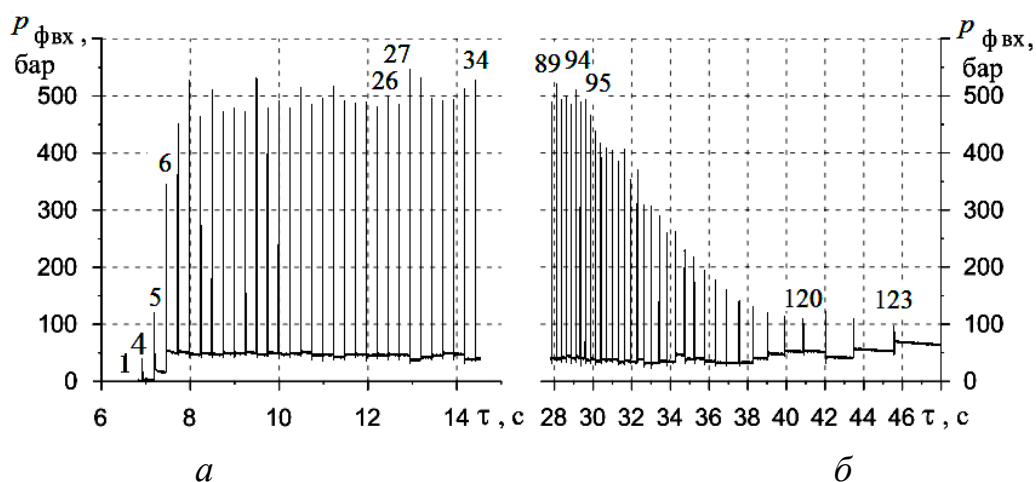


Рис. 4.23. Зміна тиску $p_{фвх}$ протягом випробування при початковому тиску палива рівному нулю:

a – розгін $n_p = 0 - 245$ об/хв; b – вибіг $n_p = 245 - 0$ об/хв.

Як видно з графіків рис. 4.23, 4.24 тривалість першого експерименту склала 48 с і 123 цикли, другого 44 с і 117 циклів. Кількість циклів у

першому експерименті при розгоні складала 26, у другому 20. При вибігу кількість циклів у першому і в другому експериментах однакова – по 29.

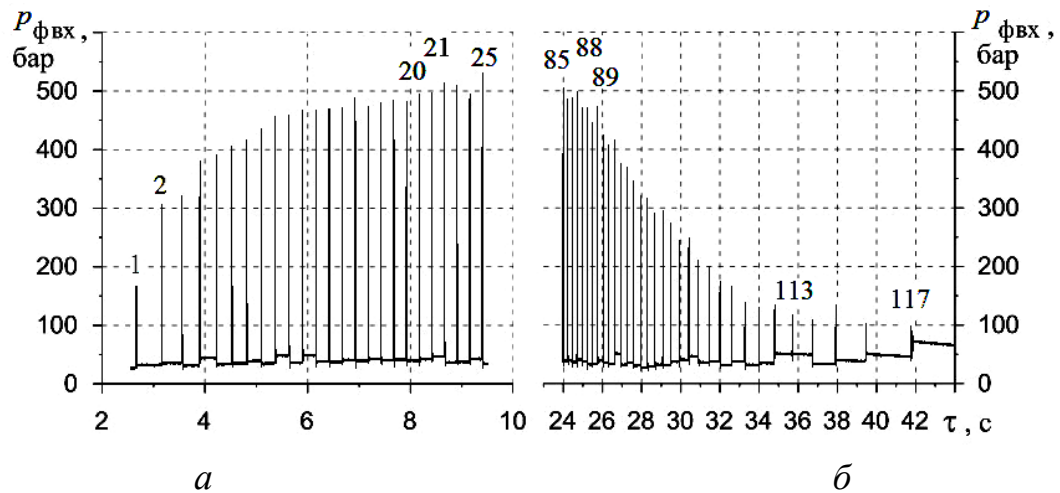


Рис. 4.24. Зміна тиску $p_{фвх}$ протягом випробування при початковому тиску палива:

a – розгін $n_p = 0 - 245$ об/хв; $б$ – вибіг $n_p = 245 - 0$ об/хв

Процеси, що відбуваються в паливній системі при розгоні в обох експериментах (рис. 4.23, a ; 4.24, a) помітно відрізняються, в той час як при вибігу вони близькі як за часом, так і за характером зміни тиску (рис. 4.23, $б$; 4.24, $б$).

Для оцінки динаміки перехідних процесів важливо враховувати зміну поточної частоти обертання. Така оцінка надана на тахограмі (рис. 4.25), де надані значення частоти обертання за період вприску.

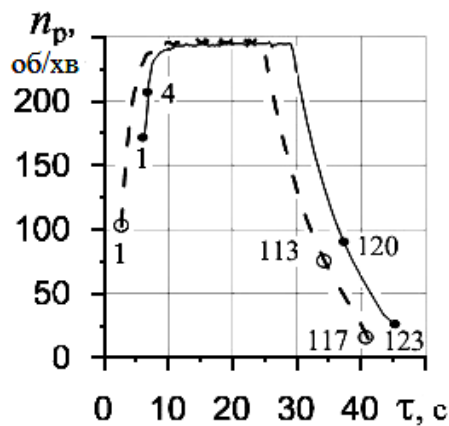


Рис. 4.25. Тахограми експериментів:

(—) при початковому тиску палива рівному нулю; (- - -) при початковому тиску палива (позначення в тексті)

Зсув кривих на рис. 4.25 визначається різницею в часі між початком запису і запуском стенда. Крім того, можлива деяка різниця в часі витримки при стабільній (усталеній) частоті обертання.

Тахограми обох експериментів не мають істотних відмінностей. Час розгону в першому експерименті з 1 по 26 циклів склав 6,16 с. У другому експерименті з 1 по 20 цикли 5,5 с. Час вибігу в першому експерименті від 95 циклів до 120 циклів (останній цикл стійкого вприску) склав 11,53 с. У другому експерименті із 89 циклів по 113 (останній цикл стійкого вприску) цикл -10,71 с. Тахометричні параметри циклів за фазами експерименту (розгону і вибігу) зведені в табл. 4.4.

Дослідження тиску $p_{фвх}$ проведено, використовуючи експериментальні характеристики, що надані в табл. 4.4. При початковому тиску палива рівному нулю протягом перших п'яти циклів у діапазоні $n_p = 173 - 229$ об/хв тиск $p_{фвх}$ послідовно зростає, досягаючи рівня відкриття голки форсунки.

Таблиця 4.4

Тахометричні параметри експериментів

Фаза експерименту	Умови досвіду			
	при розвантаженій системі		з початковим тиском	
	№ циклів	n_p , об/хв	№ циклів	n_p , об/хв
Розгін	—	—	—	—
цикли на ділянці розгону, за яких умови вприску не сформувалися	1 - 4	173 - 213	—	—
ступеневий вприск	5	221	—	—
перший стабільний вприск	6	229	1	102
останній цикл вприску на ділянці розгону	26	243	20	243
Вибіг	—	—	—	—
перший цикл на ділянці вибігу	95	240	89	239
останній цикл на ділянці вибігу	120	56	113	62
ділянка дрібного вприску	121 - 123	46 - 25	114 - 117	54 - 8

Осцилограми $p_{фвх}$ обох варіантів початкових умов при розгоні надані на рис. 4.26.

У другому експерименті (рис. 4.26, б) умови першого вприску під час розгону створюються вже на першому обертанні валу при $n_p = 102$ об/хв.

При порівнянні п'ятого і першого циклів (рис. 4.26, а; 4.26, б) видно, що в першому випадку спостерігається істотний коливальний процес.

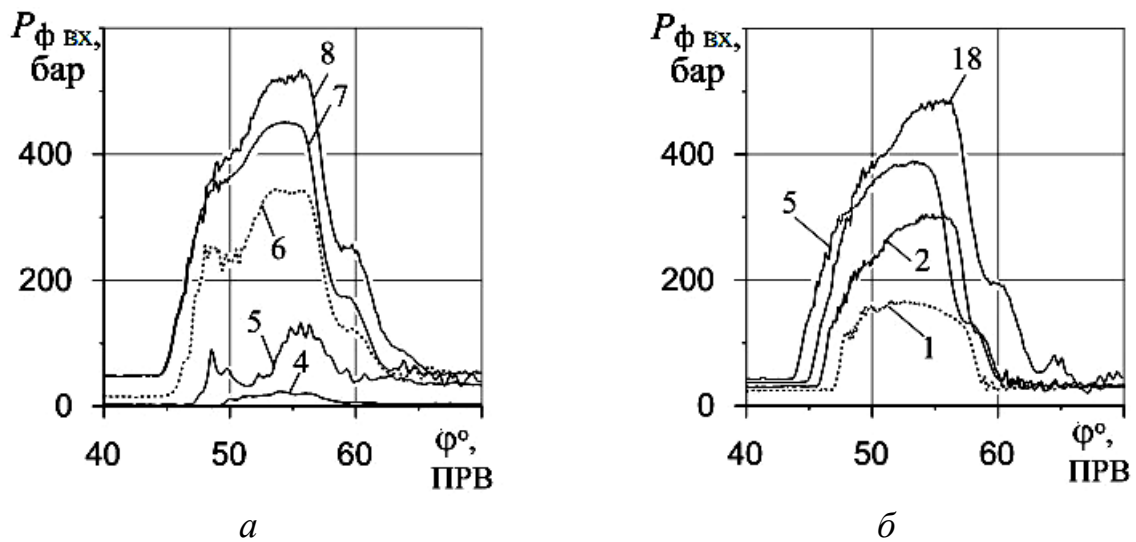


Рис. 4.26. Осцилограми $p_{фвх}$ при розгоні:

a – при розвантаженій паливній системі; $б$ – з початковим тиском:
(- - -) цикл першого стабільного впорску (позначення в тексті)

У другому випадку тиск змінюється плавно. При подальшому збільшенні частоти обертання відмінності стають незначними.

Описані закономірності на рис. 4.26 підтверджуються кривими ходу голки форсунки (рис. 4.27) у відповідних циклах.

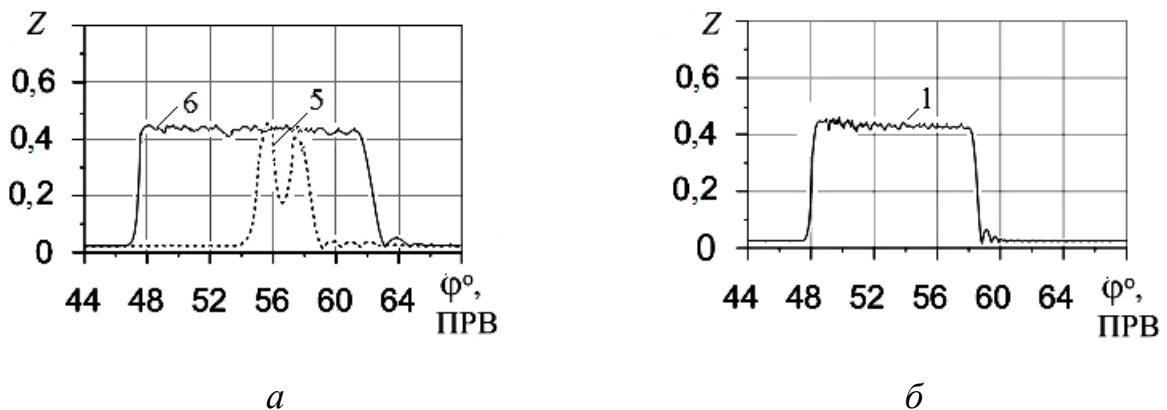


Рис. 4.27. Переміщення голки форсунки в перших циклах розгону (пуску):

a – при початковому тиску палива рівному нулю; $б$ – при залишковому початковому тиску палива

Дійсно, п'ятий цикл розгону першого експерименту (рис. 4.27, a) є ступінчастим. При цьому тривалість впорску значно менше, ніж в

подальшому шостому циклі, а початок зміщено за кутом повороту в сторону запізнювання.

Параметри подачі палива, отримані протягом усього експерименту, показані в графічній (рис. 4.28) і табличній (табл. 4.5, 4.6) формах.

У таблиці для кожного циклу вказана поточна частота обертання (середня за період впрыску) n_p , час τ (від початку процесу), тиску $p_{фвх}$, $p_{фк}$, p_n і кут впрыску $\phi_{вп}$.

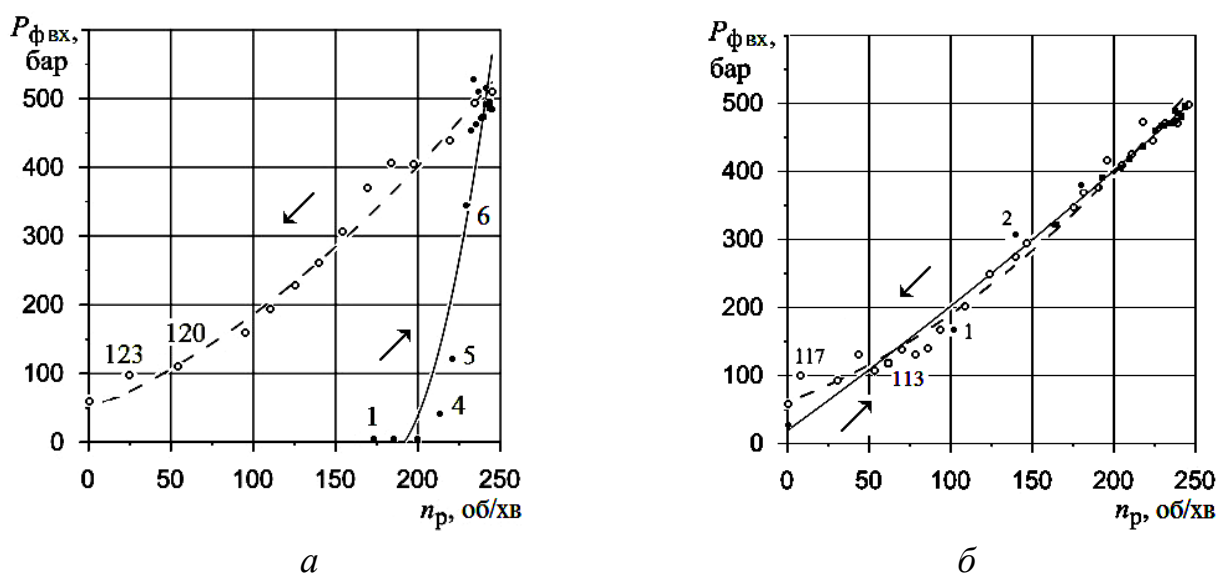


Рис. 4.28. Залежність параметрів подачі палива від частоти обертання на змінних режимах за різних початкових умовах:

a – паливна система розвантажена; $б$ – в паливній системі залишковий тиск; (—•—) розгін; (—○—) вибіг (позначення в тексті)

Дані, які надані в таблицях і графіках, дозволяють простежити розвиток процесу подачі палива протягом усього експерименту.

Для тиску палива $p_{фвх}$ (рис. 4.28, a) істотною особливістю є відсутність помітного підвищення в перших трьох циклах в процесі розгону, незважаючи на досить високу частоту обертання. Тільки в четвертому циклі починається зростання тиску до 40 бар якого недостатньо для підйому голки форсунки. Умови першого впрыску формуються в п'ятому циклі.

У другому експерименті із залишковим початковим тиском палива 27 бар при розгоні вже на першому обороті при відносно невисокій частоті

обертання тиск відповідає стабільному вприску і досягає (рис. 4.28, б) $p_{фвх} = 166$ бар.

Характер зміни тиску $p_{фвх}$ на вибігу в другому експерименті близький до розгону. До того ж зміни тиску $p_{фвх}$ при вибігу в обох експериментах подібні по конфігурації, що відповідає зазначеному раніше співвідношенню кількості циклів і часу процесу.

Таблиця 4.5

Параметри паливоподачі при початковому тиску
в паливній системі рівному нулю (перший експеримент)

п/н, циклу	n_p , об/хв	τ , с	$p_{фвх}$, бар	$p_{фк}$, бар	p_n , бар	$\varphi_{вп}^0$, ПРВ	ділянка
1	173	6,28	1-2	1-2	3	0	розгін
2	185	6.57	2	1-2	5	0	розгін
3	200	6.83	2	1-2	7	0	розгін
4	213	6,91	40	20	55	0	розгін
5	221	7,19	121	125	118	4,5 ступеневий вприск	розгін
6	229	7,46	344	345	381	16,2	перший стабільний вприск
26	243	12,45	500	501	532	18	розгін
95	240	29,34	490	485	529	18,2	вибіг
120	56	40,87	111	105	128	9,9	вибіг
121	46	42,04	119	109	116	9,8 дрібний вприск	вибіг
123	25	45,53	100	95	99	7,4 дрібний вприск	вибіг
–	0	50,83	55	63	58	0	зупинка розподільного валу

Доповнюючи надану вище інформацію по характеристиках подачі палива даними, надано у табл. 4.5 та аналізуючи рис. 4,28, покажемо тривалість вприску в п'ятому і шостому циклах для розгону. Це $\varphi_{вп} = 4,5^0$ ПРВ при $n_p = 221$ об/хв (ступеневий вприск - п'ятий цикл) і $\varphi_{вп} = 16,2^0$ ПРВ, $n_p = 229$ об/хв (шостий цикл). Остання величина близька до сталого значення.

У другому експерименті (табл. 4.6, рис. 4.29) при першому ж обороті голка піднімається на $\varphi_{вп} = 10,9^0$ ПРВ при $n_p = 102$ об/хв.

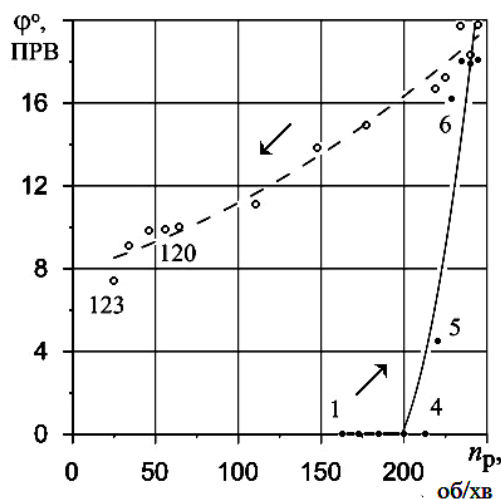
Таблиця 4.6

Параметри паливоподачі при початковому тиску
в паливній системі (другий експеримент)

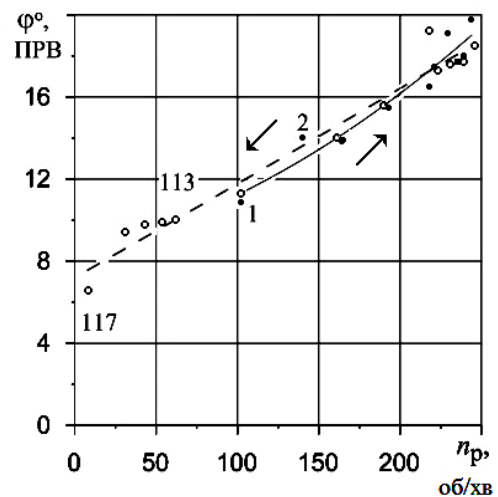
п/н, циклу	n_p , об/хв	τ , с	$p_{фвх}$, бар	$p_{фк}$, бар	$p_{н.}$, бар	$\Phi_{вп}^0$, ПРВ	ділянка
—	0	0	27	27	28	0	залишковий тиск в ПС
1	102	2,66	166	163	188	10,8	перший впрыск
2	140	3,16	307	301	329	14	розгін
20	243	8,17	493	486	529	17,9	розгін
89	239	24,97	471	463	510	17,7	вибіг
113	62	35,68	118	110	131	10,0	вибіг
114	54	36,7	107	100	123	9,9 дрібний впрыск	вибіг
117	8	41,76	98	88	79	6,6 дрібний впрыск	вибіг
—	0	47,32	58	54	62	0	зупинка розподільного валу

При подальшому збільшенні обертів, кути повороту розподільного валу збільшуються до номінальних.

При зниженні частоти обертання в період вибігу дрібний впрыск формується в обох дослідах. Це відбувається при зміні частоти обертання в діапазоні 56 – 46 і 62 – 54 об/хв.



а



б

Рис. 4.29 Залежність параметрів подачі палива від частоти обертання на змінних режимах за різних початкових умов:

а – паливна система розвантажена; б – в паливній системі початковий тиск;
(—•—) розгін; (-°- -) вибіг (позначення в тексті)

Характер руху голки і відповідно кут впорску визначається складним ходом хвильових процесів у паливній системі. Найбільш істотно їх вплив відчувається при малих тисках палива і частоті обертання. В цих умовах спостерігається дрібний впорск. Факти дрібного впорску показані на рис. 4.30.

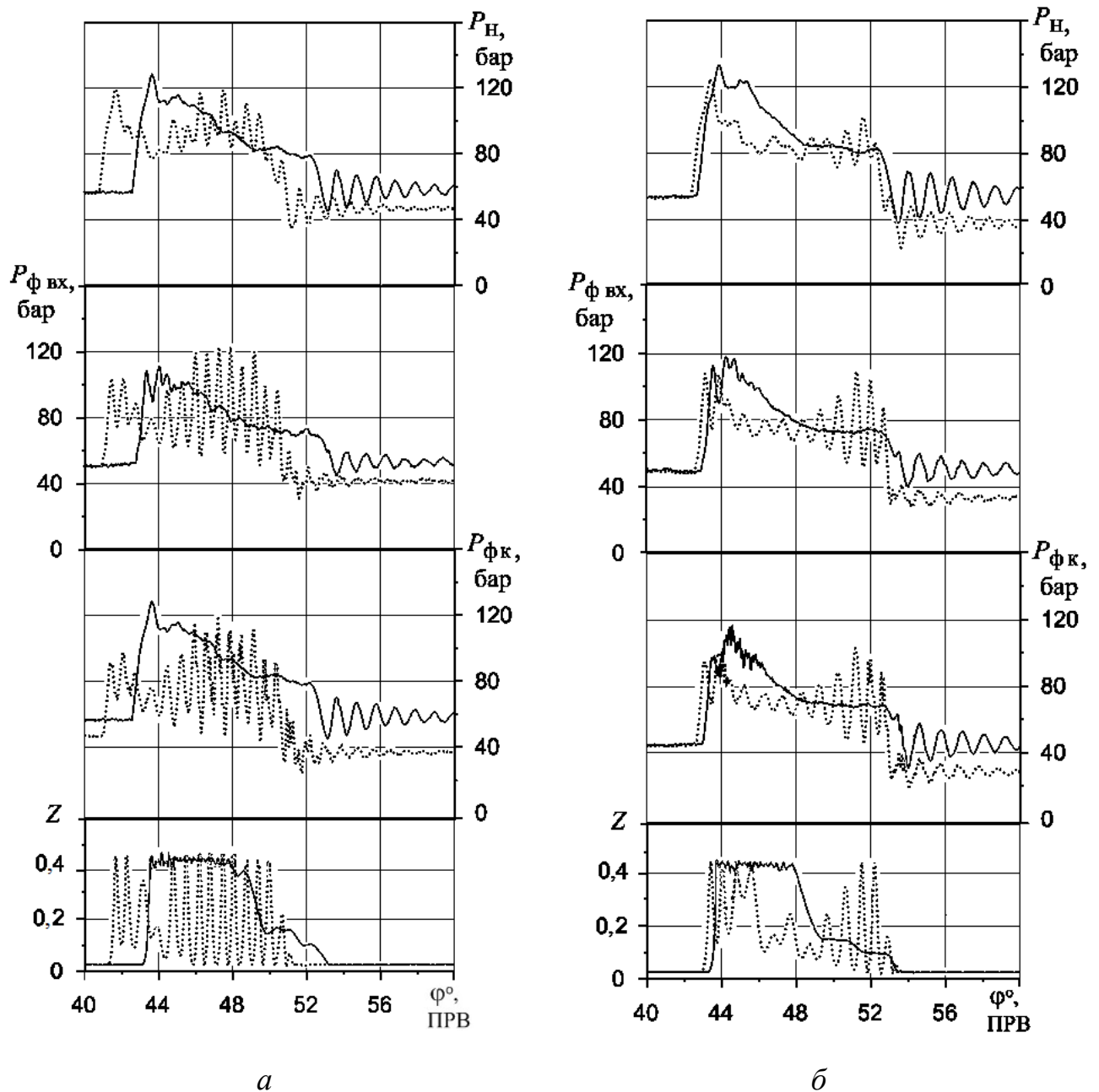


Рис. 4.30 Поєднані осцилограми впорску на ділянці вибігу:

a – експеримент при початковому тиску рівному нулю: (—) 120 цикл, (•••) 121;
б – експеримент при початковому тиску палива: (—) 113 цикл, (•••) 114 цикл

При вибігу зниження частоти обертання формує умови дрібного впрыску при переході зі 120 до 121 і з 113 до 114 циклів відповідно першого і другого експериментів. Зміна частоти обертання склала 56 – 46 і 62 – 54 об/хв відповідно. Параметри коливань для зазначених циклів зведені в табл. 4.7.

Таблиця 4.7

Характеристика коливань голки форсунки (дрібна подача)

Параметри коливання	Номер циклу	
	121	114
Кількість підйомів голки форсунки	13	12
Частота коливання підйому голки форсунки, Гц	430	368
Кількість піків тиску $p_{фвх}$	14	11
Частота коливання тиску $p_{фвх}$, Гц	445	425
Тиск $p_{фвх}$ max / min, бар	120/45	109/52

Дослідження процесів подачі палива в умовах змінної частоти обертання за різних вихідних параметрів свідчить, що істотний вплив на розвиток характеристик подачі палива під час розгону надає початковий тиск у системі. У розвантаженому стані в процесі збільшення частоти обертання (при розгоні) потрібно кілька циклів (в експерименті чотири оберти) для підготовки умов першої подачі. При цьому перший цикл характерний ступінчастим переміщенням голка форсунки. За наявності у системі навіть невисокого початкового тиску (в дослідях 27 бар) стабільна подача палива спостерігається вже на першому обороті розподільного валу.

Характер зміни параметрів подачі палива при зниженні частоти обертання (вибігу) не залежить від початкових умов експерименту. В обох випробуваннях два останніх цикли реалізовані у режимі дробової роботи форсунки.

Результати експериментального моделювання характеристик системи подачі палива для навантажувальної та швидкісної характеристик суднового дизельного двигуна в умовах динамічних випробувань знайшли подальшого

розвитку у визначені взаємозв'язку параметрів подачі палива з режимними і регулювальними факторами, з подальшим з'ясуванням статистичної значущості характеристик отриманих регресійних рівнянь.

4.3 Рівняння взаємозв'язку параметрів процесу подачі палива суднового дизельного двигуна

Дослідження в області вдосконалення процесів подачі палива виконуються різними методами. Поряд з традиційним підходом уявлення результатів експериментальних даних у графічному вигляді й у формі аналітичних моделей ефективним є статистична обробка даних у вигляді регресійних залежностей. Такий підхід використаний при аналізі результатів вимірювання параметрів подачі палива суднового дизеля, отриманих в ході експериментальних стендових динамічних випробувань. Умови експерименту відповідали швидкісній і навантажувальній характеристикам.

При обробці експериментальних даних, або якщо при отриманні математичної моделі аналітичні методи визначення параметрів неприйнятні (наприклад, у зв'язку із недостатнім знанням алгоритмів функціонування технологічних об'єктів керування), або через складність й економічну недоцільність розробки моделей на їх основі, тоді застосовуються експериментальні методи отримання моделей технологічних об'єктів.

Моделі, отримані на основі експерименту, не настільки універсальні, як аналітичні, але більше прості за своєю структурою й дозволяють застосовувати однотипний математичний апарат і досить зручні у користуванні.

Всі експериментальні методи визначення залежностей, трендів, параметрів, ідентифікації й обробки даних базуються на пасивному або активному експериментах.

У першому випадку досліджуються режими природної експлуатації технологічних об'єктів, у другому задаються такі, які щонайкраще виявляють їх властивості.

Під час експерименту вимірюються значення технологічних параметрів (вихідні змінні) і факторів, що впливають на них (керуючих вхідних змінних і збурювання). Ці дані дозволяють вибрати математичне вираження й визначити вхідні в нього коефіцієнти, виходячи із забезпечення адекватності моделі об'єкта.

Отримана у такий спосіб модель повинна із заданим ступенем точності відповідати реальному об'єкту, тобто розрахункові й експериментальні значення вихідних змінних при заданих керуючих впливах і збурюваннях повинні збігатися в динамічних і статичних режимах.

Проведення експерименту й наступна обробка його результатів для створення моделі ускладнюються у зв'язку з тим, що технологічні об'єкти керування, як правило, багатомірні й недетерміновані. Тому, при проведенні серії повторюваних експериментів, при подачі однакових вхідних змінних на виході можна отримувати різні значення однієї й тієї ж технологічної змінної. Таке розходження відбувається під дією випадкових, неврахованих факторів.

Якщо розбіжність незначна, то завдання зводиться до оцінки ступеня наближення моделі до результатів експерименту. При значних відхиленнях під сумнів ставиться правильність вибору типу моделі. У ряді випадків виникає навіть необхідність спочатку встановити сам факт наявності закономірності між вхідними й вихідними величинами. У цьому випадку вирішального значення набуває завдання визначення обсягу експерименту. Під обсягом експерименту розуміють кількість факторів, що враховують частоту повторення однотипних експериментів й їхню кількість. Чим більше число повторень, тим достовірніша модель, тобто тим більша ймовірність знаходження реального значення змінної в більш вузькому інтервалі експерименту.

Виходячи з викладеного, можна встановити наступні основні етапи отримання моделі технологічного об'єкта керування за експериментальними даними:

- планування обсягу експерименту: кількості контрольованих параметрів, числа вимірів і кратності їхнього повторення;
- вибір типу математичної моделі (наприклад, рівняння регресії) ;
- виконання експерименту й обробка даних;
- визначення кількісних характеристик (коефіцієнтів) прийнятого типу моделі;
- перевірка значимості отриманих коефіцієнтів та впливу на них розкиду результатів експериментів;
- перевірка адекватності моделі об'єкта.

Якщо дві останні перевірки дають негативний результат, то проводиться уточнення обсягу експерименту, експеримент повторюється, уточняється модель об'єкта.

Далі викладемо деякі принципи визначення параметрів одномірних детермінованих об'єктів у статиці.

У більш широкому обсязі цей матеріал можна проробити з безлічі літератури. Завдання регресійної обробки одномірних детермінованих об'єктів полягає у поданні в аналітичному виді існуючого зв'язку між входом і виходом одномірного об'єкта. Вважаємо, що при експерименті випадкові завади відсутні й у експериментально знятих значеннях немає розкиду. Для таких об'єктів модель найбільше часто описується поліномом виду:

$$y = a_0 + a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + \dots + a_n \cdot x^n.$$

Ступінь полінома орієнтовно можна визначити за різницями експериментально знятих ординат функції при постійних збільшеннях аргументу. Він приймається рівною такому порядку різниць, за якого вони стають приблизно постійними в усьому діапазоні зміни вхідної величини. Наприклад, при незмінних різницях між ординатами модель описується

поліномом першого ступеня, при незмінних різницях між різницями другого порядку - поліномом другого ступеня тощо.

Оптимальною вважаємо таку модель, у якій при певних розрахункових коефіцієнтах сума квадратів відхилень розрахункових y_p й експериментальних y_b значень мінімальна, тобто мінімізується функціонал

$$F(a_1) = \min \sum_{i=1}^n 2(y_b - y_p)^2, \quad (4.1)$$

де n — число експериментів. Для визначення коефіцієнтів моделі взято систему рівнянь типу

$$\partial F(a_i) / \partial a_i = 0. \quad (4.2)$$

Спільне рішення отриманих рівнянь відносно a_i дає такі їхні значення, за яких задовольняється умова (4.1). Для спрощення (4.2) доцільно початок відліку абсциси x_i поміщати в середину інтервалу експериментально знятих значень і користуватися симетричними значеннями x_i (однаковими, але різними за знаками). У цьому випадку всі суми непарних ступенів x будуть звертатися в нуль, що істотно спростить систему рівнянь.

Наприклад, обрано модель першого ступеня. Лінійний парний регресійний аналіз полягає у визначенні коефіцієнтів лінійної залежності (рівняння прямої лінії): $y(x) = a_0 + a_1 x$.

Коефіцієнти a_0 й a_1 обчислюються за формулами, отриманими за методом найменших квадратів:

$$a_0 = \frac{\sum_{i=1}^N x_i^2 \cdot \sum_{i=1}^N y_i - \sum_{i=1}^N x_i \cdot \sum_{i=1}^N (x_i \cdot y_i)}{N \sum_{i=1}^N x_i^2 - \left(\sum_{i=1}^N x_i \right)^2};$$

$$a_1 = \frac{N \sum_{i=1}^N (x_i \cdot y_i) - \sum_{i=1}^N x_i \cdot \sum_{i=1}^N y_i}{N \sum_{i=1}^N x_i^2 - \left(\sum_{i=1}^N x_i \right)^2}.$$

Коефіцієнт парної кореляції R , що характеризує ступінь відхилення зв'язку між x_i й y_i від лінійної, обчислюють за формулою:

$$R = \frac{\sum_{i=1}^N x_i y_i - \left(\sum_{i=1}^N x_i \sum_{i=1}^N y_i \right) / N}{\sqrt{\sum_{i=1}^N x_i^2 - \left(\sum_{i=1}^N x_i \right)^2 / N} \sqrt{\sum_{i=1}^N y_i^2 - \left(\sum_{i=1}^N y_i \right)^2 / N}}.$$

Чим ближче R до одиниці, тим ближче вираз $y = f(x)$ до прямої. Знак R визначає знак коефіцієнта a_1 .

Обчислення середньоквадратичного відхилення

$$S^2 = \frac{1}{N} \left(\sum_{i=1}^N y_i^2 - a_0 \sum_{i=1}^N y_i - a_1 \sum_{i=1}^N x_i y_i \right)$$

дозволить кількісно оцінювати ступінь наближення точок до прямої.

Розглянемо регресійний поліном другого ступеня.

Якщо у якості моделі обробки експериментальних досліджень обрано поліном другого ступеня виду

$$y_p = a_0 + a_1 x + a_2 x^2,$$

тоді функціонал $F(a_i)$ буде так:

$$F(a_i) = \min \sum_1^n \left[y_{\partial i} - (a_0 + a_1 x + a_2 x^2) \right]^2.$$

Коефіцієнти a_i є невідомими змінними. Відповідно, для визначення коефіцієнтів моделі складають систему рівнянь типу $\partial F(a_i) / \partial a_i = 0$.

Складемо таку систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial F}{\partial a_0} &= -2 \sum_{i=1}^n (y_{\partial i} - a_0 - a_1 x_i - a_2 x_i^2) = 0; \\ \frac{\partial F}{\partial a_1} &= -2 \sum_{i=1}^n (y_{\partial i} - a_0 - a_1 x_i - a_2 x_i^2) x_i = 0; \\ \frac{\partial F}{\partial a_2} &= -2 \sum_{i=1}^n (y_{\partial i} - a_0 - a_1 x_i - a_2 x_i^2) x_i^2 = 0. \end{aligned} \right\} \quad (4.3)$$

Порівнюючи суми непарних ступенів x_i нулю, отримуємо:

$$\begin{aligned}
 a_0 n + a_2 \sum_{i=1}^n x_i^2 &= \sum_{i=1}^n y_{\partial i}; \\
 a_1 \sum_{i=1}^n x_i^2 &= \sum_{i=1}^n y_{\partial i} x_i; \\
 a_0 \sum_{i=1}^n x_i^2 + a_2 \sum_{i=1}^n x_i^4 &= \sum_{i=1}^n y_{\partial i} x_i^2.
 \end{aligned}$$

Аналогічно можливе отримання системи рівнянь для суми парних ступенів. Сумісне рішення дає значення шуканих коефіцієнтів. Але кінцеве аналітичне рішення щодо шуканих коефіцієнтів дуже громіздке і незручне для користування. Тому пропонується наступна методика.

З системи (4.3) легко отримати:

$$\begin{cases}
 a_0 n + a_1 \sum_{i=1}^n x_i + a_2 \sum_{i=1}^n x_i^2 = \sum_{i=1}^n y_i; \\
 a_0 \sum_{i=1}^n x_i + a_1 \sum_{i=1}^n x_i^2 + a_2 \sum_{i=1}^n x_i^3 = \sum_{i=1}^n y_i x_i; \\
 a_0 \sum_{i=1}^n x_i^2 + a_1 \sum_{i=1}^n x_i^3 + a_2 \sum_{i=1}^n x_i^4 = \sum_{i=1}^n y_i x_i^2.
 \end{cases} \quad (4.4)$$

Для розрахунку коефіцієнтів a_0 , a_1 і a_2 необхідно будь-яким зручним методом вирішити (4.3) (наприклад, «Справочник по элементарной математике», В. В. Выгодский, 1983, або в онлайн режимі Інтернет: http://www.webmath.ru/web/prog13_1.php,

<http://exponenta.ru/educat/class/courses/la/theme3/online-instr.asp>, або за допомогою ПК у будь-якому зручному середовищі.

Потрібно зауважити, що на результат рішення дуже сильно впливає невдале округлення значущих цифр. Розрахувавши ці коефіцієнти (a_0 , a_1 і a_2) і підставивши їх у вираз $y_p = a_0 + a_1 x + a_2 x^2$, отримаємо шукане рівняння регресії 2-го ступеня (полінома), за допомогою якого й будується графік математично обробленої експериментальної залежності.

4.3.1 Регресійні рівняння для навантажувальної характеристики

Статистичний аналіз гідродинамічних показників подачі палива, отриманих при динамічних випробуваннях по навантажувальній характеристиці, виконаний за експериментальними даними та відображені у табл. 4.8 [65].

У табл. 4.8 показано кут впрыску $\varphi_{\text{вп}}$ (кут повороту розподільного валу в градусах) ПРВ.

Параметри експериментального дослідження отримані, як зазначено вище, в умовах динамічних випробувань при постійній напрузі електроприводу експериментального стенда. В результаті при коливаннях навантаження, викликаних переміщенням рейки ТНВД, спостерігалася деяка

Таблица 4.8

Об'єднані дані навантажувальної характеристики

№ з/п	$p_{\text{фк}}$, бар	$p_{\text{н}}$, бар	$\varphi_{\text{вп}}$, °ПРВ	$m_{\text{р}}$, мм	$n_{\text{р}}$, об/хв
1	231	154	11.2	5	250
2	236	157	11.2	5	250
3	228	154	11.2	5	250
4	233	154	11.2	5	250
5	242	159	11.2	5	250
6	233	153	11.1	5	252
7	236	155	11.1	5	252
8	243	163	11	5	255
9	236	156	11.1	5	254
10	235	154	11	5	254
11	237	154	11	5	255
12	226	154	11	5	254
13	243	160	11	5	255
14	317	272	13	10	232
15	328	270	13	10	233
16	324	258	13.5	10	233
17	315	253	13.3	10	236
18	325	261	13.4	10	237
19	330	261	13.9	10	241
20	331	245	14	10	241
21	330	260	14	10	241
22	335	262	13.7	10	241
23	335	249	14	10	245

№ з/п	$p_{\text{фк}}$, бар	$p_{\text{н}}$, бар	$\varphi_{\text{вп}}$, °ПРВ	$m_{\text{р}}$, мм	$n_{\text{р}}$, об/хв
31	398	351	16	15	237
32	400	370	16	15	237
33	375	367	16	15	237
34	383	364	16	15	237
35	385	358	16	15	237
36	385	366	16	15	237
37	391	359	16.4	15	241
38	454	417	19.1	20	243
39	451	422	19.2	20	241
40	452	431	19.3	20	241
41	444	441	18.9	20	241
42	450	446	19.1	20	237
43	434	445	19	20	237
44	448	429	19	20	235
45	432	432	19	20	234
46	447	431	18.6	20	234
47	448	447	18.5	20	233
48	433	445	18.4	20	233
49	451	455	18.6	20	233
50	474	475	19.5	25	250
51	485	484	21	25	249
52	487	482	21.4	25	241
53	460	458	20.8	25	241

24	334	260	14	10	245
25	334	259	13.3	10	245
26	376	368	14.6	15	233
27	370	367	15.8	15	234
28	398	351	16.2	15	237
29	382	354	16	15	237
30	381	345	16	15	237

закінчення табл. 4.8					
54	458	459	20.5	25	237
55	454	462	20.7	25	237
56	453	475	20.4	25	233
57	460	466	20.6	25	233
58	456	464	20.9	25	233
59	442	460	20.9	25	233
60	441	469	20.7	25	232

зміна частоти обертання розподільного валу. Межі зміни частоти обертання n_p склали 233 ... 255 об/хв, що відповідає 9% або $\pm 4,5\%$ від середнього значення.

Вирішення питання про статистичну значущість зміни n_p в отриманому діапазоні проведено аналіз спільного впливу положення рейки m_p і n_p на величину кута вприску $\varphi_{вп}$. Їх взаємозв'язок описаний двофакторним регресійним лінійним рівнянням

$$\varphi_{вп} = 7,4168 + 0,49322m_p + 0,0050825n_p.$$

Статистичні параметри моделі надані в табл. 4.9, 4.10. Для оцінки значущості частоти обертання розглянемо два показники: рівень значущості – p та критерій Стюдента t .

Таблиця 4.9

Одномірні критерії значущості для $\varphi_{вп}$					
Ефект	SS	Ступені свободи	MS	F	p
Вільний член	1,6728	1	1,6728	9,561	0,003074
m_p	438,8614	1	438,8614	2508,426	0,0
n_p	0,0494	1	0,0494	0,2823	0,597274
Помилка	9,9724	57	0,1750	–	–

Таблиця 4.10

Оцінки параметрів				
Ефект	$\varphi_{вп}$ параметри	$\varphi_{вп}$ ст. пом.	$\varphi_{вп}$ t	$\varphi_{вп}$ p
Вільний член	7,4168	2,39861	3,0921	0,0307
m_p	0,4932	0,00985	50,0842	0,0
n_p	0,0051	0,00957	0,5313	0,5313

Використані скорочення в таблицях:

- ефект – члени рівняння регресії та помилка (залишки);
- параметр – коефіцієнти при факторах;
- *SS* (Sums of Squares) – сума квадратів відхилених значень від середнього для моделі або ефекту;
- *SS* моделі – сума квадратів відхилень передбачених значень від середнього;
- *SS* залишок – сума квадратів відхилень залишків від середнього по залишках;
- *MS* (Mean of Squares) – дисперсія, сума квадратів відхилень, яка припадає на один ступінь свободи;
- множ. *R* – коефіцієнт множинної кореляції;
- множ. *R*² – коефіцієнт детермінації;
- скорег. *R*² – скорегований *R*² на число членів у регресійному рівнянні;
- ст. пом. – стандартна помилка, ступінь розсіювання спостережуваних значень щодо лінії регресії, а також оцінки якості параметрів;
- *t*-критерій Стюдента, використовується для оцінки статистичної значущості параметрів рівняння;
- *F*-критерій Фішера використовується для перевірки значущості регресійної моделі та значущості ефектів;
- *p* – рівень значущості є ймовірність помилки, що зв'язок між змінними є лише випадковою особливістю даної вибірки;
- *ss* – число ступенів свободи для відповідного ефекту.

Оцінка значущості складових моделей відбувається шляхом порівняння розрахованого *t*-критерію Стюдента з табличним значенням. Оцінюванню підлягають коефіцієнт регресії і вільний член. При цьому розраховується помилка відповідного параметра і потім визначається величина *t* як відношення значення параметра до його помилки.

Для лінійного однофакторного рівняння:

$$t_a = a/m_a, \quad t_b = b/m_b,$$

де t_a , t_b – розрахункові статистичні дані для вільного члена і коефіцієнта регресії; b – коефіцієнт регресії; a – вільний член.

Перевищення фактичного (розрахункового) значення над табличним свідчить про значущість даного параметра моделі.

Критерій Фішера (F -статистика) є відношенням дисперсії моделі до дисперсії помилки і характеризує наскільки модель добре пояснює загальну дисперсію даних. Оцінка значущості моделі також здійснюється порівнянням фактичного (розрахункового) і табличного значення F .

Оцінюючи значущість зміни n_p у рівнянні $\varphi_{\text{вп}}$ за величиною $p = 0,597$, відзначимо його невідповідність заданим рівнем значущості $p = 0,05$. Такий самий висновок впливає з порівняння величини $t = \sqrt{F} = \sqrt{0,2823} = 0,531$ і відповідного табличного $t_{\text{табл}} = 12,7$.

Таким чином, вплив коливання частоти обертання на кут вприску незначний і подальший аналіз слід проводити для одного фактора навантажувальної характеристики – положення рейки ПНВТ m_p .

Аналогічні результати отримані і для інших параметрів подачі палива $p_{\text{фк}}$ і p_n – тиску в паливному каналі форсунки і тиску палива у штуцері паливного насоса.

В результаті ставилося завдання отримати статистичні параметри взаємозв'язку наступних характеристик вприску палива при роботі системи подачі палива по навантажувальній характеристиці в умовах динамічних випробувань:

- кута вприску $\varphi_{\text{вп}}(m_p)$;
- тиску палива у штуцері паливного насоса $p_n(m_p)$;
- тиску в паливному каналі форсунки $p_{\text{фк}}(m_p)$.

Попередня візуальна оцінка спостережуваних значень p_n залежно від m_p виявила явну нелінійність. Це стало підставою для застосування до опису

статистичних зв'язків однофакторної моделі другого порядку у формі регресійного рівняння $p_n = f(m_p, m_p^2)$.

Для шуканого взаємозв'язку отримана наступна однофакторна модель другого порядку:

$$p_n = 12,454 + 30,272m_p - 0,47403m_p^2.$$

Статистичні параметри даного регресійного рівняння надані в таблицях:

- одномірні критерії значущості, табл. 4.11;
- оцінки параметрів, табл. 4.12;
- 'SS моделі і SS залишків', характеризує модель в цілому, табл. 4.13.

Таблиця 4.11

Статистичні характеристики залежності $p_n = f(m_p, m_p^2)$

Одномірні критерії значущості для p_n					
Ефект	SS	Ступені свободи	MS	F	p
Вільний член	425,0	1	425,0	4,097	0,047655
m_p	104825,3	1	104825,3	1010,448	0,0
m_p^2	23519,2	1	23519,2	226,710	0,0
Помилка	5913,3	57	103,7	–	–

Таблиця 4.12

Ефект	p_n параметри	p_n ст. пом.	p_n t	p_n p	p_n стат. пом.
Вільний член	12,454	6,153269	2,0241	0,047655	–
m_p	30,272	0,952339	31,7875	0,0	0,057681
m_p^2	-0,47403	0,031483	-15,0569	0,0	0,057681

Таблиця 4.13

SS моделі та SS залишків для p_n											
Залежні змінні	Множ. R	Множ. R ²	Скорег. R ²	SS моделі	сс моделі	MS моделі	SS залиш ку	сс залиш ку	MS залиш ку	F	p
p_n , бар	0,9964	0,9928	0,9925	810051	2	405025	5913,25	57	103,741	3904,2	0,0

Критичне табличне значення критерію Фішера $F_{\text{табл}}$ щодо інтервалу ступенів свободи 50–60 знаходиться в діапазоні 3,15–3,18.

Оскільки фактичний $F_{\text{факт}}$ моделі табл. 4.13 значно більше $F_{\text{крит}}$ ($F_{\text{факт}} \gg F_{\text{табл}}$) регресійні рівняння можна вважати значимими.

Оцінка точності моделі здійснюється за величиною коефіцієнта детермінації R^2 (скоригованого).

Величина $R^2 = 0,99$ означає, що 99% загальної дисперсії експериментальних значень пояснюється регресійною залежністю, і 1% припадає на невраховані фактори, в тому числі на варіації числа обертів.

Значущість параметрів оцінюється за допомогою критерію Стюдента (t -статистики).

Критичне значення t знаходиться для даного числа спостережень, числа незалежних змінних і рівня значущості $t_{\text{табл}}(n-m-1, p)$, де $n_p = 60$ – число спостережень (обсяг вибірки); $m_p = 2$ – число пояснюють змінні, $p = 0,05$.

Знайдене критичне значення знаходиться в діапазоні $2,00 < t_{\text{крит}} < 2,02$. Оскільки будь-який з t -критеріїв в таблиці оцінки параметрів перевищує $t_{\text{крит}}$, то це означає, що статистична значущість коефіцієнтів підтверджується.

Нижче маємо два графіки, що ілюструють якість аналізованої моделі (рис. 4.31, 4.32).

Графік на рис. 4.31 показує, що передбачені значення і спостережувані досить тісно групуються навколо лінії рівних значень, що підтверджує хорошу апроксимацію досліджених даних.

Залежність передбачених значень тиску палива у штуцері паливного насоса p_n від переміщення рейки ПНВТ m_p (рис. 4.32), спільно з експериментальними даними (квадратні точки на графіках) позначені конкретні значення спостережень.

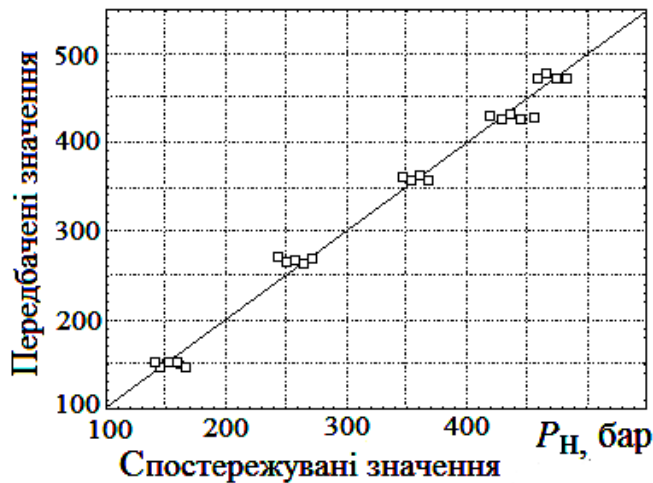


Рис. 4.31. Положення спостережуваних значень щодо лінії рівних величин p_H для навантажувальної характеристики:
□ – спостережувані значення

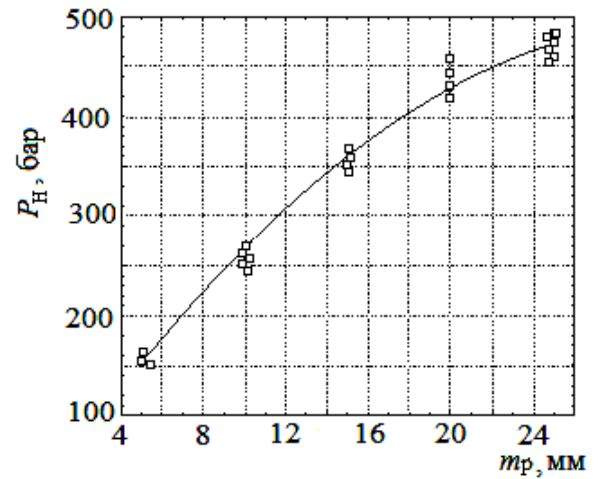


Рис. 4.32. Графік передбачених значень p_H в залежності від положення рейки ПНВТ та спостережувані величини p_H : □ – спостережувані значення

Наступним завданням в обробці дослідних даних була побудова й аналіз моделі $p_{фк} = f(m_p, m_p^2)$.

Однофакторні регресійні рівняння другого порядку мають вигляд

$$p_{фк} = 124,69 + 24,354m_p - 0,4326m_p^2.$$

Чисельні значення основних статистик рівняння, надані в об'єднаних табл. 4.14, 4.15, 4.16.

Статистичні характеристики залежності $p_{фк} = f(m_p, m_p^2)$

Таблиця 4.14

Одномірні критерії значущості для $p_{фк}$					
Ефект	SS	Ступені свободи	MS	F	p
Вільний член	42602,34	1	42602,34	389,5901	0,0
m	67845,51	1	67845,51	620,434	0,0
m^2	19588,27	1	19588,27	179,1309	0,0
Помилка	6233,05	57	109,35	—	—

Таблиця 4.15

Оцінки параметрів				
Ефект	$p_{фк}$ параметри	$p_{фк}$ ст. пом.	$p_{фк}$ t	$p_{фк}$ p
Вільний член	124,69	6,3175	19,738	0,0
m_p	24,354	0,97775	24,909	0,0
m_p^2	-0,4326	0,032323	-13,384	0,0

Таблиця 4.16

SS моделі та SS залишків для $p_{фк}$											
Залежні змінні	Множ. R	Множ. R^2	Скорег. R^2	SS моделі	сс моделі	MS моделі	SS залишку	сс залишку	MS залишку	F	p
$p_{фк}$, бар	0,9926	0,9853	0,9848	416876,2	2	208438	6233,1	57	109,4	1906	0,0

Нижче надано графіки, що ілюструють якість аналізованої моделі (рис. 4.33, 4.34).

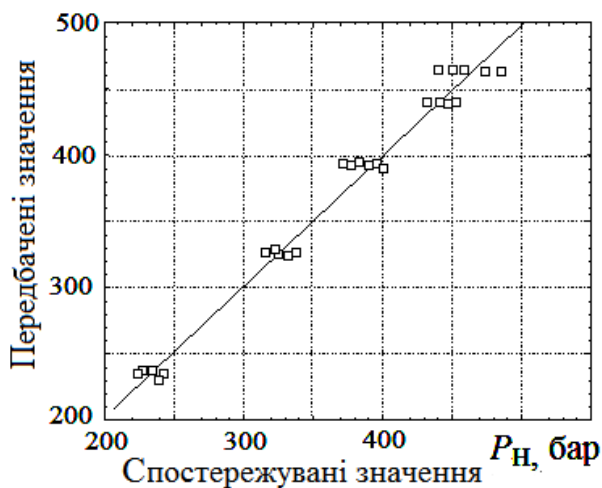


Рис. 4.33. Положення спостережуваних значень щодо лінії рівних величин $p_{фк}$ для навантажувальної характеристики: □ – спостережувані значення $p_{фк}$

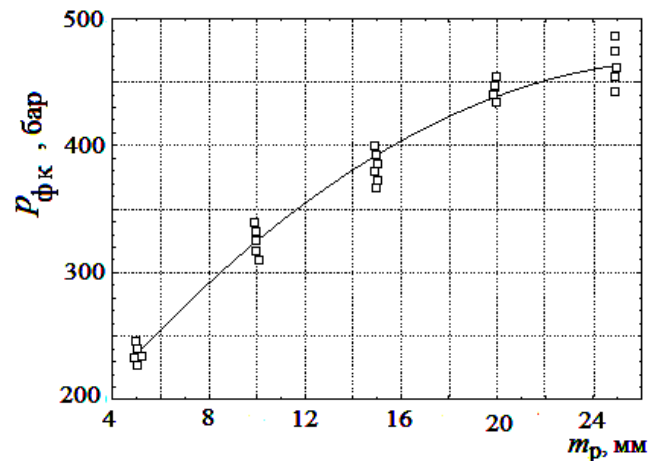


Рис. 4.34. Графік передбачених значень $p_{фк}$ в залежності від положення рейки ПНВТ та спостережувані величини $p_{фк}$: □ – спостережувані значення $p_{фк}$

Отримані дані свідчать про значущість рівнянь і їх коефіцієнтів, що задовольняють критичним значенням F -критерію та t -статистики.

Для опису статистичного зв'язку кута вприску $\varphi_{\text{вп}}$ і положення рейки ПНВТ виявилось однофакторною лінійною моделлю виду:

$$\varphi_{\text{вп}} = 8,6895 + 0,48992m_p.$$

Чисельні значення основних статистик рівняння, надані в об'єднаних (табл. 4.17, 4.18, 4.19).

Статистичні характеристики залежності $\varphi_{\text{вп}}$ (m_p)

Таблиця 4.17

Одномірні критерії значущості для $\varphi_{\text{вп}}$					
Ефект	SS	Ступені свободи	MS	F	p
Вільний член	852,8967	1	852,8967	4936,033	0,0
m_p	718,4707	1	718,4707	4158,059	0,0
Помилка	10,0218	58	0,1728	—	—

Таблиця 4.18

Оцінки параметрів				
Ефект	$\varphi_{\text{вп}}$ параметри	$\varphi_{\text{вп}}$ ст. пом.	$\varphi_{\text{вп}}$ t	$\varphi_{\text{вп}}$ p
Вільний член	8,689477	0,123681	70,25691	0,0
m_p	0,489922	0,007598	64,48301	0,0

Таблиця 4.19

SS моделі та SS залишків для $\varphi_{\text{вп}}$											
Залежні змінні	Множ. R	Множ. R^2	Скорег. R^2	SS моделі	сс моделі	MS моделі	SS залишку	сс залишку	MS залишку	F	p
$\varphi_{\text{вп}}$, град	0,9931	0,9862	0,9860	718,47	1	718,47	10,022	58	0,173	4158	0,0

Графіки, що ілюструють якість аналізованої моделі показано на (рис. 4.35, 4.36)



Рис. 4.35. Положення можна побачити значень $\varphi_{\text{вп}}$ щодо лінії рівних величин $\varphi_{\text{вп}}$ для навантажувальної характеристики: $\square$ – спостережувані значення $\varphi_{\text{вп}}$

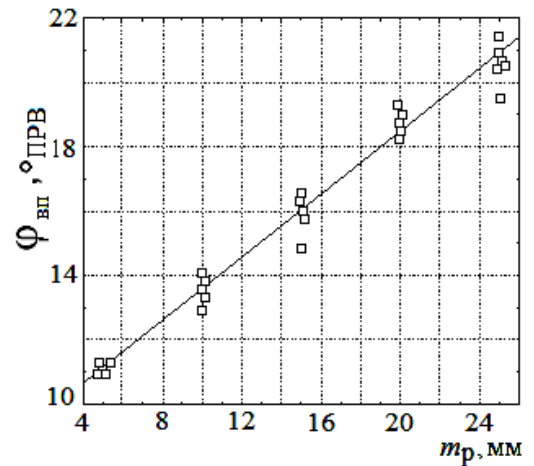


Рис. 4.36. Графік передбачених значень $\varphi_{\text{вп}}$ в залежності від положення рейки ПНВТ та спостережувані величини $\varphi_{\text{вп}}$: $\square$ – спостережувані значення $\varphi_{\text{вп}}$

Значущість рівняння обґрунтовується високим значенням критерію Фішера, що становить $F = 411588$, а для його параметрів величинами t – критерію Стюдента 70,25 та 64,48. Ще більш високі показники мають прогностичні якості моделі. Дійсно, коефіцієнти кореляції та детермінації близькі до значень 0,99.

4.3.2 Регресійні рівняння для швидкісної характеристики

Залежність основних параметрів процесу впрыску палива від частоти обертання розподільного валу (по швидкісній характеристиці) досліджена за експериментальними даними [64], які були отримані при динамічних випробуваннях. Вихідні дані надано в табл. 4.20.

Таблиця 4.20

Вихідні дані швидкісної характеристики

№ з/п	t, с	$P_{фвх}$, бар	$P_{фк}$, бар	P_H , бар	$\Phi_{вп}$, град	n_p , об/хв	№ з/п	t, с	$P_{фвх}$, бар	$P_{фк}$, бар	P_H , бар	$\Phi_{вп}$, град	n_p , об/хв
1	2,665	166,6	162,6	188,4	11	102	59	17,677	521,2	513,8	522,4	20,9	248
2	3,163	307,3	301,9	329,4	14	140	60	17,920	498,3	489,3	510,7	20,7	246
3	3,556	321,4	321,4	346,8	14,1	164	61	18,162	539,1	521,9	565,7	19,7	248
4	3,905	380,4	382,6	402,6	15,7	180	62	18,405	508,6	502,2	536,4	20,5	246
5	4,225	391,1	384,6	426,3	15,8	193	63	18,649	491,2	486,9	520,3	19,9	246
6	4,528	405,6	402,7	437,4	16	204	64	18,891	498,4	489,4	539,2	18,4	246
7	4,817	417,8	417,1	452,1	16,3	209	65	19,135	502,2	490,4	530,1	18,3	246
8	5,098	435,7	433,8	460,6	16,5	218	66	19,378	491,5	483,3	527,2	18,6	246
9	5,371	457,5	449,8	480	17,1	221	67	19,621	503,6	492,3	540,1	18,2	246
10	5,638	460,2	457,6	461,6	17,2	225	68	19,864	503	488,7	527,3	19,4	248
11	5,902	467,6	466,5	491,1	17,3	229	69	20,107	487,2	478,7	504,2	20,6	246
12	6,162	466,3	463	495,9	17,5	231	70	20,350	504,5	496,4	534,9	18,1	248
13	6,419	471,1	469,5	502,4	17,6	235	71	20,593	490,9	484,3	509,3	18,8	246
14	6,673	471,9	464,4	511,8	17,7	237	72	20,836	487,8	478,6	513,4	18,2	248
15	6,926	489,3	484,6	521,4	17,8	237	73	21,079	495,3	486	507,6	18,1	248
16	7,178	473,8	470,9	511	17,9	237	74	21,322	492,6	486,9	511,4	18,8	246
17	7,428	479,5	476,3	515,4	17,9	241	75	21,565	504,1	500,1	496,8	18,3	246
18	7,677	484,9	481,3	523,4	18	239	76	21,808	493,7	481	519,3	18,4	246
19	7,924	482	475	520,7	18,1	241	77	22,051	503,5	494,3	512,7	18,1	248
20	8,172	494	486,9	529,2	18,5	243	78	22,294	488,7	481,2	511,4	18,4	246
21	8,418	495,8	486,7	530,4	20,1	244	79	22,537	560	544,3	549,2	19,8	248
22	8,664	513,8	509	543,5	20,2	243	80	22,780	494,2	488,8	528,9	21,2	246
23	8,910	511	505,7	492,5	20,2	244	81	23,023	502,2	503,5	513,9	18,3	246
24	9,155	494,9	491,1	500,3	20,1	244	82	23,266	502,9	493,7	513,8	18,5	246
25	9,400	530,3	526,3	552,9	20,7	243	83	23,509	501	485,7	539,6	18,3	248
26	9,645	492,4	484,8	502,9	18,3	246	84	23,753	487,4	480,4	507,4	18,5	248
27	9,889	540,1	530,8	550,1	19,2	246	85	23,996	506,5	495,8	544,8	18,2	246
28	10,133	493,9	488,7	529,3	19,1	246	86	24,239	486,9	478,4	503,8	18,4	246
29	10,378	494,4	487,1	527,2	18,5	246	87	24,482	487,5	481,1	499,4	18,4	246
30	10,622	530,5	529,9	551,1	18,5	244	88	24,726	498,3	494,6	506,3	18,4	246
31	10,866	488,8	482,4	524,4	18,8	244	89	24,973	471	463,8	510,9	17,7	239
32	11,110	509,6	506,3	505,6	18,4	246	90	25,228	471,3	457,2	502,2	17,6	231
33	11,354	490,5	488,5	501,2	18,3	246	91	25,490	444,9	436,4	483	17,3	223
34	11,598	496,2	486,2	505,9	18,4	246	92	25,761	472,8	468,7	489,2	17,2	218
35	11,841	488,2	480,1	513,5	18,5	246	93	26,040	425,7	416,1	462	17,1	211
36	12,085	495,2	491,1	517,2	17,9	246	94	26,329	408,2	399,3	441,9	16,2	205
37	12,329	497,1	490,5	513,1	18,7	246	95	26,629	416,2	410,8	391,1	16,7	196
38	12,572	491,1	491,1	516	18,2	246	96	26,937	375,5	365,3	410,9	15,6	190

							Закінчення табл. 4.20						
39	12,815	495,7	488,7	535,6	18,2	246	97	27,259	368,4	358,7	400,7	15,3	181
40	13,058	512,7	505,4	536,5	19,4	246	98	27,593	346,5	333,4	376,2	14,9	176
41	13,301	484,4	479,4	529,4	20,6	246	99	27,943	321,9	315,4	354,2	14,3	168
42	13,545	494,2	490,1	503,2	18,2	246	100	28,307	317,9	305,3	340,4	14	161
43	13,788	486,4	481,1	502,9	18,3	248	101	28,687	290,8	285,3	317,9	13,6	154
44	14,032	495,8	492,8	492,3	18,3	246	102	29,085	294,9	288,8	312,4	13,6	146
45	14,275	509,6	508	499,4	18,4	246	103	29,504	274,6	267	296,1	13,2	139
46	14,518	501	499,3	514,2	20,8	248	104	29,946	244,2	238,1	268,5	12,1	131
47	14,760	490,4	484,7	524,8	18,5	246	105	30,415	247,9	242,6	266,5	12,1	124
48	15,004	491,4	485,1	517,6	19,7	246	106	30,908	211,4	204,3	229,8	11,4	117
49	15,247	499,9	494,2	522,7	18,1	246	107	31,439	200,5	194,1	218,1	11,3	109
50	15,490	488,6	483	509,7	18,6	246	108	32,003	172,5	167,7	191,1	11	102
51	15,733	491,2	489	504,7	18,1	248	109	32,615	166,5	155,9	176,5	4,1	94
52	15,976	499,8	491,3	469,3	18,1	246	110	33,274	139	129,4	146,6	3,3	86
53	16,219	487,8	484,6	503,2	20,7	248	111	33,997	129,9	117,5	136	3	78
54	16,461	489,3	482,1	528,2	18,1	246	112	34,798	137,2	130,9	143,9	2,9	70
55	16,705	509	507,6	531,1	18,1	248	113	35,689	118,2	110,6	120,5	2	62
56	16,947	504,1	493,1	534,5	18,5	246	114	36,709	107,4	100,1	100,2	0	54
57	17,190	489,9	485,3	517,9	18,7	248	115	37,923	130,7	117,1	98,6	0	43
58	17,434	534,8	523,4	543,5	18,1	246	116	39,445	92,8	89,6	76,7	0	31
							117	41,769	98,9	88,4	79,5	0	8

В табл. 4.20 показано тиск палива у штуцері паливного насоса p_n та тиск палива в каналі форсунки $p_{фк}$, а також кути впорску $\varphi_{вп}$. У якості незалежного параметра – частота обертання розподільного валу n_p . Проаналізовано три моделі виду:

– залежність кута впорску від швидкості обертання розподільного валу $\varphi_{вп} = f(n_p)$;

– залежність тиску у штуцері паливного насоса від швидкості обертання розподільного валу $p_n = f(n_p)$;

– залежність тиску в паливному каналі форсунки від швидкості обертання розподільного валу $p_{фк} = f(n_p)$.

Для аналізу були виділені дві ділянки: режими розгону і вибігу, об'єднані в одній табл. 4.21.

Таблиця 4.21

Об'єднані дані режимів розгону і вибігу

N з/п	n_p , об/хв	p_{fk} , бар	p_n , бар	φ_{vp} , град	N з/п	n_p , об/хв	p_{fk} , бар	p_n , бар	φ_{vp} , град	N з/п	n_p , об/хв	p_{fk} , бар	p_n , бар	φ_{vp} , град
1	102	163	188	10,8	15	180	383	403	15,7	28	225	458	462	17,2
2	102	168	191	11	16	181	359	401	15,3	29	229	466	491	17,3
3	109	194	218	11,3	17	190	365	411	15,6	30	231	463	496	17,6
4	117	204	230	11,4	18	193	385	426	15,8	31	231	457	502	17,5
5	124	243	267	12,1	19	196	411	391	16,7	32	235	470	502	17,6
6	131	238	268	12,1	20	204	403	437	16	33	237	464	512	17,7
7	139	267	296	13,2	21	205	399	442	16,2	34	237	485	521	17,8
8	140	302	329	13,2	22	209	417	452	16,3	35	237	471	511	17,9
9	146	289	312	13,6	23	211	416	462	17,1	36	239	481	523	17,7
10	154	285	318	13,6	24	218	434	461	16,5	37	239	464	511	18
11	161	305	340	14	25	218	469	489	17,2	38	241	476	515	18,1
12	164	321	347	14,1	26	221	450	480	17,1	39	241	475	521	17,9
13	168	315	354	14,3	27	223	436	483	17,3	40	243	487	529	18,5
14	176	333	376	14,9										

Початок і кінець вибірки даних на мінімальних обертах обмежений величиною близько 100 об/хв через неоднозначність визначення кута вприску при менших обертах з дробовим вприском.

Процес побудови моделі проведений за методикою, що складається з наступних етапів:

- попередня специфікація моделі;
- побудова моделі з використанням програми STATISTICA;
- аналіз та оцінка отриманої моделі;
- оцінка складових моделі.

Специфікація моделі кута вприску побудована для двох ділянок розгону та вибігу і відображена на кореляційній діаграмі рис. 4.37.

Незважаючи на те, що на тимчасовій діаграмі (залежно від зміни кута вприску у часі) видно певну не лінійність, залежність кута вприску від швидкості проявляє явно лінійний характер і також видно, що значення кутів вприску обох ділянок лягають на одну лінію, що добре простежується на рис. 4.37.

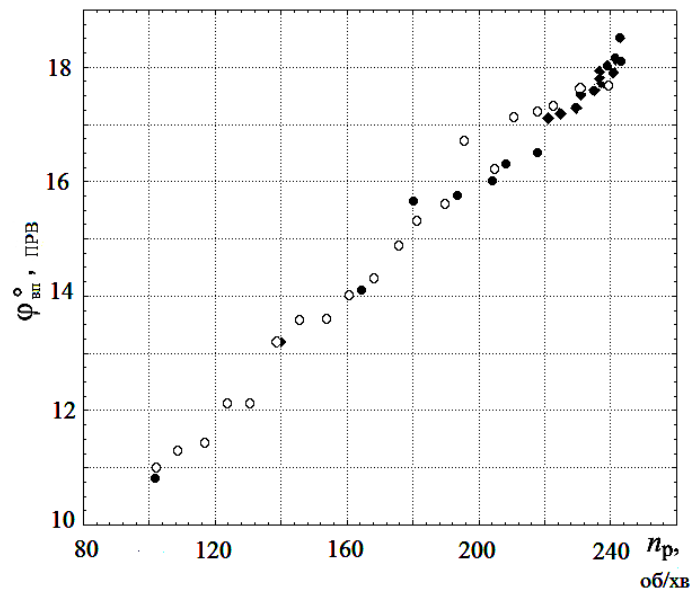


Рис. 4.37. Діаграма залежності $\varphi_{вп}$ від n_p для ділянок розгону і вибігу:

○ – значення розгону; ● – значення вибігу

Таким чином, можна припустити, що модель для аналізу визначається як одне єдине рівняння простої однофакторної регресії.

Модель показана наступним рівнянням простої регресії першого порядку:

$$\varphi_{вп} = 5,84418 + 0,050926n_p.$$

Нижче надані оціночні статистичні параметри, що дозволяють оцінити отриману модель, табл. 4.22, 4.23, 4.24.

Статистичні характеристики залежності $\varphi_{вп}$ (n_p)

Таблиця 4.22

Одномірні критерії значущості для $\varphi_{вп}$					
Ефект	<i>SS</i>	Ступені свободи	<i>MS</i>	<i>F</i>	<i>p</i>
Вільний член	69,477	1	69,477	875,02	0,0
n_p , об/хв	203,14	1	203,14	2558,4	0,0
Помилка	3,0172	38	0,0794	—	—

Таблиця 4.23

Оцінки параметрів				
Ефект	$\Phi_{\text{ВП}}$ параметри	$\Phi_{\text{ВП}}$ ст. пом.	$\Phi_{\text{ВП}}$ t	$\Phi_{\text{ВП}}$ p
Вільний член	5,8441	0,1975	29,580	0,0
n_p , об/хв	0,0509	0,0010	505581	0,0

Таблиця 4.24

SS моделі та SS залишків для $\Phi_{\text{ВП}}$											
Залежні змінні	Множ. R	Множ. R2	Скорег. R2	SS моделі	сс моделі	MS моделі	SS залишку	сс залишку	MS залишку	F	p
$\Phi_{\text{ВП}}$, град	0,9926	0,9853	0,9849	203,14	1	203,14	3,0172	38	0,0794	2558,4	0,0

Характеристика моделі $\Phi_{\text{ВП}}$ рівняння регресії оцінюється шляхом використання F -критерію Фішера. Попередньо зроблений дисперсійний аналіз для моделі в цілому, визначено критерій Фішера, який потім порівняли з табличним значенням. Для наочності результати зведені в табл. 4.25 дисперсійного аналізу (з даними з таблиці SS моделі і SS залишків).

Критерій коефіцієнта Фішера (F -фактичний) [14] визначається в даному випадку як відношення «поясненої» дисперсії (203,14) до дисперсії помилки (0,0794) та характеризує наскільки модель добре пояснює загальну дисперсію даних, значно перевищує табличне значення. Це означає, що модель статистично значуща.

Таблиця 4.25

Зведені результати оцінки F -критерію Фішера

Джерела варіації	Число ступенів свободи сс	Сума квадратів відхилень SS	Дисперсія на ступінь свободи MS	F відношення фактичне	F відношення табличне при $p = 0,05$
Загальна	40	206,16	—	—	—
Пояснена	1	203,14	203,14	2558,4	4,08
Залишкова (помилка)	38	3,0172	0,0794	1	—

Прогностичні властивості моделі характеризується величиною скоригованого R^2 . Його значення перевищує 0,98, що є хорошим показником і свідченням того, що отримана модель «пояснює» понад 98% дисперсії залежної змінної [93].

Табличне значення t -критерію для числа ступенів свободи 38 та рівня значущості 0,05 однакова для всіх параметрів і так само $t_{\text{табл}} = 2,0244$. Результати оцінок надані в табл. 4.26.

Таблиця 4.26

Зведені результати оцінки t -критерію

Параметр	Помилка	t -критерій розрахований	t -критерій табличний
Коеф. регресії	0,0010	50,581	2,0244
Вільний член	0,1975	29,580	
R (коеф. кореляції)	0,0197	4,93	

Всі розраховані (фактичні) вище t -критерії (t_a , t_b) значно більші критичного табличного значення. Це означає, що всі параметри рівняння регресії є статистично значущими.

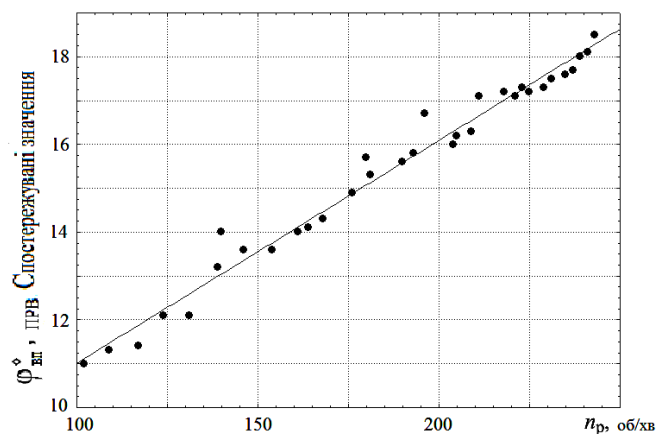


Рис. 4.38. Загальний графік лінії регресії і спостережуваних значень залежностей $\phi_{\text{вп}}$ від n_r .

На рис. 4.38 показані спільні графіки рівняння регресії, що спостерігаються даними ділянок розгону та вибігу.

Аналіз і моделювання залежності тиску палива у штуцері паливного насоса $p_n = f(n_p)$ і тиску в паливному каналі форсунки $p_{фк} = f(n_p)$ був проведений за тим самим алгоритмом, що і моделювання залежності кута впрыску.

Рівняння регресії для залежності тиску палива у штуцері паливного насоса p_n від частоти обертання розподільного валу n_p отримано у вигляді:

$$p_n = - 25,853 + 2,2756 n_p .$$

Аналогічно для тиску палива в каналі форсунки $p_{фк}$ від числа обертання розподільного валу n_p :

$$p_{фк} = - 40,332 + 2,1818 n_p .$$

Оцінки значущості моделей визначені за значенням F -критерію Фішера та надано у табл. 4.27, 4.28, 4.29, 4.30, 4.31, 4.32.

Таблиці параметрів для $p_n = f(n_p)$

Таблиця 4.27

Одномірні критерії значущості для p_n					
Ефект	SS	Ступені свободи	MS	F	p
Вільний член	1359,7	1	1359,7	9,811	0,0033
n_p , об/хв	405648	1	405648	2927,1	0,0
Помилка	526670	38	138,6	—	—

Таблиця 4.28

Оцінки параметрів				
Ефект	p_n параметри	p_n ст. пом.	p_n t	p_n p
Вільний член	-25,853	8,2537	-3,1323	0,0033
n_p , об/хв	2,2757	0,0420	54,103	0,0

Таблиця 4.29

SS моделі та SS залишків для p_n											
Залежні змінні	Множ. R	Множ. R ²	Скорег. R ²	SS моделі	сс моделі	MS моделі	SS залишку	сс залишку	MS залишку	F	p
p_n , бар	0,9935	0,9871	0,9868	405648	1	405648	5266,0	38	138,57	2927,1	0,0

Таблиці параметрів для $p_{ф.к} = f(n_p)$:

Таблиця 4.30

Одномірні критерії значущості для $p_{ф.к}$					
Ефект	SS	Ступені свободи	MS	F	p
Вільний член	3309,0	1	3309,0	18,643	0,000109
n_p , об/хв	372872	1	372872	2100,8	0,0
Помилка	6744,6	38	177,5	–	–

Таблиця 4.31

Оцінки параметрів				
Ефект	$p_{фк}$ параметри	$p_{фк}$ ст. пом.	$p_{фк}$ t	$p_{фк}$ p
Вільний член	-40,332	9,3409	-4,3178	0,0001
n_p , об/хв	2,1818	0,0476	45,834	0,0

Таблиця 4.32

SS моделі та SS залишків для $p_{фк}$											
Залежні змінні	Множ. R	Множ. R2	Скорег. R2	SS моделі	сс моделі	MS моделі	SS залишку	сс залишку	MS залишку	F	p
$p_{фк}$ бар	0,991	0,982	0,982	372872	1	372872	6744,6	38	177,5	2100,8	0,0

Характеристика моделі за оцінкою значущості рівняння моделі проводиться за критерієм Фішера, тобто порівнянням фактичного значення з табличним для заданого рівня значущості [93].

Для зручності порівняння розраховані значення F обох моделей, табл. 4.33.

Таблиця 4.33

Зведені результати оцінки F- критерію Фішера

Модель	F фактичний	F табличний при $p=0,05$
p_n	2927,1	4,08
$p_{фк}$	2100,8	

Критерій Фішера (F-фактичне) для моделей значно перевищує табличне значення. Це означає, що моделі статистично значущі. Точність характеристик моделі (або адекватність) характеризується значенням скоригованого R2. Для обох моделей він дорівнює приблизно 0,98, – це

хороше значення і свідчить про те, що отримані рівняння моделей збігаються приблизно на 98% дисперсії залежної змінної.

Значущість кожного параметра рівняння регресії окремо здійснюється на основі t -статистик. Оцінюванню підлягають коефіцієнт регресії і вільний член. Значення t -критерію табличне для числа ступенів свободи 38 і рівня значущості 0,05 однаково для всіх параметрів і так само $t_{\text{табл}} = 2,0244$.

Результати оцінок по кожній моделі для зручності порівняння надані в табл. 4.34.

Таблиця 4.34

Зведені результати оцінки t -критерію

Параметр	Помилка	t -критерій розрахований	t - критерій табличний
Коеф. регресії p_n	0,0420	54,103	2,0244
Вільний член p_n	8,2537	- 3,1323	
Коеф. регресії $p_{фк}$	0,0476	45,834	
Вільний член $p_{фк}$	9,3409	- 4,3178	

Всі розраховані (фактичні) t -критерії більше критичного табличного значення, це означає, що всі параметри рівняння регресії є статистично значущими.

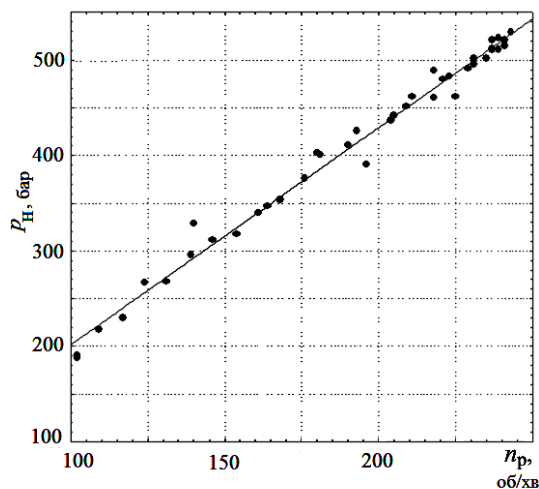


Рис. 4.39. Загальний графік лінії регресії і спостережуваних значень p_n від n_p

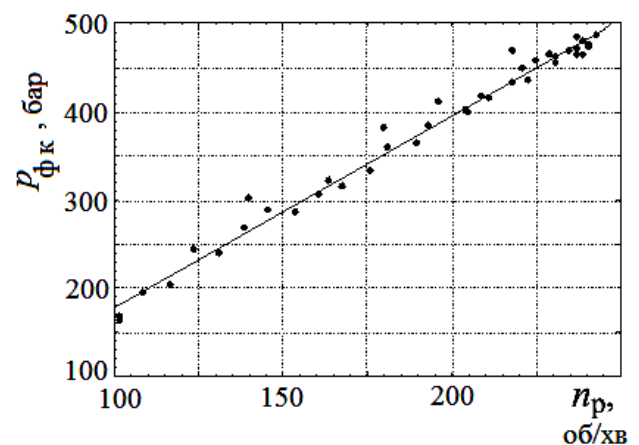


Рис 4.40. Загальний графік лінії регресії і можна побачити значення $p_{фк}$ від n_p

На рис. 4.39, 4.40 для наочності показані спільні графіки рівняння регресії зі спостережуваними даними ділянок розгону і вибігу тиску в насосі і форсунці відповідно.

Таблиця 4.35

№ з/п	n_p , об/хв	$\varphi_{вп}$, спостер. град	$\varphi_{вп}$, передб. град	$p_{нб}$, бар спостер.	$p_{нб}$, бар предск	$p_{фк}$, бар спостер.	$p_{фк}$, бар предск	№ з/п	n_p , об/хв	$\varphi_{вп}$, спостер. град	$\varphi_{вп}$, предск град	$p_{нб}$, бар спостер.	$p_{нб}$, бар предск	$p_{фк}$, бар спостер.	$p_{фк}$, бар предск
1	102	10,8	11,0	188	206,3	163	182,2	21	205	16,2	16,3	442	440,7	399	406,9
2	102	11,0	11,0	191	206,3	168	182,2	22	209	16,3	16,5	452	449,8	417	415,7
3	109	11,3	11,4	218	222,2	194	197,5	23	211	17,1	16,6	462	454,3	416	420,0
4	117	11,4	11,8	230	240,4	204	214,9	24	218	16,5	16,9	461	470,2	434	435,3
5	124	12,1	12,2	267	256,3	243	230,2	25	218	17,2	16,9	489	470,2	469	435,3
6	131	12,1	12,5	268	272,3	238	245,5	26	221	17,1	17,1	480	477,1	450	441,8
7	139	13,2	12,9	296	290,5	267	262,9	27	223	17,3	17,2	483	481,6	436	446,2
8	140	13,2	13,0	329	292,7	302	265,1	28	225	17,2	17,3	462	486,2	458	450,6
9	146	13,6	13,3	312	306,4	289	278,2	29	229	17,3	17,5	491	495,3	466	459,3
10	154	13,6	13,7	318	324,6	285	295,7	30	231	17,6	17,6	496	499,8	463	463,7
11	161	14,0	14,0	340	340,5	305	310,9	31	231	17,5	17,6	502	499,8	457	463,7
12	164	14,1	14,2	347	347,4	321	317,5	32	235	17,6	17,8	502	508,9	470	472,4
13	168	14,3	14,4	354	356,5	315	326,2	33	237	17,7	17,9	512	513,5	464	476,8
14	176	14,9	14,8	376	374,7	333	343,7	34	237	17,8	17,9	521	513,5	485	476,8
15	180	15,7	15,0	403	383,8	383	352,4	35	237	17,9	17,9	511	513,5	471	476,8
16	181	15,3	15,1	401	386,0	359	354,6	36	239	17,7	18,0	523	518,0	481	481,1
17	190	15,6	15,5	411	406,5	365	374,2	37	239	18,0	18,0	511	518,0	464	481,1
18	193	15,8	15,7	426	413,4	385	380,8	38	241	18,1	18,1	515	522,6	476	485,5
19	196	16,7	15,8	391	420,2	411	387,3	39	241	17,9	18,1	521	522,6	475	485,5
20	204	16,0	16,2	437	438,4	403	404,8	40	243	18,5	18,2	529	527,1	487	489,8

В табл. 4.35 надані результати розрахункових значень всіх трьох моделей швидкісної характеристики спільно зі спостережуваними даними.

Результати моделювання в поєднанні з додатковим аналізом і порівнянням F -критеріїв і t -критеріїв отриманих параметрів з табличними значеннями дозволяють зробити висновок про статистичну значущість всіх шести моделей і придатності їх для подальшого використання в оцінці гідродинамічних процесів у системі вприску палива в судновому дизелі.

4.5 Висновки по розділу 4

Експериментальний стенд для випробувань елементів паливної системи високого тиску судового дизельного двигуна, доопрацьований багатоканальним програмно-апаратним комплексом і комплексом керування

рейкою ПНВТ, дозволив здійснити імітаційне моделювання характеристик системи подачі палива та дослідити перехідні процеси при зміні частоти обертів двигуна в діапазоні від мінімально до максимально стійких.

Розроблений метод динамічних випробувань дозволив отримати навантажувальну і швидкісну характеристики з визначенням динаміки змін тиску на елементах паливної системи суднового дизеля у мінімальний термін з можливістю оцінювати перепади на кожного з елементів на всіх режимах роботи дизеля.

Регресивні рівняння для навантажувальної та швидкісної характеристик становлять статистичну значущість і придатність їх для подальшого використання в оцінці гідродинамічних процесів у системі подачі палива суднового дизельного двигуна з подальшим визначенням надійності та працездатності.

Основний зміст розділу 4 викладено в роботах автора [61,62, 63, 64, 65, 86, 84, 85].

РОЗДІЛ 5

ТЕХНОЛОГІЯ РОЗРОБКИ ПРОГРАМИ КОНТРОЛЮ ЗА НАДІЙНІСТЮ ТА ПРАЦЕЗДАТНІСТЮ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ВИСОКОГО ТИСКУ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ

5.1 Технологія розробки програми контролю

Організаційні зміни, що відбулися у технологіях побудови та експлуатації суднових дизельних двигунів, вимагають внесення коректив до раніше розроблених методик, які сприяли їх надійній експлуатації та безвідмовній роботі. Ці зміни істотно вплинули на конструктивне вдосконалення дизельних паливних систем і, як наслідок, появу нових конструктивних рішень у покращенні їх роботи.

Розглядаючи паливну систему високого тиску суднового дизельного двигуна, існує необхідність у розробці механізмів контролю за роботою її елементів.

Враховуючи проблемно-цільовий підхід (рис. 5.1) запропоновано технологію розробки програми контролю за надійністю та працездатністю паливної системи високого тиску суднового дизеля.

У відповідності з прийнятою моделлю технології розробки програми контролю, визначимо основні напрямки реалізації кожного блоку.

Блок 1. Виявлення й аналіз технічних проблем. У дисертації проведено аналіз проблем, що призвели до необхідності розглядання надійності суднового дизельного двигуна, яка залежить від працездатності елементів паливної системи високого тиску.



Рис. 5.1. Технологія розробки програми контролю

Для вирішення кожної конкретної проблеми необхідно визначити зміст мети, що забезпечує їхнє вирішення:

1. Розуміючи під програмою зміст і план діяльності, перелік різних видів робіт, що спрямовані на досягнення певної мети, можна визначити методичні підходи щодо формування програми.

Першою вимогою визначення методичного підходу є урахування специфічних умов функціонування об'єкта. У даному випадку функціонування об'єкта є судновий дизельний двигун внутрішнього згорання, який працює на змінних режимах за різних погодних умов.

Другою вимогою є постійне знання досягнення відповідного рівня надійної роботи елементів високого тиску паливної системи суднового дизеля.

Третьою є знання технічних норм, які існують та встановлені щодо термінів безперервної роботи елементів високого тиску паливної системи.

Практично повинна бути отримана відповідь на питання – куди ? якими напрямками повинно розвиватися будівництво суднових дизельних та їх систем, виходячи з аналізу специфічних умов функціонування існуючого досягнутого рівня технологій. Тобто йдеться про аналіз співвідношення існуючого рівня будівництва суднових дизельних двигунів та конкретних умов розвитку. Необхідно шукати компроміс та орієнтуватися на оптимальний варіант розвитку. Виконаний аналіз дозволить виявити відповідні пріоритети.

Блок 2. Визначення пріоритетів. Питання визначення пріоритетів стосовно створення елементів паливної системи високого тиску пов'язано, як з наявністю відповідних ресурсів, так і з умінням визначати головну проблему при оцінці надійності та працездатності. Тому пріоритетність рішення пов'язане, в першу чергу, з виробниками систем дизельного двигуна.

Блок 3. Аналіз можливих засобів і способів вирішення. Даний блок безпосередньо пов'язаний з блоком 2 і здійснюється на основі аналізу і прогнозу наявних ресурсів.

Реалізація блоку 3 може бути здійснена тільки з використанням наукових методів отриманого прогнозу.

Для даного блоку важливим є проблема реалізації "входу" і "виходу". Тобто у першому випадку необхідно забезпечити реалізацію потенціалу ресурсів; у другому – поширити ринок збуту вироблених суднових дизельних двигунів, спираючись на критерії надійності та працездатності.

Блок 4. Структуризація мети контролю ПСВТ. Реалізація блоку 4 здійснюється шляхом вирішення цілеспрямованості проблем. Визначаються різноманітні технічні особливості з урахуванням послідовності взаємопов'язаних категорій "мета"-"діяльність" - "сценарій" - "засоби" - "результат".

Блок 5. Визначення функції і задач контролю за елементами ПСВТ. Зі структурою мети формується конкретний перелік функцій та задач по виконанню контролю за надійністю та якістю роботи елементів високого тиску паливної системи. На основі аналізу сукупності задач керування формується матриця задач з зазначенням функціональних та інформаційних зв'язків. За допомогою матриці можливо здійснити вибір оптимального складу функцій керування орієнтованих на реалізацію головної та допоміжної задачі. Процес побудови структури мети і функцій керування є складним і вимагає відповідних професійних вимог від розробників.

Блок 6. Розподіл функцій і задач контролю між елементами ПСВТ. Формується модульним способом, зв'язок між модулями здійснюються за принципом послідовності та зворотного зв'язку. Логіка керування показує, що розподіл функцій повинен відповідати, з одного боку, вимогам підвищення рівня надійності та працездатності елементів високого тиску паливної системи, а з іншого, – розробці стратегії науково-технічного, економічного та екологічного розвитку.

Блоки 7, 8. Обговорення мети, розподіл функцій та задач по елементах ПСВТ, Прийняття рішення щодо мети і розподілу функцій та задач по елементах ПСВТ. Розроблені структури мети і розгляд функції керування

проходять стадію узгодження за участю замовника, виробника, наукових установ тощо. На основі результатів обговорення формується та корегується головна та допоміжна задача. Перед здійсненням процесу узгодження прийняття рішення доцільно провести експертну оцінку. Експертні оцінки є науковим методом аналізу складних технічних проблем.

Блоки 9, 10. Формування складових економічного та екологічного механізмів. Практика впровадження нових технологій у транспортній морській галузі виявила низку недоліків, які не дозволили успішно реалізувати прийняті рішення. В першу чергу це пов'язано з тим, що при формуванні нових паливних систем високого тиску не вдається досягнути економічних та екологічних показників нормативного рівня. Як результат виконання розглянутого етапу потрібно скласти порівняльну таблицю, яка містить, з одного боку, показники економічних та екологічних потреб, з іншого, – нормативні вимоги, які характеризують якісну роботу елементів високого тиску паливної системи.

Блоки 11. Визначення рівня контролю по елементах, розробка приблизних і типових методик. Ефективність контролю за системою функціонування залежить від її організованості, від того на скільки правильно та своєчасно вирішені питання раціонального поєднання й упорядкованості всіх елементів взаємодії. При цьому необхідно здійснити визначення алгоритму діяльності у відповідності з її направленістю. Результатом реалізації є визначення положень стосовно посадових обов'язків, стандартів з організації роботи.

Блоки 12, 13. Формування програми контролю, розгляд, узгодження і затвердження програми контролю. Виконання блоків 1 – 11 є підготовчим етапом здійснення програми контролю. Результати, які отримані при реалізації блоків, забезпечують можливість складання програми як сукупність заходів щодо забезпечення кінцевої мети роботи.

На базі аналізів результатів формується: перелік заходів, відповідальних за реалізацію кожного заходу, терміни забезпечення поетапного виконання робіт, необхідні ресурси для виконання заходів, орієнтована ефективність заходу, виконавці та співвиконавці робіт.

Підготовлений проект програми розглядається відповідною організацією та підлягає затвердженню.

Блоки 14. Складання організаційного плану реалізації програми контролю. План розробки програми контролю повинен бути організований, тобто визначний порядок взаємодії усіх учасників розробки. Визначаються організація або посадові особи. Розробляється організаційна структура розробки програми, яка відображає взаємозв'язок дій учасників і графіки виконання робіт.

5.2 Основні положення щодо способу контролю за надійністю та працездатністю елементів високого тиску паливної системи суднового дизеля

Головне завдання дисертаційного дослідження пов'язане з розробкою способу контролю за надійністю та працездатністю елементів високого тиску паливної системи суднового дизеля. Одним із напрямків вирішення завдання є засіб генерації антиподії (сценаріїв-альтернатив) з алгометричною послідовністю дій операторів, необхідних для здійснення процесу переходу з надзвичайної ситуації в штатну або екстремальну [50].

Під антиподією маємо на увазі знаходження об'єкта (паливна система) в штатній або принаймні екстремальній ситуаціях. Керування антиподією являє собою процес виведення об'єкта керування з аварійної ситуації, тобто збереження надійності та працездатності елементів високого тиску паливної системи суднового дизеля.

Процес генерації антиподії охоплює структуру системи, органів керування, значень параметрів стану і передбачає максимальне використання

сил, засобів і наявних ресурсів для компенсації енергії розвиваючих негативних подій, переслідуючи створення безлічі можливих логічно обґрунтованих моделей поведінки системи, які після прийняття рішення можна розглядати як остаточний процес позитивної зміни її стану.

У загальному вигляді генерація антиподії є технологією формування управлінських сценаріїв протидії тому, що буде об'єктивно відбуватися в тій чи іншій надзвичайній ситуації для подальшого вибору безпомилкової стратегії подальших дій операторів транспортного засобу, сформованим за результатами спостереження та ідентифікацією ситуацій.

Теоретичною базою для вирішення завдання щодо забезпечення надійності та працездатності є процеси, що описуються векторним диференціальним рівнянням у формі Коші для детермінованих керованих систем і сценарних підходів.

У більшості випадків при моделюванні процесу переходу прогностичного характеру використовується ймовірнісний підхід, що враховує різні випадкові величини в залежності від результатів досвіду.

Для опису процесу переходу від основних елементів використовується поняття функції розподілу ймовірностей, що характеризує розподіл випадкової величини непарного числа значень.

Вона розраховується за відомим рівнянням:

$$F(x) = P(X < x), \quad (5.1)$$

де $F(x)$ – функція випадкових величин; X – випадкова величина; P – ймовірність події; x – змінна, що приймає всі значення числової осі.

Рівняння (5.1) дає можливість визначати чисельні значення ймовірності події в межах: $0 \leq F(x) \leq 1$.

У разі, коли має місце розподіл випадкових безперервних величин, використовується закон нормального розподілу (розподілу Гаусса), що враховує густину розподілу ймовірностей.

Формула опису має вигляд:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2n}} e^{-\frac{(x-m)^2}{2\sigma^2}}.$$

Функція розподілу ймовірностей для закону нормального розподілу має вигляд:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2n}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{(x-m)^2}{2\sigma^2}} dx,$$

де σ – міра величини розсіювання значень випадкової величини; m – центр розподілу, що відповідає максимальному значенню $f(x)$; n – кількість випробувань.

При менших значеннях σ , яка характеризує величину відхилень значень випадкової величини, графік $f(x)$ має більший максимум і зосереджений на більш вузькому інтервалі, а графік $F(x)$ більш пологий.

Найбільш відповідним для визначення нормально розподіленої випадкової величини X , є розподіл за експонентним законом, який має вигляд:

$$f(x) = \begin{cases} 0, & x < 0 \\ \lambda e^{-\lambda x}, & x \geq 0 \end{cases};$$

функція розподілу визначається:

$$F(x) = \int_0^x f(\xi) d\xi = \begin{cases} 0, & x < 0 \\ 1 - e^{-\lambda x}, & x \geq 0 \end{cases}.$$

Визначення ймовірності за рахунок нормального розподілу випадкової величини набуде значення на напівінтервал $\int_a^b$

$$P(a \leq X < b) = \int_a^b f(x) dx = \frac{1}{\sigma \sqrt{2n}} \int_a^b e^{-\frac{(x-m)^2}{2\sigma^2}} dx.$$

Вводиться нова змінна $u = \frac{x-m}{\sigma}$, тоді

$$P(a \leq X < b) = \frac{1}{\sqrt{2n}} \int_{\frac{a-m}{\sigma}}^{\frac{b-m}{\sigma}} e^{-\frac{u^2}{2}} du.$$

За рахунок введення функції Лапласа ($\Phi(z)$), рівняння визначення ймовірності набуде вигляду:

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2n}} \int_0^z e^{-\frac{u^2}{2}} du.$$

Замінивши змінну інтегрування $u = -u$, отримаємо

$$\Phi(-z) = -\frac{1}{\sqrt{2n}} \int_0^{-z} e^{-\frac{u^2}{2}} du = -\Phi(z).$$

Згідно з теоретичними результатами роботи, з урахуванням введених позначень, рівність можна переписати у вигляді:

$$P(a \leq X < b) = \frac{1}{\sqrt{2n}} \left[\int_{\frac{a-m}{\sigma}}^{\frac{b-m}{\sigma}} e^{-\frac{u^2}{2}} du - \int_{\frac{a-m}{\sigma}}^0 e^{-\frac{u^2}{2}} du \right] = \Phi\left(\frac{b-m}{\sigma}\right) - \Phi\left(\frac{a-m}{\sigma}\right).$$

Представлені рівняння дозволяють обчислити ймовірність знаходження значення нормально розподіленої випадкової величини в будь-якому

заздалегідь заданому відрізку (a, b) числової осі за допомогою значень функції $\Phi(z)$.

При розробці способу генерації антиподії – збереження надійності та працездатності, також були використані математичні конструкції сценарію надзвичайної події, що включають компоненти надзвичайної події, які відбуваються в динамічному процесі, надані "сценами", а композиція зі складених із цих сцен, у сценарії формують траєкторію "сюжет", – наданої у загальному вигляді [68]:

$$S = US_i, \quad i \in I, \quad (5.2)$$

де I – безліч, що включають всі сцени надзвичайної події;

S_i – сцена, окремий динамічний процес надзвичайної події, який визначається у фазовому просторі

$$D_i(u)[S_i] = 0, \quad (5.3)$$

де $D_i(u)$ – оператор, який пов'язує поточний стан сцени з її початковим станом і керуючими впливами u ; $[S_i]$ – межі сцени з прилеглими до неї межами S_k , які описуються рівняннями і можуть залежати від керування v

$$B_{ki}(v_i)[S_i] = 0; \quad (5.4)$$

– трансформація сцен $S_i \rightarrow S_k$.

У разі досягнення межі i -ї сцени кінцеві значення її фазових змінних перетворюються на початкові умови подальшої k -ї сцени у відповідності з рівнянням:

$$Init(S_k) = R_k i(\omega_i)[End(S_i)], \quad (5.5)$$

де $R(\omega)$ – оператор, який може залежати від керування ω ;

– сценарій S^A складається з послідовних сцен, які переходять від однієї в іншу $S_j, j \in I^A \in I$:

$$S^A = \{S_j^A\} = \{S_1^A \rightarrow S_2^A \rightarrow S_3^A \rightarrow \dots S_n^A\}. \quad (5.6)$$

Послідовність сцен сценарію апіорі не фіксована і визначається умовами першої надзвичайної сцени керованих і некерованих впливів на негативну подію в процесі її розвитку. За допомогою такої математичної моделі можна привести обидві задачі моделювання динаміки її сцен (5.3) і моделювання структурних змін (5.4), (5.5) до єдиного інтегрального фрагментарно безперервного катастрофічного процесу (5.6) в компактному фазовому просторі.

На основі розглянутого вище сценарного підходу приймається, що розроблюваний спосіб генерації антиподії, повинен представляти антиподію у вигляді сценарію, сюжету, сцен і картин (стану) за рахунок чіткого детермінування картин (станів) графоаналітичними методами; сцен, що містять алгоритми використання технічних засобів і ресурсів, включаючи чисельність і дії (ролі) учасників транспортного процесу у розглянутий період евристичними методами, і сценарію, що характеризує порядок проходження сцен з використанням логічних методів.

В процесі генерації антиподій для кожного сценарію задаються початкові, кінцеві умови й обмеження, а також проміжні ситуації й умови, в яких об'єкт знаходиться у системі керування. Обмеженнями сфери його застосування при генерації антиподій є: початковий стан постійної швидкості об'єкта для переходу; кінцевий стан постійної швидкості об'єкта для переходу; енергетичний ресурс; людський ресурс.

З використанням поняття сценарної методології, прийнята основна формальна конструкція способу представлення антиподії, що подається у вигляді переходу від надзвичайної ситуації до штатної або екстремальної.

Сценарій антиподії розглядається як функція з двома змінними, графіком якої є рівень розвитку ситуації на осі ординат, в залежності від показників часу і / або керуючого впливу розташованих на осі абсцис (рис.5.2.).

Кожна крива графіка формує сюжет, який поділяється на сцени. Сюжетом є сукупність дій, подій, в яких розкривається основний зміст антиподії з відображенням динаміки дійсності у формі, які розгортаються в антиподії дії, у формі всередині пов'язаних (причинно-наслідковим зв'язком) вчинків учасників, подій, що утворюють відому єдність, яка складає деяке закінчене ціле. Сюжет представляє композицію і порядок проходження безлічі сцен, що входять у цей сценарій, хронологія в якому може бути порушена. Сцени являють окремий динамічний процес ситуації, які містять режими використання технічних засобів, енергетичних ресурсів і діючих осіб у фазовому просторі. Зважаючи на наявність у сценах рольової участі дійових осіб, здійснюються алгоритми, закладені в чек-листах і ролях, які вони виконують.

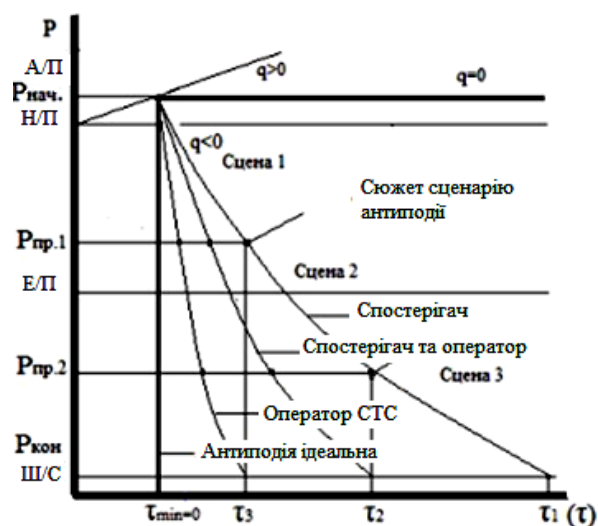


Рис. 5.2. Евристична компонента в антиподії

Графічне зображення сюжету містить початкову, кінцеву та проміжну точки. Початкова точка являє надзвичайний або аварійний стан об'єкта, що знаходиться в умовах максимальних навантажень. Ця інформація необхідна для визначення сил, засобів і резервів, які слід мати в наявності для використання в антиподії. Кінцевим показником є штатний стан (Ш/С) об'єкта, що

визначає його стійку працездатність. Послідовність переходу за сюжетом від однієї сцени до наступної, є кінцевими значеннями її фазових змінних і

перетворюються на початкові умови подальшої сцени, що обмежуються реперними точками сцен, які розташовані за сюжетом сценарію антиподії.

Проміжні точки враховують контроль за станом, що виникає при переході об'єкта в проміжних ситуаціях алгоритмічного керування, будучи точками відліку вимірювань, для оцінки ефективності виконання поточного алгоритму в сцені за сюжетом антиподії. Інформація про наповнення сюжету антиподії умовно поділяється на три складові: евристичну, логічну, фізичну.

Особливістю евристичної складової є характер дій і кількість задіяних осіб, на підставі прийнятої стратегії дій. Саме в ній спостерігач формує антиподію, в якій показана послідовність введення алгоритмів режимів у ситуації, що створилася у сюжеті сценарію.

Логічна складова надана у здійсненні алгоритмічного керування операторами по закладених типових алгоритмах, а також правильність виконання ними алгоритмів (ролей), які використовуються в залежності від встановленого режиму керування і з урахуванням обмежуючих факторів.

Фізична складова характеризується надійністю роботи системи технічного стану (СТС) за рахунок використання показника який характеризує співвідношення сил і працездатність об'єкта (q).

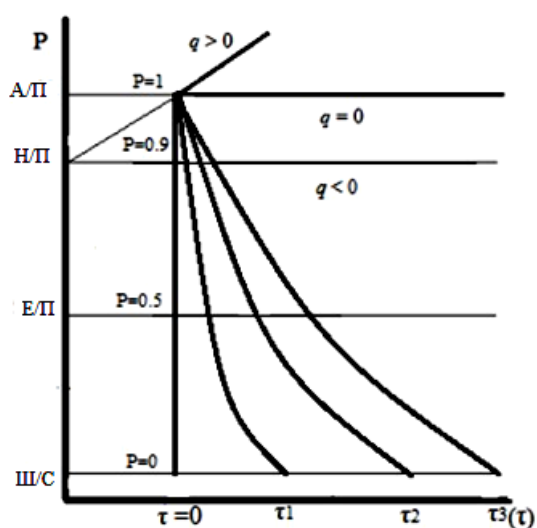


Рис. 5.3. Вплив функції ймовірності подій на антиподії

У цьому випадку об'єкт володіє ресурсами, які в залежності від їх величини формує свою історію антиподії.

Розглянувши спосіб генерації антиподії та адаптуючи його до формування заходів контролю щодо забезпечення надійності і працездатності елементів паливної системи високого тиску,

сформулюємо сценарії, коли ПСВТ працюючи у штатному стані (Ш/С) змінює свій стан:

- один із елементів ПСВТ протягом довготривалого часу змінює характеристику роботи (тиск у будь-якому напрямку);
- один із елементів ПСВТ раптово змінює характеристику роботи, але характеристика знаходиться у зоні екстреної події (Е/П);
- один із елементів ПСВТ раптово змінює характеристику роботи, показник характеристики наблизився до надзвичайної події (Н/П), або перевищив межу антиподії (А/П);
- інші сценарії.

Сформуємо сюжети сценаріїв контролю ПСВТ (антиподій):

- у ПСВТ один із елементів виходить з ладу;
- у ПСВТ два елементи виходять з ладу;
- у ПСВТ один із елементів впливає на інший елемент;
- інші сюжети.

Сюжет сценарію коли один із елементів ПСВТ змінює характеристику роботи та вплив функції ймовірності подій показано на рис. 5.3. Персонал від системи контролю за елементами ПСВТ отримує відповідну інформацію, аналізуючи та звернувшись до чек-листа приймає відповідні рішення щодо проведення відновлювальних робіт.

5.3 Висновки по розділу 5

Ефективність процесу контролю за надійністю та працездатністю елементів високого тиску паливної системи має важливе значення при визначенні її експлуатаційних можливостей. Здійснення процесу контролю неможливо без відповідної програми контролю.

Використовуючи проблемно-цільовий підхід розроблена програма контролю, яка складається з блоків, кожен з яких формується на основі

виявлених проблем та рішень, спрямованих на забезпечення контролю за специфікою роботи паливної системи високого тиску суднового дизельного двигуна.

Запропонований спосіб генерації антиподії, адаптований до формування заходів контролю щодо забезпечення надійності і працездатності елементів паливної системи високого тиску, спрямований на створення сценаріїв, коли один, два тощо елементи ПСВТ працюють у штатному стані і змінюють свій стан на здійснення змін сюжетів сценаріїв контролю ПСВТ (антиподій). Персонал, отримуючи від системи контролю за елементами ПСВТ відповідну інформацію, аналізуючи її або звернувшись до чек-листа, приймає відповідні рішення щодо проведення відновлювальних робіт.

Спосіб генерації альтернатив у вигляді сценаріїв антиподій, сформованих на принципах швидкодії, упередження та допустимого ризику, дозволить забезпечити недопущення антиподії (аварійної ситуації) під час експлуатації ПСВТ суднового дизеля.

Основний зміст розділу 5 викладено в роботах [97, 63, 65].

.

ВИСНОВКИ

Дисертаційне дослідження спрямоване на вирішення науково-прикладної задачі збереження надійності та працездатності елементів високого тиску паливної системи суднового дизеля шляхом контролю за тиском робочої речовини на всіх режимах роботи дизельного двигуна.

Паливні системи високого тиску входять до складу усіх дизельних двигунів. Надійна робота паливної системи високого тиску залежить від працездатності її окремих елементів. Одним зі способів забезпечення надійності і працездатності дизельного двигуна є створення системи контролю за тиском робочої речовини в елементах паливної системи високого тиску для визначення перепадів на кожному з них шляхом встановлення вимірювальних приладів.

Головним науковим результатом дисертаційної роботи є розробка способу та алгоритму контролю за надійністю та працездатністю елементів високого тиску паливної системи дизельного двигуна.

Основні наукові та практичні результати дисертаційного дослідження.

1. Характеристики процесу роботи двигуна знаходяться у строго встановлених конструктивних параметрах та вимагають певних методів дослідження.

2. На роботу дизельного двигуна впливає паливна система. Оцінку паливної системи високого тиску проводять з урахуванням різних факторів, а саме: зовнішніх – погодні умови та внутрішні, які виникають під час керування.

3. За результатами інформаційного огляду публікацій та наукових робіт визначено дійсний стан щодо оцінки сучасних теорій паливних систем високого тиску суднових дизелів, де проблеми надійності та працездатності елементів високого тиску паливної системи суднових двигунів не знайшли

свого відображення повною мірою, що й обумовило вибір мети, завдання та технологій наукового дослідження.

4. Відповідно до мети (збереження надійності та працездатності елементів високого тиску паливної системи суднового дизеля) дослідження проведено шляхом імітаційного моделювання за відповідною схемою. Технологія дисертаційного дослідження ґрунтується на етапах статистичної обробки експериментальних даних при побудові регресійних рівнянь процесів паливоподачі системи високого тиску суднового дизельного двигуна.

5. Для вирішення допоміжних завдань дослідження використано метод фізичного моделювання при розробці комплексу керування паливною системою високого тиску суднового дизельного двигуна на експериментальному стенді та метод динамічного програмування при розв'язанні задачі шляхом її поділу на декілька однакових підзадач, рекурентно пов'язаних між собою.

6. Отримана математична модель складових механічних процесів у паливній системі високого тиску динаміки суднового комплексу з урахуванням перехідних процесів і знайдено керування, що забезпечує його рух з максимальною середньою швидкістю і мінімальною витратою палива на одиницю шляху. Визначені співвідношення при моделюванні й оптимальному керуванні силовими агрегатами судових комплексів дозволили методом динамічного програмування провести аналіз витрат палива на одиницю шляху при оптимальному керуванні порівняно з відповідним постійним керуванням. Встановлено вплив на паливну систему суднового комплексу збурень водного середовища при оптимальному й постійному керуванні. Це, у свою чергу, сприятиме оцінці надійності та працездатності паливної системи суднового дизеля.

7. Експериментальний стенд для випробувань елементів паливної системи високого тиску суднового дизельного двигуна, доопрацьований

багатоканальним програмно-апаратним комплексом і комплексом керування рейкою ПНВТ, дозволив здійснити імітаційне моделювання характеристик системи подачі палива та дослідити перехідні процеси при зміні частоти обертів двигуна в діапазоні від мінімально до максимально стійких.

8. Розроблений метод динамічних випробувань дозволив отримати навантажувальну і швидкісну характеристики з визначенням динаміки змін тиску на елементах паливної системи суднового дизеля у мінімальний термін з можливістю оцінювати перепади на кожному з елементів на всіх режимах роботи дизеля.

9. Регресійні рівняння для навантажувальної та швидкісної характеристики становлять статистичну значущість і придатність їх для подальшого використання в оцінці гідродинамічних процесів у системі подачі палива суднового дизельного двигуна з подальшим визначенням надійності та працездатності.

10. Ефективність процесу контролю за надійністю та працездатністю елементів високого тиску паливної системи має важливе значення при визначенні її експлуатаційних можливостей. Здійснення процесу контролю неможливо без відповідної програми контролю. Використовуючи проблемно-цільовий підхід розроблена програма контролю, яка складається з блоків, кожен із яких формується на основі виявлених проблем та рішень, спрямованих на забезпечення контролю за специфікою роботи паливної системи високого тиску суднового дизельного двигуна.

11. Запропонований спосіб генерації антиподії, адаптований до формування заходів контролю щодо забезпечення надійності і працездатності елементів паливної системи високого тиску, спрямований на створення сценаріїв, коли один, два тощо елементи ПСВТ працюють у штатному стані і змінюють свій стан на здійснення змін сюжетів сценаріїв контролю ПСВТ (антиподій). Спосіб генерації альтернатив у вигляді сценаріїв антиподій, сформованих на принципах швидкодії, упередження та

допустимого ризику дозволить забезпечити недопущення антиподії (аварійної ситуації) під час експлуатації ПСВТ суднового дизеля.

12. Надані у дисертації, теоретично обґрунтовані, експериментально підтверджені наукові результати мають практичне значення, а саме були апробовані шляхом внесення змін до навчальних дисциплін методичного комплексу і впроваджені у науково-дослідній роботі НУ «ОМА». Отримано патент на корисну модель.

Запропонований метод постійного контролю елементів високого тиску паливної системи суднового дизельного двигуна є прикладом впровадження сучасних технологій у будівництві суднових дизельних двигунів щодо підвищення надійності та працездатності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Антонович С.А. Динамические характеристики объектов регулирования судовых дизельных установок. – М.: Судостроение, 1998. – 234 с.
2. An automatic System for Power and Propeller Pitch Control. Motor Ship, № 5, 2001 – S. 83–84.
3. Афанасьев В.Н. Математическая теория конструирования систем управления: учеб. пособ. [для вузов] / Афанасьев В.Н., Колмановский В.Б., Носов В.Р. – М.: Высш. шк., 3-е изд., 2003. – 615 с.
4. Баширов Р.М. Совершенствование способа регулирования топливной аппаратуры дизелей / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин, Р.Ж. Магафуров // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2017. – № 6 (152). – С. 158–163.
5. Беллман Р. Динамическое программирование и современная теория управления / Р. Беллман, Р. Калаба. – М.: Наука, 1969. – 119 с.
6. Беллман Р. Прикладные задачи динамического программирования / Р. Беллман, С. Дрейфус. – М.: Наука, 1965. – 382 с.
7. Блинов А.П. Разработка математической модели совместной работы топливной аппаратуры высокого давления и регулятора частоты вращения коленчатого вала дизеля / А.П. Блинов, П.Н. Блинов, П.А. Бернс // Известия Транссиба. – 2017. – №3(31). – С. 12–22.
8. Блинов П.Н. Применение математической модели процесса топливоподачи топливной аппаратурой тепловозных дизелей для многовариантных расчетов / П.Н. Блинов, А.П. Блинов // Известия Транссиба. – 2014. – №3(19). – С. 2–7.
9. Блинов П.Н. Применение математической модели процесса топливоподачи топливной аппаратурой тепловозных дизелей для

многовариантных расчетов / П.Н. Блинов, А.П. Блинов // Известия Транссиба. – 2014. – №3(19). – С. 2–7.

10. Брук М.А. Режимы работы судовых дизелей / М.А. Брук, А.А. Рихтер – М.: Судостроение, 1999. – 264 с.

11. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей / Вибе И.И. – М., Свердловск : Машгиз, 1962. – 272 с.

12. Волкова Л.Ю. Диагностирование процесса подачи топлива в дизелях / Л.Ю. Волкова, Ю.П. Макушев // Наука и техника Казахстана. – 2018. – № 2. – С. 19–28.

13. Гарбер Е.Д. Автоматическое управление судовыми дизельными установками с ВРШ / Гарбер Е.Д., Стегаличев Ю.Г., Усачев Ю.А. – М.: Судостроение, 2000. – 284 с.

14. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика / Гмурман В.Е. – М.: Высшая школа, 2003. – 324 с.

15. Гончар Б.М. Численное моделирование рабочего процесса дизелей / Б.М. Гончар // Энергомашиностроение. – 1968. – № 7. – С. 34–35.

16. Грехов А.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Грехов А.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. – М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2004. – 344 с.

17. Грехов Л.В. Конструкция, расчет и технический сервис топливopодающих систем дизелей: учеб. пособ. / Грехов Л.В., Габитов И.И., Неговора А.В. – М.: Легион-Автодата, 2013. – 292 с.

18. Гречин М.А. О совместной работе гребного винта и двигателя в условиях волнения и килевой качки судна / М.А. Гречин // Труды ЦНИИМФ. Гидромеханика судна. – 2001. – Вып. 35. – С. 63–73.

19. Дадилов А.С. Исследование пусковых эксплуатационных качеств и рабочего процесса судового малоразмерного дизеля с камерой сгорания в поршне : дис. ... канд. техн. наук : 05.08.05 / Айдемир Султанбекович Дадилов. – Астрахань, 2007. – 138 с.

20. Двигатели внутреннего сгорания. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС / [В.Н. Луканин, М.Г. Шатров и др.] – М.: Высш. шк., 2007.

21. Дьяконов М.Ю. Оптимизация режимов работы тепловозных дизель-генераторов / М.Ю. Дьяконов, В.В. Зайцев, Ю.С. Бахрачева // Труды. (МИИТ). – Москва, 2019. – С.75–84.

22. Дьяченко Н.Х. Теория двигателей внутреннего сгорания / Дьяченко Н.Х., Костин А.К., Пугачев Г.П. – Л. : Машиностроение, 1974. – 551 с.

23. Ерофеев В.Л. Теплотехника. В 2-х т. Том 2. Энергетическое использование теплоты: учебник для СПО / Ерофеев В.Л., Пряхин А.С., Семенов П.Д.; под ред. В.Л. Ерофеева, А.С. Пряхина, П.Д. Семенова. – М.: Издательство Юрайт, 2018. – 199 с.

24. Еськов А.В. Стенд оптического контроля топливных распылителей по скоростным характеристикам потока распыленного топлива / А.В. Еськов // Известия вузов. – 2006. – № 12. – С. 25–28.

25. Захаров Ю.А. Актуальность проведения диагностики, испытания и проверки форсунок дизельных двигателей мобильных машин / Ю.А. Захаров, Е.А. Кульков // Современные научные исследования и инновации. – 2015. – № 3(2). – С. 156–160.

26. Иванченко А.А. Проблемы и опыт математического моделирования экологических и эксплуатационных показателей судового высокооборотного дизеля м482 / А.А. Иванченко, И.А. Щенников // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова. – 2016. – №3 (37). – С. 166–173.

27. Історія створення і розвитку паливних систем судових дизелів
Інтернет-ресурс <https://mirmarine.net/dvs/toplivnye-sistemy/397-istoriya-sozdaniya-i-razvitiya-toplivnykh-sistem-sudovykh-dizelej>

28. Карачинов В.А. Телевизионные методы диагностики форсунок / В.А. Карачинов, С.В. Ильин, С.Б. Торицин, Д.В. Карачинов // Вестн. новгородского гос. ун-та. – 2004. – № 26. – С. 155-160.
29. Королев А.Е. Работоспособность топливной аппаратуры дизелей / А.Е. Королев // Дневник науки (Пермь). – 2019. – №4 (28). – С. 56–72.
30. Королев А.Е. Распределение отказов двигателей / А.Е. Королев // NovaUm. Ru. – 2017. – № 10. – С. 41–45.
31. Коссов Е.Е. Оптимизация режимов работы тепловозных дизель-генераторов / Е. Е. Коссов, С.И. Сухопаров // Интекст. – 1999. – 184 с.
32. Костин А.К. Работа дизелей в условиях эксплуатации: справочник / Костин А.К., Пугачев Б.П., Кочинев Ю.Ю.; под общ. ред. А. К. Костина. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 284 с.: ил.
33. Klaassen Ir.H. Automations and Controllable Pitch Propellers. Oil Engine and Gas turbine t. 32, № 114, 2005. – S. 83–84.
34. Леонов О.Б. Построение характеристики переходного процесса с учётом особенности топливоподачи при неустановившемся режиме дизеля / О.Б. Леонов, Н.Н. Патрахальцев // Известия ВУЗов. – М.: Машиностроение, 1971. – № 7. – С. 35–39.
35. Лепешкин Д.И. Экспериментальные исследования по осциллографированию процессов в топливной аппаратуре дизеля / Д.И. Лепешкин, А.Л. Иванов // Омский научный вестник. – 2013. – № 3(123). – С. 150–153.
36. Лепешкин Д.И. Критерии оценки топливной аппаратуры дизелей / Д.И. Лепешкин // Вестник СибАДИ. – 2014. – №6(40). – С. 45–49.
37. Макушев Ю.П. Датчики для исследования и диагностирования процесса подачи топлива в системах питания дизелей / Ю.П. Макушев, Л.Ю. Волкова // Омский научный вестник. – 2016. – № 3 (147). – С. 28–32.

38. Макушев Ю.П. Способы интенсификации процесса впрыска топлива в дизелях / Ю.П. Макушев // Омский научный вестник. – 2003. – №2(23). – С. 68–70.

39. Марков В.А. Переходные процессы дизеля с системой регулирования угла опережения впрыскивания топлива / В.А. Марков, Е.Е. Полухин // Известия вузов. – 2008. – № 5. – С. 33–65.

40. Марков В.А. Выбор формы внешней скоростной характеристики транспортного дизеля / В.А. Марков, В.И. Шатров // Известия вузов. – 2012. – № 9. – С. 21–37.

41. Матвеев В.Ю. Особенности диагностирования топливной аппаратуры дизельных двигателей / В.Ю. Матвеев, А.Е. Крупин, А.В. Шагвин // Агротехника и энергообеспечение. – 2016. – №1(10). – С. 11–20.

42. Михайлова Л.Ю. Диагностирование форсунки и насоса высокого давления по анализу движения иглы / Л.Ю. Михайлова // Омский государственный технический университет. Омский научный вестник. – 2012. – № 3 (113). – С. 172–176.

43. Моделювання та оптимізація систем: підручник / В.М. Дубовой, Р.Н. Кветний, О.І. Міхальов, А.В. Усов. – Вінниця: ПП «ТД» Едельвейс, 2017. – 804 с.

44. Мойсеев Н.Н. Численные методы в теории оптимальных систем / Мойсеев Н.Н. – М.: Наука, 1971. – 427 с.

45. Мулдашев М.А. Влияние внешних факторов на пуск и эффективность работы дизельного двигателя / М.А. Мулдашев, М.К. Бролиев, М.У. Мухтаров // Западно-Казахстанский аграрно-технический университет им. Жангир хана. – 2010. – № 4 (21). – С. 106–108.

46. Надежкин А.В. Анализ влияния физико-химических показателей дистиллятных топлив на надежность работы топливной аппаратуры / А.В. Надежкин, Luu Quang Hieu, А.В. Голенищев, М.Е. Старченко //

Проблемы транспорта Дальнего Востока. Морской государственный университет имени адмирала Г.И. Невельского (Владивосток). – 2017. – № 2(2). – С. 434–440.

47. Небеснов В.И. К динамике энергетической системы с двумя степенями свободы / В.И. Небеснов, В.А. Плотников // Журнал «Машиноведение». – № 1. АН СССР, 1968. – С.45–54.

48. Небеснов В.И. О совместной работе двигателей, винтов и корпуса судна на оптимальном морском пути / В.И. Небеснов, Ю.И. Бурименко. – М.: Известия вузов. – 1992. – № 4. – С.152–158.

49. Неговора А.В. Совершенствование способов диагностирования топливоподающих систем дизелей с электронным управлением [Текст] / А.В. Неговора, У.А. Махиянов, А.Ф. Ахметов // Известия Международной академии аграрного образования. – 2012. – Т. 1. – №14. – С. 260–265.

50. Обертюр К.Л. Повышение безопасности эксплуатации судов методами управления событиями: дис. ... канд. тех. наук : 05.22.20 / Обертюр Константин Леонидович. – Одеса, 2015. – 223 с.

51. Обозов А.А. Оптимизация процессов в топливной аппаратуре дизеля с целью улучшения его экономических и экологических характеристик / А.А. Обозов, Д.И. Субботенко, В.В. Тараканов // Вестник Брянского Государственного технического университета. – 2014. – № 2(42). – С. 45–51.

52. Обозов А.А. Оптимизация процессов в топливной аппаратуре дизеля с целью улучшения его экономических и экологических характеристик // А.А. Обозов, Д.И. Субботенко, В.В. Тараканов / Вестник Брянского государственного технического университета. – 2014. – № 2(42). – 34–43 с.

53. Оборский Г.А. Моделирование систем: монография / Оборский Г.А., Дашенко А.Ф., Усов А.В., Дмитришин Д.В. – Одесса: Астропринт, 2013. – 670 с.

54. Овчаренко С.М. Влияние переходных процессов на расход топлива дизелем в эксплуатации / С.М. Овчаренко, П.С. Корнеев, В.А. Четвергов // Известия Транссиба. – 2012. – №1(9). – С. 27–32.

55. Овчаренко С.М. Влияние переходных процессов на расход топлива дизелем в эксплуатации / С.М. Овчаренко, П.С. Корнеев, В.А. Четвергов // Известия Транссиба. – 2012. – №1(9). – С. 27–32.

56. Пат. RUS №2433299. Российская Федерация. Устройство для исследования подачи топлива топливopодающей аппаратурой в дизелях [Текст] / Габитов И.И., Неговора А.В., Габбасов А.Г., Валиев А.Р., Давлетов А.Ф.; заявитель и патентoобладатель ФГОУ ВПО Башкирской ГАУ. – № 2010111293; приоритет изобретения 24.03.2010; зарегистрировано 10.11.2011.

57. Патрахальцев Н.Н. Влияние переходных процессов в топливной аппаратуре дизеля на его динамические качества / Н.Н. Патрахальцев, М.Н. Пономарёв, А.А. Савастенко // Вестник РУДН. – (Серия «Инженерные исследования»). – 2003. – № 1. – С. 15–18.

58. Патрахальцев Н.Н. Влияние переходного процесса в топливной аппаратуре дизеля на его пусковые характеристики / Н.Н. Патрахальцев, В.В. Харитонов, А.В. Фомин // Вестник РУДН. – (Серия «Инженерные исследования»). – 2004. – № 1 (8). – С. 17–22.

59. Петров Ю.П. Методы оптимизации непрерывных процессов и их применение в судостроении. – М.: Судостроение, 2001. – 152 с.

60. Повышение долговечности судовых дизелей / [Сомов В. А., Агеев Б.С., Чурсин В.В., Шепельский Ю.Л.]. – М.: Транспорт, 1983. – 167 с. – (Надежность и качество). – С.3.

61. Половинка Е.М. Программно-аппаратный комплекс для динамических безмоторных испытаний топливной аппаратуры дизелей / Е.М. Половинка, Н.В. Слободянюк // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – 2019. – № 1 (20). – С. 109–121.

62. Половинка Е.М. Процессы впрыскивания топлива в судовом среднеоборотном дизеле на переменных режимах / Е.М. Половинка, Н.В. Слободянюк // Научно-технический сборник “Судовые энергетические установки”. – 2016. – Вып. 36. – С. 141-151.

63. Половинка Е.М. Влияние начальных условий на процесс топливоподачи среднеоборотного судового дизеля на переменных режимах / Е.М. Половинка, Н.В. Слободянюк // Науковий журнал “American Scientific Journal” – NY. – 2018. – № (19). – С. 51–59.

64. Половинка Е.М. Скоростные характеристики системы топливоподачи судового среднеоборотного дизеля на переменных режимах / Е.М. Половинка, Н.В. Слободянюк // Науковий журнал “Молодий вчений”. – 2017. – № 3 (43). – С. 735–741.

65. Polovinka E.M. Building a load characteristic of the fuel injection system of a ship's medium-speed engine diesel in dynamic tests conditions / E.M. Polovinka, N.V. Slobodianiuk // Науковий журнал “Technology audit and production reserves” . – 2018. – № 6/1(44). – С. 46–49.

66. Пономарев М.Н. Переходные процессы в линиях высокого давления топливной аппаратуры дизеля / М.Н. Пономарёв, А.К. Сеницын, Д.Е. Соловьёв // Вестник РУДН. – (Серия «Инженерные исследования»). – 2003. – № 1. – С. 39–42.

67. Понтрягин Л.С. Принцип максимума в оптимальном управлении / Понтрягин Л.С. – М.: Едиториал УРСС, 2004. – 64 с.

68. Причины стресса и снижение его уровня [Электронный ресурс] http://studopedia.ru/2_62176_organizatsionnie-faktori.html.

69. Разлейцев В.Н. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях: монография / Разлейцев В.Н. – Харьков: Вища школа, 1980. – С. 23.

70. Режимы работы судовых дизелей, общие положения. Интернет-ресурс: <http://www.sealib.com.ua/question/questsdsvezhim/01.html>

71. Савельев М.А. Методика получения и обработки осциллограмм давления топлива перед форсункой при экспериментальных исследованиях / М.А. Савельев, Д.В. Рыжко, Д.Ю. Козлов // Вестник СГТУ. – 2010. – № 1(44). – С. 71–76.

72. Саенко М.М. Влияние различных факторов на величину и равномерность подачи топлива в цилиндры дизеля / М.М. Саенко, А.П. Жигadlo, А.Л. Иванов // Вестник СибАДИ. – 2013. – № 4(32). – С. 29–35.

73. Саенко М.М. Влияние конструкции приборов топливной системы дизеля на величину топливоподачи / М.М. Саенко // Вестник СибАДИ. – 2014. – № 6(40). – С. 49–55.

74. Саенко М.М. Анализ существующих методов испытаний приборов топливных систем дизелей при техническом обслуживании в процессе эксплуатации / М.М. Саенко // Вестник СибАДИ. – 2015. – № 2(42). – С. 40–46.

75. Сайт Державного підприємства Український інститут інтелектуальної власності (УКРПАТЕНТ), назва корисної моделі: Стенд для дослідження і регулювання паливної апаратури дизелів, номер - u201805581 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=255858>.

76. Салыкин Е.А. Скоростное форсирование топливного насоса в системах топливоподачи малых дизелей / Д.С. Березюков, В.И. Липилин, А.А. Скоробогатов, В.М. Славущкий // ВолгГТУ. – 2014. – № 18 (145). – С. 19–21.

77. Салыкин Е.А. Опыт модернизации дизельных систем топливоподачи непосредственного действия / Е.А. Салыкин [и др.] // Известия ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. – Волгоград, 2011. – № 8(81). – С. 38–39.

78. Салыкин Е.А. Опыт модернизации дизельных систем топливоподачи непосредственного действия / Е.А. Салыкин [и др.] // Известия ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – № 8(81). – С. 39–40.

79. Самсонов В.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов: учебник [для высш. учеб. заведений] / В.И. Самсонов, Н.И. Худов. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Транспорт, 1990. – 368 с. – С.3-4.

80. Свистула А.Е. Снижение расхода топлива путём оптимизации скоростного режима работы дизеля / А.Е. Свистула, Г.Д. Матиевский, М.А. Некрасова // Энерго – и ресурсосбережение в теплоэнергетике и социальной сфере: материалы междунар. научно-техн. конф. студентов, аспирантов, ученых / Южно-Уральский государственный университет (Национальный исследовательский университет) (Челябинск). – 2016. – №1(4). – С. 262–266.

81. Семенов В.С. Современные проблемы теории судовых дизелей / Семенов В.С. – М. : В/О «Мортехинформреклама», 1991. – 112 с.

82. Славущий В.М. Об интенсификации процесса подачи топлива в дизеле на режиме пуска : сб. науч. ст. / В.М. Славущий, А.В. Курапин, В.В. Славущий. – Волгоград : Известия Волгоградского государственного технического университета. – 2014. Вып. – 18(145). – С. 26–30.

83. Славущий В.М. Улучшение показателей процесса подачи топлива при частичных нагрузках дизеля / Е.А. Салыкин, О.Л. Хуранов, З.Х. Харсов, З.В. Каныгин [и др.] // Известия ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. – Волгоград, 2011. – С. 40–43.

84. Слободянюк Н.В. Особенности процесса впрыскивания на скоростной характеристике среднеоборотного дизеля в условиях переменных режимов / Н.В. Слободянюк // Науковий вісник Миколаївської державної морської академії. – 2019. – № 1. – С. 65–73.

85. Слободянюк Н.В. Процесс впрыскивания топлива на скоростной характеристике среднеоборотного дизеля при переменных режимах / Н.В. Слободянюк // Двигуни внутрішнього згорання: Всеукраїнський науково-технічний журнал, Харківський політехнічний інститут. – 2020. – № 2. – С. 28–37.

86. Слободянюк Н.В. Динамические испытания системы топливоподачи судового среднеоборотного дизеля / Н.В. Слободянюк // Науковий журнал “Молодий вчений”. – 2019. – № 5 (69). – С. 19–24.

87. Смирнов А.М. Метод диагностирования топливной аппаратуры высокого давления дизелей / А.М. Смирнов, С.В. Рослов, Е.С. Терещенко, Д.В. Шабалин // Омский научный вестник. – 2014. – № 3 (133). – С. 133–136.

88. Техническая документация дизеля 6ЧН25/34. Техническое описание дизеля 6ЧН25/34 Первомайского машиностроительного завода, 2011. – С. 53.

89. Тимофеев В.Н. Модернизация топливной системы судовых дизелей / В.Н. Тимофеев, Н.Ф. Тихонов // Научный журнал. Науки об образовании. – 2016. – № 2(16). – С. 16–20.

90. Топливо и топливные системы судовых дизелей / [2-е изд.] [Пахомов Ю.А., Коробков Ю.П., Дмитриевский Е.В., Висильев Г.Л.]; под ред. канд. техн. наук Ю.А. Пахомова– М.: ТрансЛит, 2007. – 496 с.: ил. – С.223.

91. Топливо и топливные системы судовых дизелей / [2-е изд.] [Пахомов Ю.А., Коробков Ю.П., Дмитриевский Е.В., Висильев Г.Л.]; под ред. канд. техн. наук Ю.А. Пахомова– М.: ТрансЛит, 2007. – 496 с.: ил. – С.225.

92. Топливо и топливные системы судовых дизелей / [2-е изд.] [Пахомов Ю.А., Коробков Ю.П., Дмитриевский Е.В., Висильев Г.Л.]; под ред. канд. техн. наук Ю.А. Пахомова– М.: ТрансЛит, 2007. – 496 с.: ил. – С.225–226.

93. Третьяк А.И. Вероятностно-статистическое моделирование технико-экономических систем: монография / А.И. Третьяк, А.В. Усов, А.П. Коновалов, К.А. Дубров . – Одесса: Астропринт, 2003. – 224 с.

94. Троицкий А.В. Компьютерное моделирование топливоподачи в судовом среднеоборотном четырехтактном дизеле / А.В. Троицкий // Вестник АГТУ. – (Серия «Морская техника и технология»). – 2009. – № 2. – С. 188–191.

95. Троицкий А.В. Компьютерное моделирование топливоподачи в судовом среднеоборотном четырехтактном дизеле / А.В. Троицкий // Вестник АГТУ. – (Серия «Морская техника и технология»). – 2009. – № 2. – С. 188–191.

96. Усов А.В. Моделирование систем с распределенными параметрами: монография / Усов А.В., Дубров А.Н., Дмитришин Д.В. – Одесса: Астропринт, 2002.– 664 с.

97. Усов А.В. Оптимальное управление судовым дизелем при нестационарных режимах / А.В. Усов, Е.М. Половинка, Н.В. Слободянюк // Вісник Одеського національного морського університету. – 2020. – № 1 (61). – С.131–139.

98. Усов А.В. Моделирование и оптимальное управление силовыми агрегатами судового комплекса на нестационарных режимах / А.В. Усов, Н.В. Слободянюк // Прикладні питання математичного моделювання: наук. збірник. – Херсон, 2020. – Том. 3. – № 1. – С. 238–248.

99. Феллер В. Введение в теорию вероятностей и ее приложения / Феллер В. В 2-х томах; перевод с англ. – М.: Мир, 1984.

100. Фомин Ю.Я. Топливная аппаратура судовых дизелей: справочник / Фомин Ю.Я., Никонов Г.В., Ивановский В.Г. – М.: Машиностроение, 1982. – 168 с. – С.15.

101. Фомин Ю.Я. Топливная аппаратура судовых дизелей: справочник / Фомин Ю.Я., Никонов Г.В., Ивановский В.Г. – М.: Машиностроение, 1982. – 168 с. – С.5.

102. Фомин Ю.Я. Топливная аппаратура судовых дизелей / Фомин Ю. Я. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Транспорт, 1975. – 216 с. – С.3.

103. Фомин Ю.Я. Топливная аппаратура судовых дизелей / Фомин Ю.Я. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Транспорт, 1975. – 216 с. – С.5.

104. Фомин Ю.Я. Топливная аппаратура судовых дизелей / Фомин Ю.Я. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Транспорт, 1975. – 216 с. – С. 8–10.

105. Характеристики работы двигателя. Интернет-ресурс: https://seaspirit.ru/marine_books/xarakteristiki-raboty-glavnogo-dvigatelya.html

106. Чванов К.Г. Современные подходы к оценке технического состояния дизельной топливной аппаратуры / К.Г. Чванов // Сетевое научно-практическое издание «Управление рисками в АПК». – 2016. – № 7. – С. 13–19.

107. Чистяков А.Ю. Исследование межцикловой неустойчивости процессов топливоподачи дизелей при работе на режимах малых подач и частот вращения : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Александр Юрьевич Чистяков. – Харьков., 2006. – 199 с.

108. Щеглов В.А. Функциональное диагностирование топливной аппаратуры в перспективной системе гибкого ремонтно-обслуживающего воздействия / В.А. Щеглов // Вестник науки и образования Северо-Запада России. – 2016. – Т. 2, № 4. – С. 1–7.

109. Эммиль М.В. Повышение динамических качеств дизеля 6ЧН 15/18 регулированием начального давления топлива / М.В. Эммиль, С.С. Бисенбаев // Вестник РУДН. – (Серия «Инженерные исследования»). – 2004. – № 2 (9). – С. 11–15.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А
СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації у наукових фахових виданнях України

1. Половинка Е.М. Процессы впрыскивания топлива в судовом среднеоборотном дизеле на переменных режимах / Е.М. Половинка, **Н.В. Слободянюк** // Научно-технический сборник “Судовые энергетические установки”. – 2016. – Вып. 36. – С. 141-151.

2. Половинка Е.М. Программно-аппаратный комплекс для динамических безмоторных испытаний топливной аппаратуры дизелей / Е.М. Половинка, **Н.В. Слободянюк** // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – 2019. – №1 (20). – С. 109-121. DOI: 10.33815/2313-4763.2019.1.20.109-121.

3. Слободянюк Н.В. Особенности процесса впрыскивания на скоростной характеристике среднеоборотного дизеля в условиях переменных режимов / Н.В. Слободянюк // Збірник наукових праць національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова. – 2019. – № 1 (475). – С. 65-73. DOI: [https://doi.org/10.15589/znp2019.1\(475\).9](https://doi.org/10.15589/znp2019.1(475).9).

4. Слободянюк Н.В. Процесс впрыскивания топлива на скоростной характеристике среднеоборотного дизеля при переменных режимах / Н.В. Слободянюк // Двигуни внутрішнього згорання: Всеукраїнський науково-технічний журнал, Харківський політехнічний інститут. – 2020. – № 1. – С. 28-37. DOI: 10.20998/0419-8719.2020.2.05.

5. Усов А.В. Оптимальное управление судовым дизелем при нестационарных режимах / А.В. Усов, Е.М. Половинка, **Н.В. Слободянюк** // Вісник Одеського національного морського університету збірник наукових прац. – 2020. – № 1 (61). – С. 131-139. DIO: 10.47049/2226-1893-2020-1-131-139.

6. Усов А.В. Моделирование и оптимальное управление силовыми агрегатами судового комплекса на нестационарных режимах / А.В. Усов, **Н.В. Слободянюк** // Прикладні питання математичного моделювання: наук. збірник. – Херсон, 2020. – Том. 3. – № 1. – С. 238-248. DIO: 10.32782/2618-0340/2020.1-3.24.

**Публікації у науковому виданні України, яке внесено до
наукометричних баз**

7. Половинка Е.М. Скоростные характеристики системы топливоподачи судового среднеоборотного дизеля на переменных режимах / Е.М. Половинка, **Н.В. Слободянюк** // Науковий журнал “Молодий вчений”. – 2017. - № 3 (43). – С. 735-741.

8. Polovinka E.M. Building a load characteristic of the fuel injection system of a ship's medium-speed engine diesel in dynamic tests conditions / E.M. Polovinka, **N.V. Slobodianiuk** // Науковий журнал “Technology audit and production reserves” . – 2018. – № 6/1(44). – С. 41-49. DOI: 10.15587/2312-8372.2018.152596.

9. Слободянюк Н.В. Динамические испытания системы топливоподачи судового среднеоборотного дизеля / Н.В. Слободянюк // Науковий журнал “Молодий вчений”. – 2019. – № 5 (69). – С. 19-24. DOI: <https://doi.org/10.32839/2304-5809/2019-5-69-4>

Публікації в інших іноземних виданнях:

10. Половинка Е.М. Влияние начальных условий на процесс топливоподачи среднеоборотного судового дизеля на переменных режимах / Е.М. Половинка, **Н.В. Слободянюк** // Науковий журнал “American Scientific Journal” – NY. – 2018. – №19. – С. 51-59.

ДОДАТОК Б

АПРОБАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОБОТИ

Основні результати досліджень за темою дисертаційної роботи доповідались, обговорювались та були схвалені на ряді міжнародних та Всеукраїнських наукових конференціях, зокрема:

1. Слободянюк Н.В. Работа системы топливоподачи судового среднеоборотного дизеля на переменных режимах / Н.В. Слободянюк, Е.М. Половинка // Матер. наук.-техн. конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 17.03.2016 – 18.03.2016. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія». – 2016. – С. 21–26.

2. Слободянюк Н.В. Процессы топливоподачи судового дизеля на переменных режимах / Н.В. Слободянюк, Е.М. Половинка // Матер. наук.-техн. конференції «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт», 23.03.2017 – 24.03.2017. Частина 1. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія». – 2017. – С. 23–29.

3. Слободянюк Н.В. Процесс впрыскивания топлива в судовом среднеоборотном дизеле на переменных режимах / Н.В. Слободянюк, Е.М. Половинка // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування : Матеріали 8-ї Міжнародної науково-практичної конференції СЕУТТОО-2017, 28.09.2017 – 29.09.2017. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2017. – С. 362–366.

4. Слободянюк Н.В. Исследование характеристик процессов топливоподачи на переменных режимах судового дизеля / Н.В. Слободянюк, Е.М. Половинка // Матер. наук.-техн. конференції «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт», 22.03.2018 – 23.03.2018. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія». – 2018. – С. 20–28.

5. Слободянюк Н.В. Динамічні випробування системи паливоподачі суднового середньообертового дизеля / Н.В. Слободянюк, Е.М. Половинка //

Матер. наук.-техн. конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 21.03.2019 – 22.03.2019. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія». – 2019. – С. 141–146.

6. Слободянюк Н.В. Статистичні моделі характеристики паливоподачі суднового середньообертового дизеля / Н.В. Слободянюк, Е.М. Половинка // Матер. наук.-техн. конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 18.03.2020 – 19.03.2020. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія». – 2020. – С. 143–148.

7. Слободянюк Н.В. Процес впорскування палива на швидкісній характеристиці середньообертового дизеля при змінних режимах / Н.В. Слободянюк, Е.М. Половинка // XV Міжнародний Конгрес двигунобудівників, 08.09.2020 – 11.09.2020. – Харків : Харківський авіаційний інститут. – 2020. <https://khai.edu.ua/nauka/konferentsiyi/mizhnarodnij-kongres-dvigunobudivnikov/>

8. Слободянюк Н.В. Ефективність процесів вприску палива суднового дизеля на нестаціонарних режимах / Н.В. Слободянюк // I Міжнародної наукової-практичної конференції «An integrated approach to science modernization, methods, models and multidisciplinary», 17.02.2021. – Вінниця : ГО «Європейська наукова платформа». – 2021. – С.234-236. DOI: 10.36074/grail-of-science.19.02.2021.046.

Охоронні документи

9. Патент на корисну модель №132260 Україна, МПК F02M 65/00 / Стенд для дослідження і регулювання паливної апаратури дизелів / Е.М. Половинка, **М.В. Слободянюк**, О.М. Кириленко; власник Національний університет «Одеська морська академія».; заявл. 22.05.2018; опубл. 25.02.2019, Бюл. №4/2019. 5с.

ДОДАТОК В

АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОБОТИ

Затверджую
Головний інженер державного підприємства
Науково-дослідного
проектно-конструкторського
інституту Морського Флоту України



М.І. РОМАНЕНКО

“ 28 ”

Акт впровадження результатів дисертаційного дослідження Слободянюка Миколи Васильовича

Акт впровадження складено начальником дев'ятого відділу Чешевим І.В. та старшим науковим співробітником Сухенко О.І. Державного підприємства Науково-дослідного проектно-конструкторського інституту Морського Флоту України у тому, що у відповідності з наданими рекомендаціями дисертаційного дослідження Слободянюка Миколи Васильовича, які присвячені рішенням задачі щодо оптимізації витрати палива на перехідних режимах роботи судового дизеля від нестаціонарності водного середовища при оптимальному і постійному управлінні.

Надана модернізація безмоторного стенду дала можливість проводити дослідження щодо регулювання паливних систем високого тиску дизелів. В результаті впорскування теоретико-експериментальних досліджень одержані характеристики процесу подачі палива при безступінчастом регулюванні частоти обертів і керуванні переміщенням рейки паливного насоса високого тиску з тривалою безперервною реєстрацією.

Спираючись на теоретико-експериментальні дані, одержаної математичної моделі, при проектуванні судових установок розроблені системи оптимального управління силовими агрегатами судових комплексів. Аналіз витрати палива на мильо шляху при оптимальному управлінні в порівнянні з відповідним постійним управлінням показав, що має місце економія біля 5%.

На основі теоретико-експериментальних досліджень динаміки судового комплексу, з урахуванням перехідних процесів, спроектовано управління, яке забезпечує його рух з максимальною середньою швидкістю та мінімальною витратою палива на одиницю шляху.

Начальник дев'ятого відділу

Старший науковий співробітник

І.В. Чешев

О.І. Сухенко



затверджую
 Начальника Інституту Військово-Морських
 Сил Національного університету
 "Одеська морська академія"
 капітан 1 рангу П.ГОНЧАРЕНКО

"26.03.2020" р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження викладача
 кафедри корабельної енергетики та електроенергетичних систем
 Слободянюка Миколи Васильовича у навчальний процес
 Інституту Військово-Морських Сил
 Національного університету "Одеська морська академія"

Результати дисертаційного дослідження М. Слободянюка були апробовані впродовж 2018-2019 н. р. шляхом внесення змін до навчально методичного комплексу з курсу "Корабельні двигуни внутрішнього згорання" у навчальному процесі Інституту Військово-Морських Сил Національного університету "Одеська морська академія" за спеціальністю 271 "Річковий та морський транспорт" (освітній ступень "Бакалавр"), а також окремі теми включені до навчальної програми дисципліни "Експлуатаційні режими пропульсивного комплексу корабля" (освітній ступень "Магістр").

Впровадження теоретичних та практичних рекомендацій М. Слободянюка дало змогу вдосконалити методичний підхід до розуміння процесу впорскування палива на навантажувальну характеристику середньобертового двигуна дизеля в умовах змінних режимів.

Впроваджений матеріал дисертаційного дослідження є актуальним для навчального процесу, має теоретичне та практичне значення у процесі підготовки майбутніх фахівців.

Акт про впровадження результатів дисертаційного дослідження у навчальний процес затверджено вченою радою Інституту Військово-Морських Сил Національного університету "Одеська морська академія" (протокол № 7/ від 26.03.2020 року).

12020

Начальник кафедри корабельної енергетики та електроенергетичних систем
 Інституту Військово-Морських Сил Національного університету "Одеська морська академія"
 капітан 1 рангу

М.БАБЕНЧУК

Заступник начальника Інституту з навчальної та наукової роботи – начальник
 навчального відділення
 капітан 1 рангу

О.ГАВАЛЮХ

ЗАТВЕРДЖУЮ



Перший проректор
Національного університету
«Одеська морська академія»
д-р.юр.наук, професор

О.М. Шемякін

« 05 » 05 2020 р.

А К Т

використання результатів дисертаційної роботи
Слободянюка Миколи Васильовича
на тему «Вдосконалення процесів вприску палива
суднового дизеля» у навчальному процесі університету

Ми, що нижче підписались, начальник навчального відділу Національного університету «Одеська морська академія» Пархоменко М.М. та завідувач кафедри суднових енергетичних установок д.т.н., доцент Сагін С.В., склали цей акт у тому, що результати дисертаційної роботи Слободянюка М.В. на тему «Вдосконалення процесів вприску палива суднового дизеля» впроваджені у навчальному процесі кафедри суднових енергетичних установок, а саме у навчальних заняттях з дисциплін «Суднові двигуни внутрішнього згоряння» та «Суднові дизельні установки та їх технічна експлуатація», які викладаються курсантам денної форми навчання та студентам заочної форми навчання судномеханічного факультету.

Впроваджений матеріал дисертаційного дослідження є актуальним для навчального процесу, має теоретичне та практичне значення у процесі підготовки майбутніх фахівців.

Начальник навчального
відділу НУ «ОМА»

М.М. Пархоменко

Завідувач кафедри
суднових енергетичних установок,
д.т.н., доцент

С.В. Сагін

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з науково-педагогічної роботи
 Національного університету
 «Одеська морська академія»
 д.т.н., професор



В.М. Захарченко

20²¹ р.

А К Т

використання результатів дисертаційної роботи
 Слободянюка Миколи Васильовича
 на тему «Вдосконалення процесів впрыску палива
 судового дизеля» у науково-дослідних роботах,
 які виконуються в університеті

Ми, що нижче підписались, начальник науково-дослідної частини університету Савчук В.Д., завідувач кафедри судових енергетичних установок Сагін С.В. та керівник науково-дослідної роботи Половинка Е.М. склали цей акт у тому, що Розділ 3. «Експериментальні дослідження: вимірювальна апаратура і методика проведення досліджень» дисертаційної роботи Слободянюка М.В. на тему «Вдосконалення процесів впрыску палива судового дизеля» ввійшов складовою частиною в заключний звіт по науково-дослідній роботі «Підвищення ефективності робочих процесів судових енергетичних установок на базі сучасних технічних і інформаційних технологій», Національного університету «Одеська морська академія», Одеса, 2018 р. (№ ДР 0116U002390, науковий керівник д.т.н., професор Половинка Е.М.).

Начальник науково-дослідної
 частини НУ «ОМА»,
 к.т.н., с.н.с., професор

В.Д. Савчук

Завідувач кафедри
 судових енергетичних установок,
 д.т.н., доцент

С.В. Сагін

Керівник науково-дослідної роботи
 д.т.н., професор

Е.М. Половинка

