

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Одеська морська академія»
Навчально-науковий інститут інженерії

Кафедра суднових енергетичних установок

ДИПЛОМНА РОБОТА МАГІСТРА
на тему:

**ОПТИМІЗАЦІЯ РОБОТИ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ
СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ ПІД ЧАС ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ
НА ЧАСТКОВИХ РЕЖИМАХ**

Курсанта 2-го року навчання навчально-наукового інституту інженерії

Сторчеуса Еріка Віталійовича

Керівник: д-р техн. наук, професор Сагін С.В.

Нормоконтроль

А. С. Сагін
К. М. Н., доц. Паремко Д. П.

Роботу заслухано на засіданні кафедри суднових енергетичних установок.
Рекомендовано до захисту в ЕК, протокол № 9 від 17.12 2025 р.

Завідувач кафедри СЕУ,
д-р техн. наук, професор

С. В. Сагін
(підпис)

Сергій САГІН

Рецензент (зовнішній)

А. М. Бос *А. М. Бос* 13.12.25
(ПІБ, підпис, дата)

Рецензент (внутрішній)

О. В. Лаврова 01.12.25
(ПІБ, підпис, дата)

Національний університет «Одеська морська академія»
Навчально-науковий інститут інженерії
Кафедра суднових енергетичних установок

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри
суднових енергетичних установок

д-р техн. наук, професор Сергій САГІН
10 вересня 2025 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання дипломної роботи магістра

Курсант ННІ _____ Сторчеус Ерік Віталійович _____

1. Тема дипломної роботи: Оптимізація роботи паливної апаратури
суднових дизелів під час їх експлуатації на часткових режимах

Затверджена наказом ректора НУОМА № 1414 від 24 листопада 2025 р. _____

2. Об'єкт дослідження паливна система високого тиску суднового
дизеля

3. Предмет дослідження процес паливоподачі у циліндр суднового
дизеля

4. Обсяг пояснювальної записки: 70...80 стор.

5. Структура пояснювальної записки дипломної роботи: _____

Аналіз розвитку паливної апаратури високого тиску для забезпечення надійності
процесу подачі палива

Методологія наукового дослідження

Оптимізація роботи паливної апаратури суднових дизелів під час їх експлуатації
на режимах часткових навантажень

Зменшення контактних навантажень у трибологічних системах паливної
апаратури високого тиску

Підвищення надійності роботи паливної апаратури високого тиску

6. Зміст основної частини пояснювальної записки (перелік питань, що
підлягають розробці):

Аналіз розвитку паливної апаратури високого тиску для забезпечення надійності
процесу подачі палива

Методологія наукового дослідження

Оптимізація роботи паливної апаратури суднових дизелів під час їх експлуатації
на режимах часткових навантажень

Зменшення контактних навантажень у трибологічних системах паливної
апаратури високого тиску

Підвищення надійності роботи паливної апаратури високого тиску

7. Перелік графічного матеріалу:

Методологія наукового дослідження

Аналіз способів підвищення ефективності роботи паливної апаратури високого
тиску суднових дизелів

Результати досліджень

Висновки

РЕФЕРАТ

Дипломна робота магістра: 82 сторінок, 19 рисунків, 4 таблиць, 48 літературних джерел.

Магістерське наукове дослідження спрямоване на розв'язання науково-прикладного завдання – підвищенню функціональних характеристик паливних насосів високого тиску.

Надані основні типи паливних насосів високого тиску, а також принципи дозування циклової подачі палива. Запропоновано метод регулювання паливоподачі на часткових режимах навантаження дизеля.

Розглянута трибологічна система плунжер паливного насосу високого тиску – граничний шар палива – втулка паливного насосу високого тиску. Запропоновано технологію збільшення гідравлічної щільності у цієї системі шляхом нанесення регулярного мікрорельєфу та використання спеціальних органічних матеріалів як наноструктурованих покриттів поверхонь плунжерів. Це явище набуває додаткової актуальності під час експлуатації суднових дизелів на часткових режимах, в умовах зменшення швидкості пересування плунжера та збільшення зсувних навантажень.

СУДНОВИЙ ДИЗЕЛЬ, ПАЛИВНІ НАСОСИ ВИСОКОГО ТИСКУ, ДОЗУВАННЯ ЦИКЛОВОЇ ПОДАЧІ ПАЛИВА, ЧАСТКОВІ РЕЖИМИ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ, ОПТИМІЗАЦІЯ ПАЛИВОПОДАЧІ, ТРИБОЛОГІЧНА СИСТЕМА ПЛУНЖЕР – ПАЛИВО – ВТУЛКА, МЕХАНІЧНІ ВТРАТИ, ЗНОС ПОВЕРХОНЬ ПЛУНЖЕРІВ

ABSTRACT

Thesis for obtaining the master`s degree qualification: 82 pages, 19 figures, 4 tables, 48 references.

Master's research is aimed to solve the scientific and applied problem - increasing the functional characteristics of high-pressure fuel pumps.

The basic types of high-pressure fuel pumps are presented, as well as the principles of fuel cycle dosing. The method of regulation of fuel supply on partial modes of loading of the diesel is offered.

The tribological system of a plunger of a high-pressure fuel pump - a boundary layer of fuel - a bushing of a high-pressure fuel pump is considered. The technology of increasing the hydraulic density in this system is presented by applying regular micro relief and using special organic materials as nanostructured coatings of plunger surfaces.

MARINE DIESEL, HIGH-PRESSURE FUEL PUMPS, CYCLE DOSING,
PARTIAL DIESEL MODES, FUEL OPTIMIZATION, TRIBOLOGICAL
PLUNGER SYSTEM - FUEL - SLEEVE, MECHANICAL LOSSES, WEAR OF
PLUNGER SURFACES

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ.....	9
ВСТУП.....	10
1. АНАЛІЗ РОЗВИТКУ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ВИСОКОГО ТИСКУ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПРОЦЕСУ ПОДАЧІ ПАЛИВА	13
1.1. Склад паливної апаратури високого тиску суднових дизелів.....	14
1.2. Паливні насоси високого тиску золотникового типу	15
1.3. Форсунки	22
1.4. Висновки за розділом 1	27
2. МЕТОДОЛОГІЯ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ.....	28
2.1. Наукове пізнання.....	28
2.2. Методи дослідження проблем.....	33
2.3. Етапи науково-дослідної роботи.....	35
2.4. Технологічна карта дослідження.....	37
2.5. Висновки за розділом 2.....	39
3. ОПТИМІЗАЦІЯ РОБОТИ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ ПІД ЧАС ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НА РЕЖИМАХ ЧАСТКОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ.....	40
3.1. Регулювання паливних насосів високого тиску	40
3.2. Погіршення роботи паливної апаратури високого тиску на часткових режимах роботи суднового дизеля	42
3.3. Забезпечення якості процесу впорскування палива на режимах малих навантажень.....	44
3.4. Висновки за розділом 3.....	53

4. ЗМЕНШЕННЯ КОНТАКТНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ТРИБОЛОГІЧНИХ СИСТЕМАХ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ВИСОКОГО ТИСКУ.....	54
4.1. Моделювання процесів енергоперетворення, що відбуваються під час високих динамічних навантажень	54
4.2. Використання наноорганічних покриттів для зниження механічних навантажень на поверхнях плунжерів паливних насосів високого тиску	58
4.3. Дослідження впливу органічних покриттів на характеристики прецизійної пари плунжер – втулка ПНВТ.....	59
4.4. Дослідження впливу органічних покриттів на знос плунжерів паливних насосів високого тиску	64
4.5. Висновки за розділом 4.....	66
5. ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ.....	67
ВИСНОВКИ.....	74
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	77

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ

ВМТ	–	верхня мертва точка
ВМТ	–	верхня мертва точка
ГД	–	головний двигун
ГТН	–	газотурбонагнетач
ГТУ	–	газотурбінна установка
ГЗШ	–	граничний змащувальний шар
ДВЗ	–	двигун внутрішнього згоряння
ДЕУ	–	дизельна енергетична установка
ККД	–	коефіцієнт корисної дії
КШМ	–	кривошипно-шатунний механізм
МКВ	–	машинно-котельне відділення
МОД	–	малообертвий дизель
НМТ	–	нижня мертва точка
ПА	–	паливоподаюча апаратура
ПКВ	–	поворот колінчатого валу
ПНВТ	–	паливний насос високого тиску
ПТУ	–	паротурбінна установка
СЕУ	–	суднова енергетична установка
СОД	–	середньообертвий дизель
ТК	–	турбокомпресор
ТС		трибологічна система
ЦПГ	–	циліндропоршнева група

ВСТУП

Сучасне судноплавство тісно пов'язано зі судновою енергетикою. В якості суднових енергетичних установок (СЕУ) найбільшу розповсюдження отримали двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) з запалюванням палива від стиснення – дизелі. Дизелі забезпечують високу агрегатну потужність і економічність, великий моторесурс і можливість використання різноманітного рідкого і газоподібного палива.

Все більш широке застосування в суднових дизелях знаходять важкі і низькосортні палива. Для оцінки їх якості перерахованих показників недостатньо. Зокрема, збільшення вмісту ароматичних сполук і асфальтенів погіршує їхню здатність до займання і згорання. При змішуванні таких палив відзначаються випадки порушення їх стабільності, обумовленого високим вмістом асфальто-смолисто-в'язких з'єднань. В продукти каталітичного крекінгу потрапляє каталізаторна пил, що складається з алюмосилікатів, що викликають інтенсивне абразивне зношування циліндрів. У зв'язку з цим з'являються додаткові вимоги за наступними показниками: змістом асфальтенів, здатності до самозаймання, стабільності і сумісності, змісту алюмінію, кремнію та ін.

Якість дизельного палива повинно бути таким, щоб забезпечувалась надійна і безперебійна його подача в камеру згорання в відповідно до заданими характеристиками процесу. Паливо повинно мати оптимальні займистість і випаровуваність, необхідні для здійснення надійного запуску і стійкої роботи у всьому діапазоні експлуатаційних режимів роботи дизеля, володіти низькою корозійністю і невисокою схильністю до утворення осадків в системах підготовки палива, паливоподачі і випуску газів. Для забезпечення цих вимог паливо, перед подачею його в камеру згорання,

повинно проходити відповідну обробку, яка здійснюється в паливних системах низького тиску.

Підготовка та подання любою палива до дизеля здійснюються паливною системою низького тиску, яка готує паливо з такими параметрами, що забезпечують тривалу і надійну роботу дизеля на всіх режимах. Для цієї мети в системі передбачається велика кількість відповідних пристроїв, апаратів і приладів. Залежно від виду використовуваного палива змінюється схема системи низького тиску. Однак, у більшості випадків обов'язковим є наступне обладнання: ємності для зберігання палива, паливо-підкачувальні і перекачують насоси, фільтри грубого і тонкого очищення і фільтраційні установки, сепаратори, підігрівачі, регулятори в'язкості та ін. На вибір комплектуючого обладнання сприяє значний вплив не тільки вид палива, але і тип двигуна силової установки.

Вприскування палива в циліндри двигуна здійснює паливна система високого тиску, основними елементами якої є: паливний насос високого тиску і форсунка, з'єднані між собою трубопроводом високого тиску. Від роботи цієї системи значної мірою залежать показники потужності, експлуатаційні та економічні показники дизеля.

Розвиток конструкції форсунок і паливних насосів високого тиску обумовлено вимогами, що пред'являються до них у зв'язку з непереривчастим вдосконаленням дизелів. Тому підвищується тиск в паливних насосах і в момент вприскування палива, зменшується тривалість і змінюється закон подачі палива в циліндрі.

Паливна апаратура повинна надійно працювати в умовах експлуатації і забезпечувати необхідні параметри паливоподачі. Забезпечення цих вимог здійснюється правильною технічною експлуатацією. Однак експлуатаційні показники її елементів визначаються не тільки технічним станом, але і конструктивними і виробничими факторами.

В даний час посилюються вимоги до токсичності випускних газів дизелів. Прийнято низку міжнародних та вітчизняних стандартів щодо обмеження шкідливих викидів. Екологічні параметри дизелі-лей в чому визначаються видом палива і роботою систем паливо подачі низького і високого тиску. Забезпечення необхідних екологічних параметрів вимагає конструктивних змін паливної апаратури та експлуатаційного підходу. Однак і конструктивні зміни не завжди призводять до потрібного результату, і тоді доводиться застосовувати заходи, що навіть йдуть на шкоду економічності дизеля.

З урахуванням вищевикладеного, у дипломній роботі розглянути питання що до оптимізації роботи паливної апаратури високого тиску дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту.

1. АНАЛІЗ РОЗВИТКУ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ВИСОКОГО ТИСКУ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПРОЦЕСУ ПОДАЧІ ПАЛИВА

Паливоподаюча апаратура (ПА) дизеля є одним з основних елементів двигуна, вона забезпечує його паливом. Теплова енергія, що отримується в циліндрах в результаті його згоряння, перетворюється в механічну роботу, що віддається споживачу енергії. Від кількості палива, яке надійшло в циліндр, якості його розпилування і фаз подачі (початку і кінця) залежать величина виробленої роботи і ефективність перетворення енергії палива в роботу – ККД двигуна і його економічність [1, 2].

У кожному циклі в циліндр двигуна необхідно подати порцію палива, яка залежить від частоти обертання колінчастого вала (n , об/хв) і потужності двигуна (N_i , кВт):

$$b_{\text{ц}} = \frac{N_i b_i}{60 \cdot 10^{-3} z i n}$$

де z – коефіцієнт тактності;

i – число циліндрів;

b_i – питома індикаторний витрата палива (кг/(кВт·год)).

Оскільки судновий дизель працює в широкому діапазоні навантажень і оборотів, то в задачі ПА входять:

1) відміряє (дозування) порції подається в циліндр палива (величини $b_{\text{ц}}$) в повній відповідності з заданим режимом роботи двигуна;

2) забезпечення необхідного моменту початку подачі палива (кута випередження) і тривалості і характеристики впорскування (закону подачі);

3) стиснення палива до тисків упорскування, при яких буде забезпечена необхідна тонкість його розпилування в циліндрах двигуна;

4) забезпечення уприскування відміряної циклової подачі при одночасному її розпилюванні і розподілі по об'єму камери згоряння [3].

1.1. Склад паливної апаратури високого тиску суднових дизелів

ПА суднових дизелів за принципом дії поділяється на два типи:

I – ПА з безпосереднім уприскуванням палива паливним насосом високого тиску (ПНВТ) і механічним або гідравлічним приводом плунжера;

II – акумуляторна ПА [4].

Схема ПА першого типу приведена на рис. 1.1.

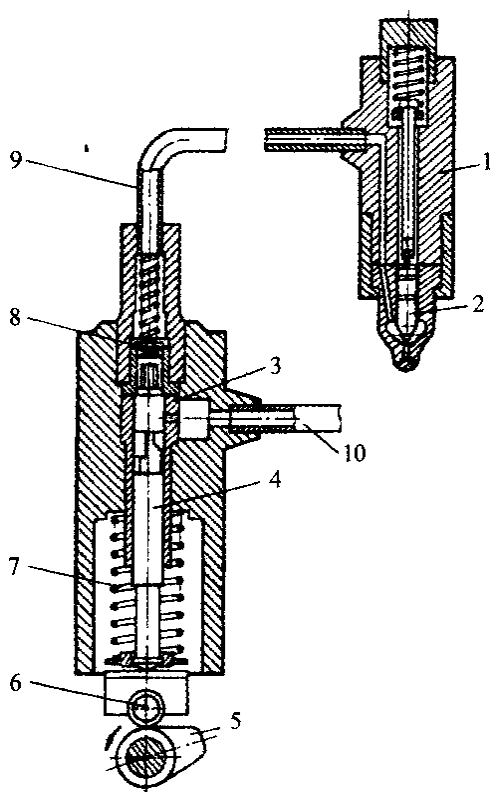


Рис. 1.1. Схема ПА
безпосереднього впорскування

Основним елементом ПНВТ є плунжерні пара, що складається з плунжера 4 і прецизійне підігнаній до нього втулки 3 з зазором 4...5 мкм. Здійснюване в сучасних двигунах збільшення тиску впорскування до 1600...2000 бар зажадало зменшення зазору в плунжерних парах до 2,5 мкм.

Насос приводиться в дію механічно від кулачковою шайби 5 (шайба жорстко закріплена на розподільчому валу) і роликового штовхача 6. Зворотне переміщення плунжера після нагнітального ходу здійснюється поворотною

пружиною 7. Наповнення ПНВТ здійснюється, з трубопроводу 10 низького тиску (5...10 бар). Подача палива до форсунки 1 здійснюється по трубопроводу високого тиску 9 через автоматичний нагнітальний клапан 8. У форсунці встановлений другий автоматичний запірний клапан 2, який називають голкою форсунки. Форсунка здійснює розпилювання палива високого тиску, що надходить від ПНВТ. Обов'язковим елементом ПНВТ є паливо регулюючий орган, що забезпечує необхідну зміну $b_{ц}$ (на рис. 1.1 не показаний). У суднових дизелях, як правило, ПА виконується у вигляді окремих секцій на кожен циліндр. Розглянутий тип ПА є переважаючим на суднових дизелях, які перебувають в експлуатації.

У нових моделях дизелів (наприклад, мало-оберткових дизелі B&W-MAN серії ME) застосовуються ПНВТ з гідравлічним приводом плунжера і електронним регулюванням $b_{ц}$.

В цих паливних системах високого тиску подача палива до форсунок здійснюється з акумулятора палива (англ. – common rail), в якому при роботі дизеля підтримується високий тиск (1000 бар). Підкачування палива здійснює загальний ПНВТ, що приводиться від колінчастого вала. У даній схемі ПНВТ не бере участі в регулюванні $b_{ц}$, цю функцію виконують клапани управління уприскуванням палива, які отримують сигнал на відкриття і закриття подачі палива з акумулятора до форсунок від блоку електронного управління. Система управління подачею палива показана на рис. 1.2 для одного циліндра, інші циліндри обладнані такими ж пристроями [5].

1.2. Паливні насоси високого тиску золотникового типу

У насосах з механічним приводом при знаходженні ролика штовхача на циліндричній частині кулачковою шайби плунжер знаходиться в крайньому нижньому положенні. При виході ролика на вершину кулачка плунжер

переміститься в крайнє верхнє положення. Переміщення плунжера називають максимальним ходом – h_{max} , см. Величина h_{max} визначається геометрією кулачковою шайби, і її неможливо змінити, тому маса витісняється плунжером палива при нагнітальному ході буде також постійної і визначатися формулою:

$$b_{цmax} = \frac{\pi d_{п}^2 \rho_{т} h_{max}}{4}$$

де $d_{п}$ – діаметр плунжера, см;

$\rho_{т}$ – густина палива, кг/см³.

Очевидно, що для зміни циклової подачі слід зробити змінним хід плунжера. У сучасних ПНВТ це досягається тим, що для подачі палива до форсунки використовується не весь хід плунжера, а тільки його частину. Решта хід плунжера витрачається на перепуск палива назад в магістраль наповнення. Хід плунжера, при якому паливо подається до форсунки, називають активним ходом – h_a , що залишився $h_{п}$ – ходом перепуску [6].

Перепуск палива може здійснюватися на початку нагнітального ходу плунжера, в кінці подачі або і на початку і в кінці подачі. Таким чином, при подвійному перепуску

$$h_a = h_{max} - h_{п}^{HP} - h_{п}^{KP},$$

де $h_{п}^{HP}, h_{п}^{KP}$ – хід перепуску на початку і кінці подачі відповідно.

Активний хід змінюється при зміні ходу перепуску. Залежно від того, яким чином це здійснюється, розрізняють три способи регулювання $b_{ц}$:

1) регулювання кінця подачі – хід перепуску зайвої кількості палива на початку подачі залишається постійним незалежно від положення паливо регулюючого органу $h_{п}^{HP} = const$, при цьому залишається постійним і кут початку подачі палива насосом $\varphi_{п}^{HP} = const$ (відраховується щодо ВМТ

поршня); активний хід плунжера змінюється за рахунок зміни ходу перепуску в кінці подачі $h_n^{кп} = var$, при цьому кут закінчення подачі насосом $\varphi_n^{кп}$ буде також змінюватися;

2) регулювання початку подачі – при цьому способі, навпаки, $h_n^{кп} = var$, і $\varphi_n^{кп} = var$, а $h_n^{нп} = const$ й $\varphi_n^{нп} = const$;

3) комбінований спосіб регулювання – в цьому варіанті при зміні положення плунжера змінюється хід перепуску і на початку, і в кінці подачі, відповідно змінюватися будуть і кутові фази подачі палива [7].

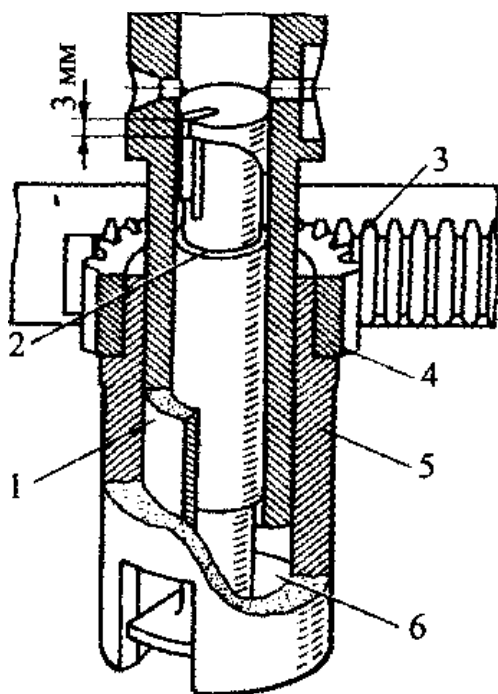


Рис. 1.2. Механізм повороту плунжера золотникового ПНВТ:

- 1 – втулка; 2 – плунжер; 3 – паливна рейка; 4 – зубчастий вінець;
5 – поворотна втулка; 6 – хрестовина плунжера

Залежно від конструкції механізму перепуску ПНВТ підрозділяються на насоси клапанного типу і золотникові. У кожному з них може бути реалізований будь-який з перерахованих вище способів регулювання $b_{ц}$.

Рис. 1.2 більш наочно ілюструє розглянутий вище принцип регулювання активного ходу.

Рис. 1.3 ілюструє принцип регулювання активного ходу плунжера [8].

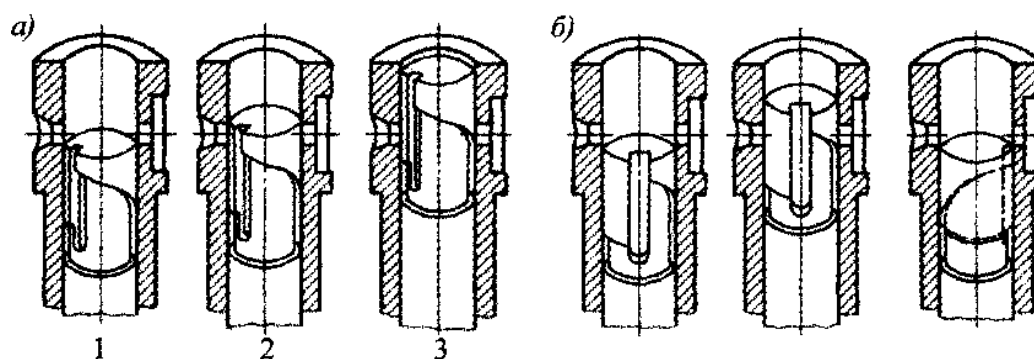


Рис. 1.3. Схема роботи ПНВТ золотникового типу з регулюванням

$b_{ц}$ по кінцю подачі

Позиція 1 на рис. 1.3, а відповідає нижньому положенню плунжера (ролик штовхача знаходиться на циліндричній частині кулачної шайби). Верхня пряма кромка плунжера повністю відкриває відсічні вікна, надплунжерний простір повідомлено з магістраллю наповнення ПНВТ. При переміщенні плунжера відбувається перепуск палива в магістраль наповнення, активний хід плунжера почнеться тільки в момент перекриття верхньою кромкою вікон (позиція 2 на рис.). Завершиться активний перебіг у момент відкриття вікон нижньої гвинтової кромкою плунжера (позиція 3). Далі до кінця ходу плунжера вгору відбуватиметься перепуск палива. Величина активного ходу залежить від положення гвинтової кромки плунжера щодо вікон. На рис. 1.4, б плунжер повернуть проти годинникової стрілки (якщо дивитися зверху). Активний хід буде менше, так як відстань між верхньою і гвинтовою крайками плунжера в районі вікон втулки буде менше. При подальшому повороті плунжера в зазначеному напрямку вертикальні пази в плунжері розташуються напроти вікон. При такій позиції плунжера протягом усього ходу паливо буде перепускає з надплунжерного простору в магістраль наповнення через вертикальний паз, циклова подача буде дорівнює нулю [9].

Очевидно, що такий перебіг перепуску на початку подачі (а значить і кут початку подачі) буде залишатися постійним при різних положеннях паливної рейки; активний хід плунжера регулюється за рахунок зміни ходу перепуску

в кінці подачі. Таким чином, в розглянутому варіанті реалізований принцип регулювання $b_{ц}$ по кінцю подачі.

У золотникових ПНВТ легко можуть бути реалізовані і інші принципи регулювання. Для цього достатньо змінити геометрію крайок плунжера: при регулюванні по початку подачі верхня кромка виконується гвинтовий, нижня – прямий; при комбінованому регулюванні обидві кромки є регулювальними і виконуються фігурними.

Загальне регулювання циклових подач у всіх циліндрах здійснюється одночасною зміною положення рейок паливних насосів за допомогою тяги, що переміщується вихідним валом регулятора частоти обертання в залежності від навантаження на двигун. Паливні рейки з'єднані з тягою за допомогою гнучкого елемента (пружини), що забезпечує можливість управління подачею палива при заклинювання плунжерній пари одного з ПНВТ. Другим обов'язковим елементом в з'єднанні є пристрій, що забезпечує можливість переміщення рейок окремих ПНВТ щодо тяги регулятора, – талреп. Шляхом зміни довжини талрепа здійснюється індивідуальне регулювання по циліндрах для вирівнювання потужності. Для контролю положення щодо корпусу ПНВТ паливні рейки мають насічку у вигляді розподілів (зазвичай 0...100). Положення рейки в розподілах називають індексом ПНВТ [10].

Індивідуальне регулювання кута початку подачі палива для вирівнювання максимальна тисків циклу по циліндрах в золотникових ПНВТ може здійснюватися трьома способами:

- зміною заклинки кулачної шайби щодо розподільного вала;
- переміщенням втулки плунжера вгору або вниз відносно корпусу ПНВТ;
- зміною довжини штовхача плунжера.

Одними з найпоширеніших суднових дизелів є мало-оберткових дизелі фірми «MAN-B & W» серії MC, які мають золотниковий ПНВТ, креслення якого наведено на рис. 1.4, а. На рис. 1.4, б показаний механізм приводу і реверсування ПНВТ.

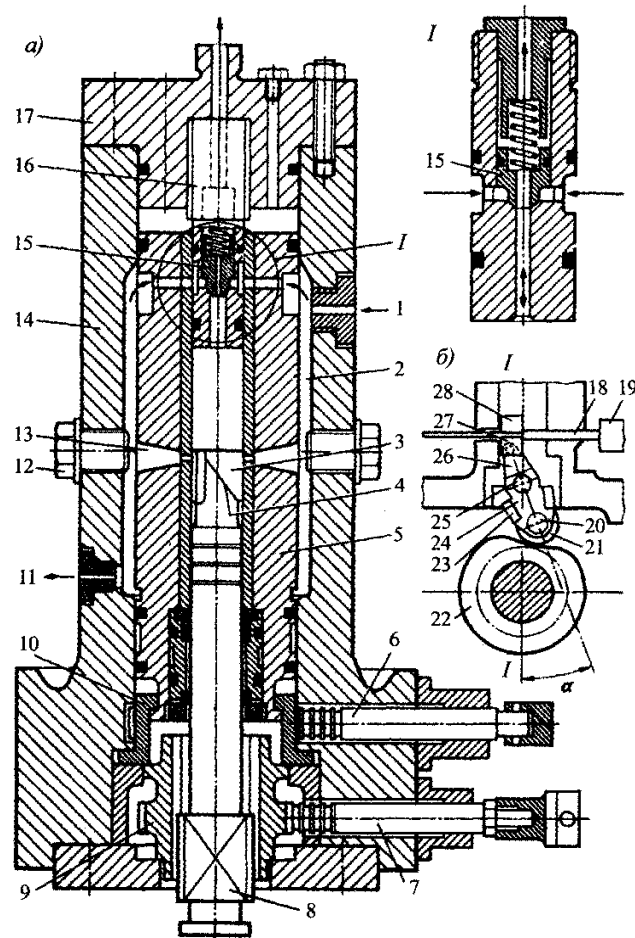


Рис. 1.4. ПНВТ золотникового типу головних двигунів MAN-B&W серії MC

Плунжер насоса 3 має регулюють гвинтові кромки 4, виконані за принципом регулювання $b_{ц}$ кінцем подачі. Втулка плунжера 5 складова, може переміщатися уздовж осі щодо корпусу насоса 14. Відправлення клапан в цьому насосі немає, замість нього встановлено впускний клапан 15. Впускний клапан має ущільнюється корпус 16, повернути в кришку 17 насоса (див. укрупнений фрагмент).

Механізм регулювання $b_{ц}$ складається з зубчастої рейки 7, поворотною втулки 9, хрестовини 8 плунжера. Друга зубчаста рейка 6 служить для зміни кута початку подачі палива в діапазоні зміни потужності двигуна 70...100% (програма VIT, реалізується шляхом зв'язку рейок 6 і 7 через пневмомеханічний позиціонер). Рейка 6 зчеплена з зубчастим вінцем поворотною втулки 10 і втулки плунжера 5. Величина змінюється осьовим

зсувом втулки плунжера 5 вгору або вниз, при цьому змінюється момент перекриття плунжером робочих вікон 13 у втулці плунжера. Осьовий зсув втулки відбувається за принципом болт-гайка. «Гайкою» служить поворотна втулка 10, на внутрішній стінці якої проточили гвинтова канавка. У канавку входить виток різьби з великим кроком, нарізаною на нижньому кінці втулки плунжера 5. При зміні навантаження двигуна в зазначеному вище діапазоні регулятор переміщує паливну рейку 7. пневмомеханічна позиционер відповідно до заданої програми ВІТ переміщує рейку 6. При цьому втулка 10, зафіксована своїм нижнім фланцем в корпусі 14 насоса, повертається на певний кут і через різьбове з'єднання викликає зрушення втулки 5 щодо плунжера. Таким чином, в розглянутому ПНВТ реалізований комбінований спосіб регулювання циклової подачі [11].

ПНВТ працює наступним чином. Порожнина наповнення насоса 2 утворюється між корпусом 14 і втулкою плунжера 5. Паливо подається від насоса, що підкачує паливо через дросельну вставку 1 під тиском 10 бар. Надлишки палива яка спрямовується в відводять магістраль через дросельну вставку 11. При русі плунжера вгору паливо перепускається через вікна 13 в магістраль наповнення. У момент перекриття вікон тиск палива над плунжером і за тарілкою впускного клапана 15 починає підвищуватися. Клапан щільно сідає на гніздо, і паливо по осьового свердління в ньому надходить в трубопровід високого тиску. У момент відкриття вікон 13 регулюючими крайками 14 тиск палива над плунжером швидко падає до 10 бар.

Внаслідок великого перепаду тисків в момент закінчення активного ходу (часто застосовується термін відсічення палива) у вікнах 13 втулки плунжера розвивається висока швидкість потоку палива, що викликає кавітаційну ерозію металу навпроти вікон. Для захисту корпусу насоса від ерозії навпроти вікон вкручені періодично змінювані відбивні болти 12.

Впускний клапан залишається закритим під впливом пружини до виходу плунжера в верхнє положення. У початковій фазі наповнення насоса впускний клапан ще залишається закритим, паливо надходить в надплунжерний простір через вікна 13 і вертикальну канавку в верхній частині плунжера. У момент перекриття вікон 13 гвинтовими крайками 4 плунжери тиск над плунжером стає менше, ніж в порожнині наповнення 2. За рахунок перепаду тисків клапан 15 піднімається, і паливо надходить через верхні вікна втулки в надплунжерний простір. В кінці ходу наповнення при відкритті вікон 13 верхньою кромкою плунжера клапан 15 знову закривається, і паливо знову надходить через вікна 13.

1.3. Форсунки

Форсунки служать для безпосереднього впорскування палива в циліндр двигуна, розпилювання його на краплі з розміром 5...30 мкм і розподілу їх усередині камери згоряння. Форсунки встановлюються в кришці циліндра. У чотиритактних дизелях, як правило, встановлюється одна центральне розташована форсунка. У мало-обертових двотактних дизелях з прямоточно-клапанним газообміном встановлюються 2...3 форсунки на периферії циліндричної кришки, так як в центральній її частині встановлений випускний клапан.

За типом запірних органів і розпилюють отворів застосовуються такі види розпилювачів:

- клапанні одно-дірчасті (рис. 1.5, а); застосовуються в передкамерних двигунах, для яких найкращою формою розпилювання є зосереджений факел з малим кутом конуса і з великою пробивною здатністю;

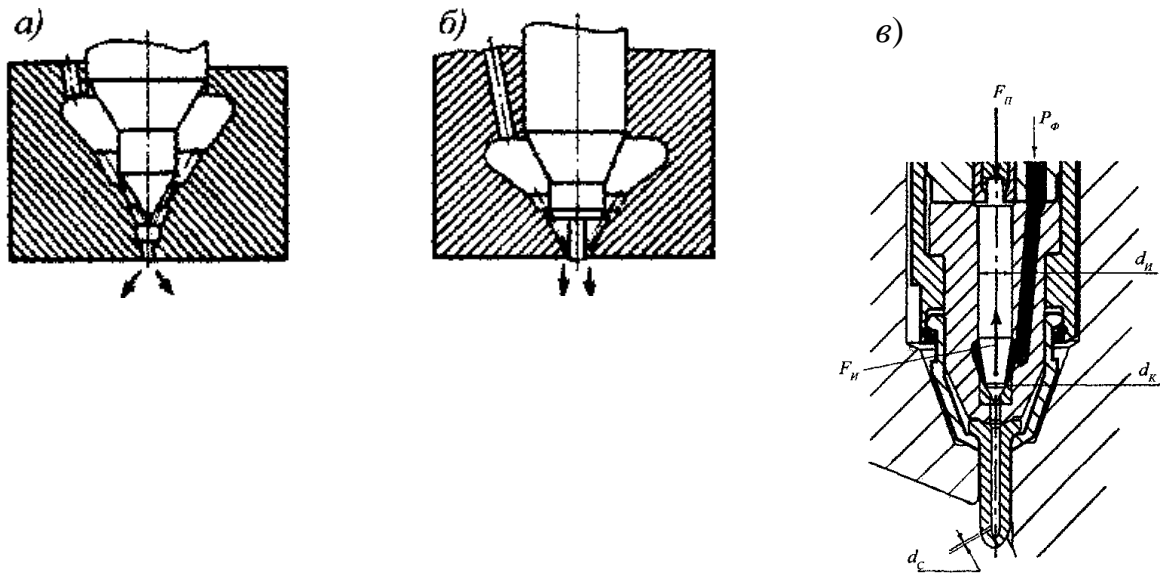


Рис. 1.5. Види розпилювачів:

а) клапанний одно-дірчастий; б) штифтовий; в) багато-дірчастий

- штифтові розпилювачі, що мають одне сопловий отвір; застосовують в порівняно малопотужних дизелях з розділеними камерами згоряння; штифтовий розпилювач з циліндричним штифтом (рис. 1.5, б) має постійний перетин закінчення і утворює зосереджений факел з малим кутом конуса;

- клапанні багато-дірчасті (рис. 1.5, в) – набули найбільшого поширення в основному в двигунах з безпосереднім уприскуванням, кількість отворів – від 1 до 9, діаметр 0,20...1,5 мм;

При температурах понад 160...180°C на тілі голки утворюються лакові відкладення сприяють її заклинювання, а соплові отвори забиваються коксом [12].

З метою зниження температур розпилювачів в МОД і форсованих СОД ввели охолодження форсунок, використовуючи для цього воду, масло або паливо.

Інтенсифікація охолодження кришок циліндрів в зоні форсунок, забезпечення гарної теплопередачі завдяки щільній посадці корпусу форсунки в кришці і зменшення торцевої тепло сприймає поверхні розпилювача (яка виступає в камеру згоряння) дали можливість фірмам

«MAN-B&W» і «Sulzer» відмовитися від спеціального охолодження форсунок.

У той же час робота на важкому гарячому паливі, особливо на режимах маневрування, вимагає для запобігання зависання голки при короткочасних зупинках двигуна збереження сталості температур в зоні розпилювача. З цією метою в нових конструкціях (МС-МЕ) передбачено постійне прокачування палива через форсунки (див. рис. 1.6) [13].

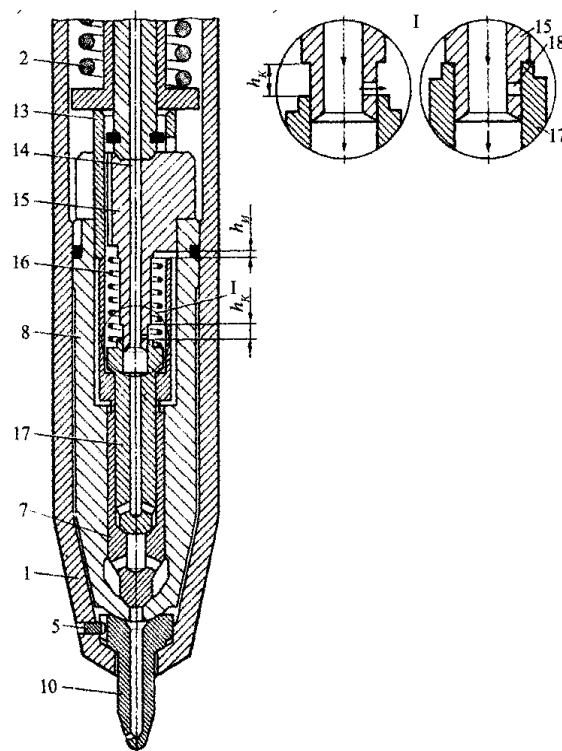


Рис. 1.6. Форсунка мало-обертового двигуна «MAN-B&W» серії МС:

а) форсунка; б) запірний клапан

Паливо підводиться по центральному каналу 14. Розпилювач складається з сопла 10, що направляє 5, голки 7 і запірного клапана 17 всередині голки. Напрямок односторонніх соплових отворів забезпечується фіксацією сопла штифтом 5. Голка 7, що має вгорі форму склянки, сприймає зусилля затяжки пружини 2 через повзун 13, в вирізи якого входить головка проставки 15 з центральним каналом 14. Всередині склянки голки розміщені пружина 16 запірного клапана 17 і вузол сполучення паливного каналу в

проставке 15 і в клапані 17. Нижній запlechник проставки 15 обмежує підйом клапана ($h_k=3,5$ мм), а верхній – підйом голки ($h_i=1,75$ мм).

Форсунка забезпечує циркуляцію нагрітого палива при непрацюючому двигуні (під час підготовки до пуску і при вимушених зупинках в морі), а також в період між суміжними впорскуваннями, коли ролик штовхача плунжера обкатує циліндричну частину шайби.

При стоянці двигуна, коли ПНВТ знаходиться в положенні нульовий подачі (порожнини наповнення і нагнітання з'єднані), насос, що підкачує паливо, при тиску 0,6 МПа подає паливо в нагнітальний паливо-провід і канал 14 форсунки. Так як пружина 16 запірний клапана 17. має зтяжку 1 МПа, то клапан не піднімається, і паливо проходить через невеликий отвір 18 в стакан голки і далі вгору на слив. Таким чином, при стоянці будь-якої тривалості через форсунки циркулює паливо з постійною температурою і в'язкістю.

Під час роботи двигуна в період активного ходу плунжера тиск нагнітання практично миттєво піднімає запірний клапан 17, і перепускний отвір 18 перекривається. Паливо проходить до диференціальної майданчику голки 7 і піднімає голку.

В кінці активного ходу плунжера вся система нагнітання швидко розвантажується через робочу порожнину насоса, так як нагнітального клапана в ньому немає. Коли тиск палива падає нижче тиску за форсункою $P_{зф}$, пружина 2 садить голку 7, а при тиску нижче 1 МПа пружина 16 опускає на місце запірний клапан 17. Ролик штовхача плунжера на тривалий час виходить на верх шайби, і система нагнітання знову прокачується паливом до наступного активного ходу плунжера.

Дослідження, проведені фірмою «MAN-B&W» на двигунах МС, показали, що обсяг внутрішньої порожнини соплового наконечника грає істотну роль в утворенні в циліндрах сажістих частинок і вуглеводнів (СН), а також коксуванні соплових отворів (див. рис. 1.7 Standart).

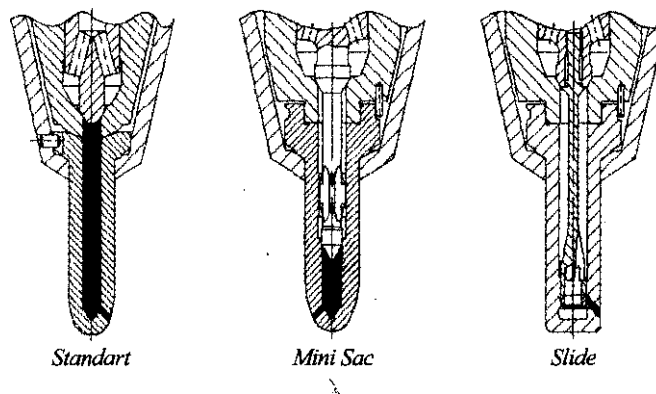


Рис. 1.7. Типи розпилювачів МОД «MAN-B&W» серій MC-ME

Зменшення цієї порожнини, досягнуте шляхом введення в канал сопла золотника, виготовленого за одне ціле з голкою (див. рис. 1.7 Mini Sac), дозволило істотно поліпшити чистоту вихлопу. У двигунах серії ME використана нова конструкція розпилювача (див. рис. 1.7 Slide), в якій обсяг палива у внутрішній порожнині соплового наконечника зведений практично до нуля шляхом установки подовженого золотника. Таке конструктивне рішення забезпечило зниження димності випускних газів і викиду оксидів азоту [14, 15].

До зменшення обсягу камери сопла сьогодні вдаються і при виробництві форсунок СОД.

У більшості випадків отвори в розпилювачі свердлили. На виході свердла утворюються задирки, що провокують утворення вихрив, що призводять до кавітаційно-ерозійних руйнування і швидкого зносу отворів. Тому, щоб уникнути зазначених явищ, ряд фірм, що володіють технологічними можливостями, застосовують округлення кромки отворів, ніж істотно продовжують їх ресурс.

У двигунах невеликої розмірності сопловий наконечник виготовляють за одне ціле з направляючої голки форсунки. У МОД і СОД з метою здешевлення виготовлення і заміни соплових наконечників при їх зносі сопла виготовляють окремо від основного корпусу розпилювача.

1.4. Висновки за розділом 1

Як результат огляду літературних джерел, зробимо наступні висновки:

1) паливна апаратура суднових дизелів відноситься до категорії надважливих елементів, тому що забезпечує надійне впорскування палива у циліндр дизеля та подальше функціонування всієї енергетичної установки;

2) розвиток паливної апаратури здійснюється у напрямку підвищення тиску впорскування та зменшенню часу, що відводиться на цей процес;

3) основними елементами паливоподаючої апаратури суднових дизелів є ПНВТ та форсунки, конструктивний розвиток та функціональні показники яких постійно підвищуються.

Вказане підтверджує актуальність досліджень з забезпечення надійності та підвищення ефективності роботи паливної апаратури високого тиску.

2. МЕТОДОЛОГІЯ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1. Наукове пізнання

Наукове пізнання – це форма процесу пізнання, головною функцією якого є вироблення й теоретична систематизація об'єктивних знань про дійсність. Передусім у структурі наукового пізнання виокремлюються емпіричний і теоретичний рівні. У найбільш загальному розумінні емпіричне дослідження є знанням про явище, а теоретичне - про його сутність [14].

Емпіричне дослідження – це такий рівень наукового пізнання, зміст якого головним чином отримано з досвіду, із безпосередньої взаємодії людини з об'єктивною дійсністю. На емпіричному рівні здійснюється спостереження об'єктів, фіксуються факти, проводяться експерименти, встановлюються емпіричні співвідношення та закономірні зв'язки між окремими явищами.

Теоретичний рівень наукового пізнання є більш високим ступенем дослідження дійсності, де об'єкт постає з боку тих його зв'язків і відносин, які недоступні безпосередньому чуттєвому вивченню. На цьому рівні створюються системи знань, теорій, у яких розкриваються загальні та необхідні зв'язки, формулюються закони в їх системній єдності та цілісності.

Наукове пізнання виконує функції опису, пояснення, розуміння, передбачення.

Опис – функція наукового пізнання й етап наукового дослідження, що складається у фіксації даних експерименту за допомогою визначеної системи позначень. (Види опису: емпіричний опис, теоретичний опис)

Пояснення – виявляється в розкритті сутності об'єкта, який досліджується; воно здійснюється шляхом показу того, що об'єкт, який пояснюється, діє за визначеним законом.

Розуміння – властива свідомості форма освоєння дійсності, що означає розкриття і відтворення змісту предмета. У науці розуміння припускає використання спеціальних методологічних правил і постає як інтерпретація.

Передбачення – обґрунтоване припущення про майбутній стан явищ природи і суспільства або про явища, невідомі у даний час, але підлягають виявленню, заснованому на відкритих наукою законах розвитку природи і суспільства.

Прогнозування – один з видів передбачення, спеціальне дослідження перспектив деякого явища. Найчастіше використовуються такі методи прогнозування як екстраполяція, моделювання, експертиза, історична аналогія, прогнозні сценарії [15].

На емпіричному рівні використовуються такі методи як:

- спостереження – це планомірне і цілеспрямоване сприйняття предметів і явищ, їх властивостей і зв'язків в природних умовах з метою пізнання об'єкта, що досліджується;

- експеримент – це дослідження будь-яких явищ шляхом активного впливу на них за допомогою створення нових умов, відповідних меті дослідження, або шляхом зміни проходження процесу в певному напрямку; на відміну від простого спостереження, експеримент – це активне вторгнення дослідника в природні явища, в хід процесів, що вивчаються;

- опис – це зазначення ознак предмета (явища) як суттєвих, так і несуттєвих. Опис, як правило, застосовується відносно одиничних об'єктів для більш повного ознайомлення з ними;

- вимірювання – це певна система фіксації кількісних характеристик досліджуваного об'єкта за допомогою різноманітних вимірювальних приладів. За допомогою вимірювання визначається відношення однієї кількісної характеристики об'єкта до іншої, однорідної з нею, прийнятої за одиницю вимірювання.

Моделювання – це вивчення об'єкта шляхом створення та дослідження його копії (моделі), яка за своїми властивостями відтворює властивості об'єкта, що досліджується. Моделювання використовується тоді, коли безпосереднє вивчення об'єктів з деяких причин неможливе.. На сучасному етапі розвитку пізнання особливо велика роль відводиться комп'ютерному моделюванню.

Якщо говорити про форми емпіричного рівня наукового пізнання, то вони збігаються з формами теоретичного рівня,адже чіткої межі між ними не існує.

До числа форм наукового пізнання відносяться проблема, гіпотеза і теорія.

Проблема – це запитання чи їх комплекс, які виникають у процесі розвитку пізнання і вирішення яких має суттєвий практичний або теоретичний інтерес.

Гіпотеза – це різновид здогадки, припущення більш або менш обґрунтоване, але ще не підтверджене, не доведене повністю

Теорія – це система узагальненого знання, основних наукових ідей, законів і принципів, які відображають певну частину навколишнього світу, а також матеріальну і духовну діяльність людей. Теорія на відміну від гіпотези є знанням достовірним.

На етапі спостереження експертизі підлягають виявлені неочевидні факти дійсності. Експертиза ступеня вивченості цих фактів здійснюється за наступними ознаками: актуальності, наукової новизни, економічної доцільності й можливості реалізації. За результатами експертизи формується тема наукового дослідження, визначається об'єкт і предмет дослідження, передбачувана наукова новизна.

Об'єктом наукового дослідження є процес, явище. матеріальна або ідеальна система.

Предмет дослідження – це параметри внутрісистемної структури: властивості елементів, закономірності взаємодії між елементами усередині системи й поза неї. закономірності розвитку, властивості, якості та інші.

Для посилення цілеспрямованості дослідження уточнюються його мета й завдання.

Мета відбиває інтереси й запити верхніх системних ієрархічних рівнів, коли їхні ідеї є відбиттям актуальності наукового дослідження.

Головне завдання дослідження спрямоване на встановлення умов досягнення мети після одержання нових наукових результатів, що є наслідком рішення ряду допоміжних наукових завдань.

При постановці головного завдання дослідження виходять із необхідності доказу реальності передбачуваної наукової новизни.

Передбачувана наукова новизна представляє нову ідею, гіпотезу, закономірність або наукову тезу про шляхи досягнення поставленої мети.

Процес рішення головного завдання традиційно розділяється на ряд самостійних допоміжних завдань, результати рішення яких мають елементи наукової новизни. Наукові результати надалі використовуються при доказі передбачуваної наукової новизни дослідження.

Наукова ідея – це інтуїтивне, не базоване на аргументації, пояснення якогось явища або процесу, що враховує всю сукупність зв'язків, а також можливий шлях досягнення мети дослідження. Ідея базується на наявних знаннях, але розкриває не помічені раніше закономірності. Матеріалізується ідея в гіпотезі.

Гіпотеза є імовірнісне вірним судженням про причину, що викликає розглянутий наслідок. У випадку, якщо гіпотеза погоджується з наявними факторами, то вона перетворюється в закон або теорію. Підтвердженням правильності гіпотези є те, що вона не суперечить дійсності і є єдиною можливою для пояснень всієї сукупності розглянутих явищ. Одна гіпотеза

може бути замінена іншою у випадку, якщо нові фактори не можуть бути пояснені первинною гіпотезою, або їй суперечать.

Закон можна визначити, як внутрішній істотний зв'язок явищ і процесів, що спричиняє їхні атрибути й необхідний розвиток. Закон виражає стійкий зв'язок між явищами або властивостями об'єктів і предметом дослідження.

Закон може бути сформульований шляхом здогаду, однак потім він повинен бути логічно доведений, тільки в цьому випадку він визнається.

Для доказу законів використовуються істинні судження, з яких він логічно витікає. У деяких випадках рівною мірою можуть виявитися доказовими суперечливі судження. У такому випадку виникає науковий парадокс, що свідчить або про наявність помилок у логіці доказу або про неспроможність вихідних суджень.

На етапі апробації відбувається обговорення постановки, методології й результатів дослідження на різних рівнях: науково-технічних семінарах, конференціях, наукових радах, симпозіумах.

Підтвердження вимагають результати теоретичних досліджень шляхом проведення експерименту. Результати достовірних експериментальних досліджень підтвердження не вимагають.

Апробація – це безперервний процес публічного подання ходу наукового пізнання, починаючи від спостереження, дослідження, результатів, підтвердження і твердження.

Етап підтвердження припускає закінчення процедур апробації й публікації доказів і підтверджень у вигляді наукових положень і наукових результатів досліджень на підставі оцінки їхніх переваг і недоліків.

Одним із найважливіших елементів підтвердження є впровадження. Під ним розуміють імплементацію нових видів конструкцій, матеріалів, виробів, прогресивних технологій [16]

2.2. Методи дослідження проблем

Метод – це послідовність дії для досягнення якої-небудь мети, рішення конкретного завдання, сукупність прийомів або операцій практичного або теоретичного пізнання дійсності [17].

Методи умовно розділяють на: загальні, діючі у всіх галузях науки й на всіх етапах дослідження: загальнонаукові. які застосовні для всіх наук: часткові, які використовуються певною групою наук: спеціальні – які застосовуються тільки для даної науки.

Такий розподіл методів умовний, тому що в міру розвитку пізнання науковий метод може переходити з однієї категорії в іншу.

До загальнонаукових методів відносять: спостереження, порівняння, рахунок, вимір, експеримент, узагальнення, абстрагування, формалізацію, аналіз і синтез, індукцію й дедукцію, аналогії, моделювання, ідеалізації, ранжирування. аксіоматичний. гіпотетичний. логічний. евристичний, історичний й системний методи.

Знання методології дозволяє вибрати найбільш доцільні методи дослідження конкретних проблем. Застосовувані методи наукового пізнання розділяють на чотири рівні: емпіричний, експериментально-теоретичний. теоретичний і мета-теоретичний.

Методи емпіричного рівня: спостереження, порівняння, розрахунок, вимір, «метод проб і помилок» і т. п. Ці методи пов'язані з конкретними досліджуваними явищами й використовуються на етапі формування наукової гіпотези.

Методи експериментально-теоретичного рівня: експеримент, аналіз і синтез, індукція й дедукція, ідентифікація і моделювання, гіпотетичний і логічний методи. Ці методи дозволяють дослідникові виявити безсумнівні факти й об'єктивні прояви в перебігу досліджуваних процесів. З їхньою

допомогою здійснюється нагромадження факторів й їхня перевірка. Необхідно пам'ятати, що факти мають науково-пізнавальну цінність тільки у випадку, якщо вони систематизовані, між ними виявлені не випадкові залежності, визначені причинно-наслідкові зв'язки. Таким чином, виявлення істини вимагає не тільки збору факторів, але і їхньої правильної теоретичної обробки.

Методи теоретичного рівня: абстрагування, ідеалізація, формалізація, аналіз і синтез, індукція й дедукція, аксіоматика, узагальнення й т.д. На теоретичному рівні виробляються логічні дослідження зібраних фактів, вироблення понять, суджень й умовиводів. На теоретичному рівні наукове мислення переходить від емпіричної відносності до теоретичних узагальнень. Новий теоретичний зміст знань як би надбудовується над емпіричними знаннями.

На теоретичному рівні часто використовуються логічні методи подібності, розходження, супровідних змін, вирішуються завдання узгодження теоретично розроблених систем з накопиченим експериментальним матеріалом.

Методи мета-теоретичного рівня служать для дослідження самих теорій і розробки шляхів їхньої побудови.

Основним завданням цього рівня пізнання є пізнання умов формалізації наукових теорій і вироблення формалізованих мов, які названі метамовами.

До методів мета-теоретичного рівня належить системний аналіз, що одержав широке застосування в різних сферах наукової діяльності при вивченні складних, взаємозалежних систем або проблем.

В основі системного аналізу лежить безліч об'єктів (компонентів), що мають певні властивості й взаємодіючих один з одним. На базі цього поняття виробляється облік зв'язків, порівняння можливих варіантів з метою вибору найкращого рішення, що оцінюється за яким-небудь критерієм.

Аналіз – це метод, що є однією з основ будь-якого аналітичного дослідження й полягає в розчленуванні або розкладанні предметів дослідження на складові частини для вивчення їхніх якостей і властивостей.

Синтез – метод з'єднання окремих сторін предмета дослідження в єдине ціле.

Експеримент – практичні дії, що ставлять за свою мету перевірку істинності висунутих гіпотез і виявлення закономірностей. У ході експерименту дослідник втручається в досліджуваний процес, впливаючи на його протікання, підсилюючи деякі фактори. Однією з найважливіших вимог до експерименту є його підтвердження.

Узагальнення полягає у визначенні загального для розглянутих об'єктів або процесів поняття, що характеризує їхній стан або поведіння. Узагальнення є методом, який використовується при формуванні закономірностей, теорій, законів [15].

2.3. Етапи науково-дослідної роботи

Після вибору теми проводиться інформаційний пошук.

Інформаційний пошук – процес пошуку в множині джерел, присвячених розглянутій темі, відповідних наукових фактів й відомостей. Величезні потоки інформації ускладнюють проведення інформаційного пошуку при глибокому вивченні розглянутої теми. Знайти нове, вдале, наукове при вивченні конкретної теми досить складне завдання, особливо з урахуванням того, що відсутні універсальні методи визначення таких якісних категорій інформації, як змістовність, інформативність, цінність й ін. Однак, є ряд загальних закономірностей динаміки зміни категорій цього роду, знання яких

дозволяє більш ефективно використати інформацію при наукових дослідженнях.

Інформація має властивість «старіти». Під цим розуміється появи нової інформації, або зменшення потреби в даній інформації. За даними аналізу, заснованого на віці цитованих джерел, інтенсивність падіння цінності інформації становить приблизно 10 % на місяць для періодичних видань й 10 % у рік для книг. У середньому можна вважати, що корисна дія наукової інформації закінчується через 10 років після її опублікування.

З урахуванням широкого використання можливостей Інтернету бібліотеками й іншими установами, що вирішують завдання збору, зберігання й систематизації інформації, створення, так званих «банків» й «баз» даних, ефективним інструментом інформаційного пошуку стали різні пошукові системи Інтернету. Під базами або банками даних розуміють нагромадження й зберігання більших інформаційних масивів з можливістю їхньої оперативної переробки в інформаційні продукти, відповідно до запитів споживачів інформації.

Науковий результат дослідницької роботи де раніше невідоме кількісне співвідношення, аналітична залежність, новий технологічний процес або матеріал.

Кожне наукове положення повинне бути чітко сформульоване з виділенням його основної сутності й рівня досягнутої при цьому новизни. Не можна викладати наукове положення у вигляді анотації, констатації того, що зроблено, тому що в цьому випадку важко виявити сутність і новизну.

Пристаюючи до наукового пошуку доцільно розробити технологічну карту дослідження.

Технологія наукових досліджень – це сукупність знань про зміст процесів дослідження й методики їхнього виконання. Графічне зображення цієї технології називається технологічною картою або схемою дослідження [16].

2.4. Технологічна карта дослідження

На підставі викладеного, складаємо технологічну карту дослідження (рис. 2.1).

З урахуванням теми магістерської роботи – «Забезпечення експлуатаційних показників паливної апаратури високого тиску суднових дизелів», сформульовані:

мета дослідження – підвищення функціональних характеристик паливних насосів високого тиску;

наукова гіпотеза – підвищення функціональних характеристик паливних насосів високого тиску досягається їх стійкою роботою на режимах малих навантажень, а також підвищенням гідравлічної щільності у прецизійної парі втулка – плунжер.

Для досягнення мети і підтвердження наукової гіпотези під час дослідження розв'язувалися такі завдання.

Головним завданням дослідження є створенні методу підтримання функціональних характеристик паливних насосів високого.

Розв'язання головного завдання здійснюється за допомогою наступних **допоміжних завдань**:

- 1) дослідження процесу паливоподачі на часткових режимах;
- 2) дослідження контактних взаємодії у прецизійної пару плунжер – втулка ПНВТ;
- 3) дослідження механічних навантажень на поверхнях плунжерів паливних насосів високого тиску

Об'єкт дослідження – паливна система високого тиску судового ДВЗ.

Предмет дослідження – процес паливоподачі у циліндр судового ДВЗ.

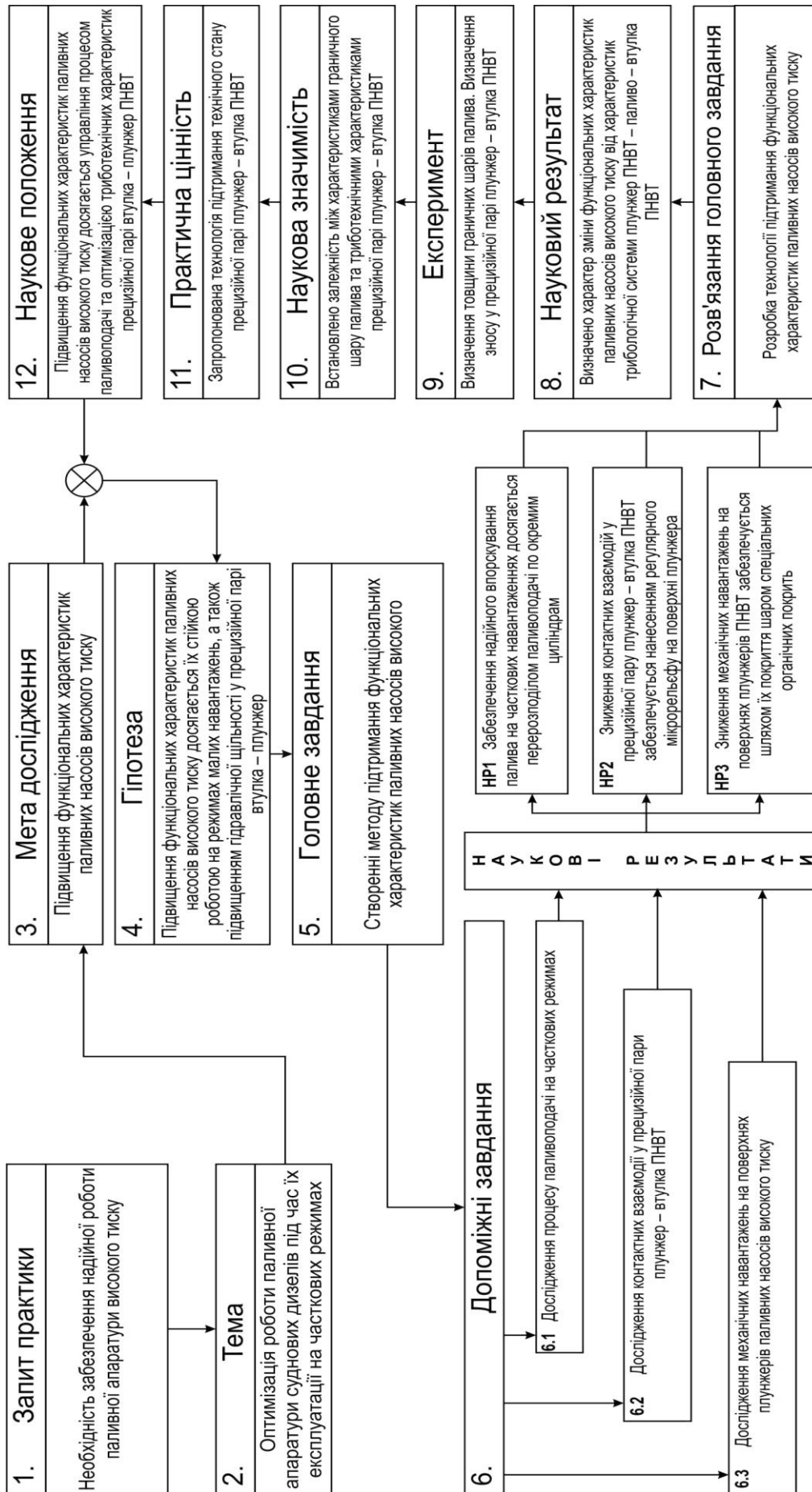


Рис. 2.1. Технологічна карта наукового дослідження

2.5. Висновки за розділом 2

В результаті виконання розділу визначена мета, гіпотеза, головне та допоміжні завдання дослідження.

Визначені об'єкт та предмет дослідження.

З урахуванням принципів системного підходу розроблена технологічна карта наукового дослідження.

3. ОПТИМІЗАЦІЯ РОБОТИ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ ПІД ЧАС ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НА РЕЖИМАХ ЧАСТКОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ

3.1. Регулювання паливних насосів високого тиску

Розглянемо регулювання золотникових паливних насосів (рис. 3.1).

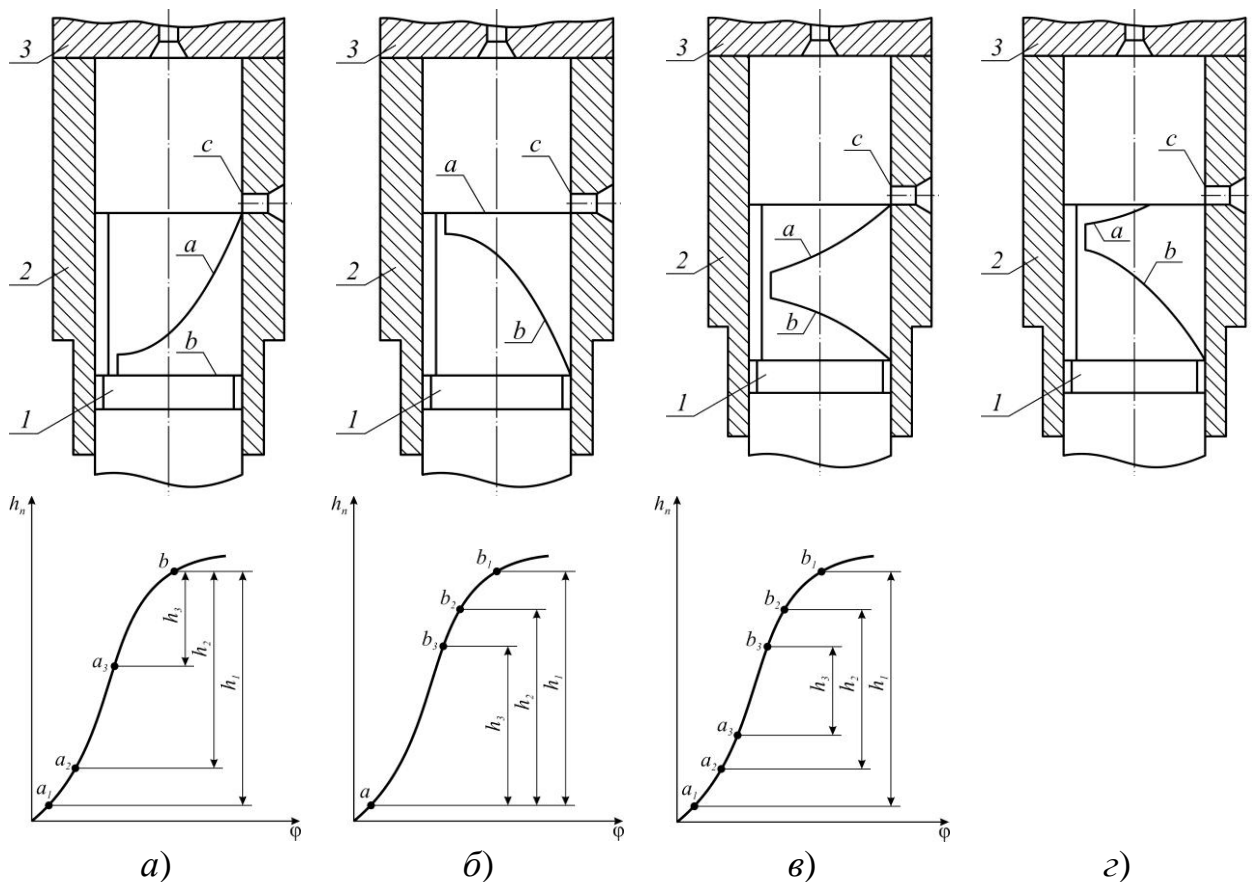


Рис. 3.1. Способи регулювання золотникових ПНВТ і діаграми шляху плунжера при різному регулюванні:

a – по початку подачі; *б* – по кінцю подачі; *в* – змішане регулювання;

г – комбіноване регулювання

1–плунжер; 2–втулка плунжера; 3–корпусу нагнітального клапана

Відсічним отвором служить наповнювальний отвір *c*. Така конструктивна схема плунжерної пари набула широкого поширення, хоча в дизелях застосовуються і насоси із спеціальними відсічними отворами (або одним отвором). Принцип регулювання ПНВТ в обох випадках один і той же.

На рис. 3.1, *a*, показано регулювання насоса по початку подачі. При розвороті плунжера змінюється момент перекриття нагнітальною кромкою *a* отвори *c*. Кінець подачі настає після відкриття цього отвору відсічною кромкою *b*. кінець подачі в даному випадку постійний, оскільки положення відсічної кромки щодо отвору *z* не залежить від розвороту плунжера. При переміщенні рейки ПНВТ відбувається поворот плунжера внаслідок чого змінюється початок нагнітання, а тому геометричний активний хід плунжера.

На рис. 3.1, *б*, показаний принцип регулювання ПНВТ по кінцю подачі: положення нагнітальної кромки *a* по відношенню до отвору *c* не залежить від розвороту плунжера, а положення відсічної кромки *b* – залежить [18].

Рис. 3.1, *в*, ілюструє принцип змішаного регулювання ПНВТ, причому з поворотом плунжера одночасно міняється і почало і кінець подачі.

Ще одним зі способів регулювання є комбінований, в якому об'єднані способи регулювання по кінцю подачі і змішаний (рис. 3.1, *г*). З рисунка видно, що при великих циклових подачах (ділянка 1–2) регулюється тільки кінець подачі, а при малих циклових подачах (ділянка 2–3) – і початок і кінець.

У всіх чотирьох способах регулювання початок закриття наповнювального отвору регулюється зміною положення плунжера по висоті щодо наповнювального отвору.

При зменшенні навантаження дизеля параметри робочого процесу значно змінюються, викликаючи зниження якості згорання палива відповідно безпеці мореплавання по двох причинах:

- неможливість забезпечення найменшого ходу в установках з гвинтом фіксованого кроку;

- неповнота згорання палива в робочих циліндрах дизеля і викид сажі в атмосферу і на палубу з випускними газами [19, 20].

Сажа і незгорілі частинки палива можуть стати джерелом пожежі, особливо на таких режимах, коли після найменшого ходу дизель швидко навантажується до середнього і повного ходу, що часто наголошується в експлуатації судів на маневрах. Одночасно шар нагари в камері згорання інтенсивно збільшується, більше осідає частинок масла, що виносяться газами, палива і інших домішок в утилізаційних котлах і в газовипускному трубопроводі. До того ж, застосування дешевих сірчистих сортів палива сприяє посиленню утворення нагарів і відкладень твердішого і щільнішого складу на поверхнях деталей ЦПГ і газовипускного тракту. Із збільшенням навантаження частинки осаду, що горять, зриваються газами із стінок газовипускного тракту і у вигляді окремих іскор і навіть у вигляді суцільного іскрового потоку викидаються в атмосферу.

3.2. Погіршення роботи паливної апаратури високого тиску на часткових режимах роботи суднового дизеля

Робота дизеля на малих ходах повинна забезпечувати маневрування судна при проходженні в тяжких умовах, по складному фарватеру, при підходах до портів і швартуванні, при русі в каравані і т.п. Можливість судна здійснювати необхідні маневри, а отже, і забезпечити безпеку мореплавання залежить від того мінімального значення частоти обертання n_{\min} , при якому дизель стійко працює на гвинт при закріпленій паливній рукоятці $PP_{\min} = \text{const}$ або при управлінні від регулятора. Таким чином, n_{\min} визначає нижню межу експлуатаційних режимів гвинтовий характеристики і є основним показником режиму самого малого ходу. Пошук шляхів для подальшого

зменшення n_{\min} має важливе значення, так як вимоги до швидкості суден, таких як контейнеровози і ін., підвищилися, а вимоги до швидкості маневрування і проходження каналів залишилися колишніми. Отже, відносні вимоги для n_{\min} підвищилися [21].

У зв'язку з тим, що паливна система оптимізується на роботу при високих потужностях, то складно підтримувати стабільну і рівномірно розподілене по циліндрах навантаження при найменших ходах судна, коли навантаження двигуна менше 1 % МДМ при обертах колінчастого вала до 20 % обертів при МДМ.

Важливим фактором, що впливає на n_{\min} , є робота паливної апаратури. При частотах обертання нижче n_{\min} порушується перебіг процесів впорскування, сумішоутворення і згоряння палива, внаслідок чого виникають пропуски спалахів, само відключення окремих циліндрів, підвищена нерівномірність обертання валу і, нарешті, мимовільна зупинка дизеля. При малих навантаженнях і частотах обертання, робота її завжди супроводжується підвищеною нерегулярністю подачі палива по циліндрах і на цикл, зниженням тиску розпилювання і несприятливим перебігом характеристики подачі. Знос плунжерних пар, клапанів, регулювальних тяг викликає погіршення зазначених характеристик і підвищення n_{\min} . Має значення зміна фаз подачі палива. Раннє випередження подачі сприяє стабілізації згоряння і зменшення n_{\min} . Подача з нульовим випередженням, тем більш на лінії розширення, навпаки, призводить до затягування та несталості процесу згоряння та підвищенню n_{\min} .

На режимі малого ходу згоряння ускладнюється також через зниження температури стінок камери стиснення. Для забезпечення малих значень n_{\min} потрібно прагнути до підтримки теплового стану дизеля шляхом відключення повітряохолоджувача, підвищення температури води і мастила на вході в дизель. При тривалій роботі на режимі малого ходу рекомендується зменшувати подачу циліндрового мастила.

При механічному приводі ПНВТ на режимах малих подач різко знижується тиск впорскування палива і збільшується нестабільність подачі палива від циклу до циклу і по циліндрах дизеля в міру зменшення частоти обертання колінчастого вала, що призводить до підвищеної витрати палива, нерівномірної роботі дизеля і розрідженню мастила паливом. У зв'язку з цим на режимах холостого ходу при малих навантаженнях дизеля, крім стабільної роботи паливної апаратури, необхідно забезпечити максимальний тиск упорскування не менше 10 МПа і рівномірний розподіл палива по циліндрах, причому криві швидкісних і навантажувальних характеристик паливного насоса в районі зазначених режимів, повинні бути пологими. Параметри впорскування малих циклових подач істотно залежать від величини диференціальної майданчики голки, різниці кутів замикаючих конусів голки і корпусу розпилювача, тиску початку впорскування, маси рухомих деталей і голки, обсягу паливної системи високого, площі ефективного прохідного перетину розпилювача форсунки, залишкового тиску лінії високого тиску палива і конструкції нагнітального клапана.

Одним з простих способів поліпшення стабільності упорскування на низьких обертах є диференційоване тиск відкриття форсунки. Ця проста модифікація складається з невеликого зниження (приблизно на 5,0 МПа) тиску відкриття однієї форсунки на кожному циліндрі. Це означає, що при низькому навантаженні тільки одна форсунка відкрита під час впорскування. І оскільки повний обсяг палива впорскується тільки через одну форсунку, підйом шпинделя форсунки і сам процес упорскування більш стабільні, що призводить до кращого і більш щільного розпилу, що, в свою чергу, веде до стабільної роботи двигуна. Завдяки цьому досягається зниження мінімально стійких обертів двигуна [22].

На пайових навантаженнях і на повному навантаженні, різниця тисків відкриття веде до незначної різниці в часі початку і кінця уприскування палива різними форсунками, але вплив цього фактора на загальну роботу

двигуна незначно.

На рис. 3.2 показана модель роботи паливної апаратури двигуна K90МС, кожен циліндр якого обладнаний двома форсунками. Тиск відкриття однієї форсунки 40 МПа, а інша відрегульована на 35 МПа.

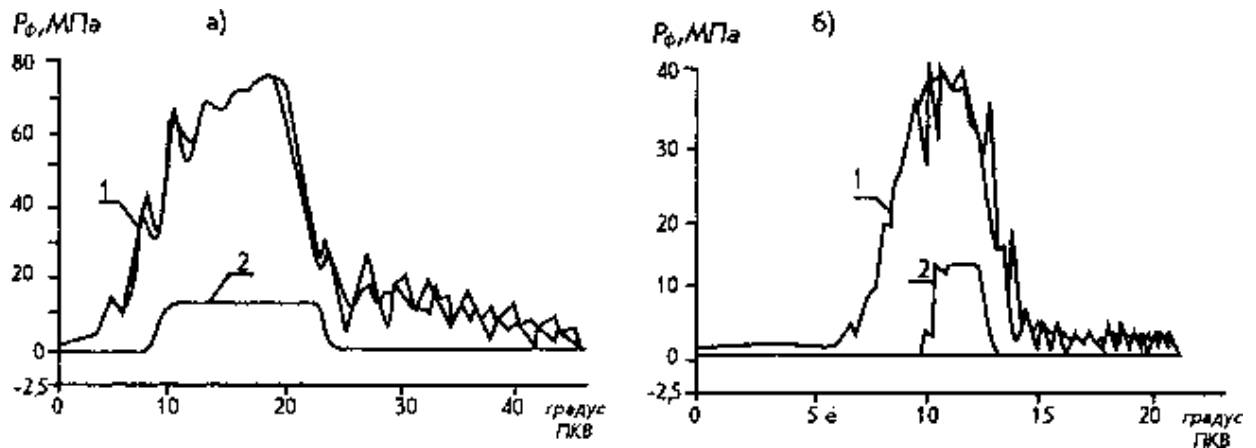


Рис. 3.2. Тиск в форсунках і підйом голок:

а) при 100%-вому навантаженні; б) при обертах 25 хв^{-1} ;

1 – тиск в форсунках; 2 – підйом голки форсунок

При повному навантаженні двигуна (див. рис. 3.2, а) обидві форсунки відкриваються практично одночасно. Різниця в фазах відкриття становить приблизно 0,5 повороту колінчастого вала (ПКВ) з незначним відмінністю коливань тиску у форсунок. При обертах $n_{\min}=25 \text{ хв}^{-1}$ форсунка з підвищеним тиском відкриття закрита і подача повного обсягу палива здійснюється однією форсункою, відрегульованим на тиск 35,0 МПа (рис. 3.2, б).

Хороші умови вприскування палива на n_{\min} можна отримати, застосовуючи форсунки із змінним тиском відкриття, в яких тиск попереднього уприскування визначає тиск відкриття наступного. У цих форсунках тиск упорскування діє як зусилля пружини клапана.

Обидві ці системи покращують умови вприскування палива і знижують n_{\min} , але не знімається основна проблема - дуже маленька циклова подача палива ПНВТ.

Цей недолік усувається відключенням циліндрів, що веде до збільшення подачі палива на працюючому циліндрі. Відключення здійснюється шляхом відкриття перепускного клапана паливного насоса на цих циліндрах. Подібна система була введена фірмою Mitsui на деяких двигунах K90MC (рис. 3.2), в якій приблизно половина циліндрів відключається на малих обертах. Впорскування в що залишилися в роботі циліндри значно поліпшується, що веде до більш стабільного згоряння і зниження n_{\min} до 13 хв^{-1} для двигуна з $n_{\text{ном}}=104 \text{ хв}^{-1}$.

3.3. Забезпечення якості процесу впорскування палива на режимах малих навантажень

Існують різні вирішення досягнення економічної і надійної роботи дизелів на часткових навантаженнях, наприклад такі як:

- регулювання швидкості обертання валу турбокомпресора (ТК) із зміною навантаження або застосуванням ТК з незалежним приводом;
- регулювання кількості повітря на випуску дизеля і випускних газів на випуску з дизеля;
- підвищення ступеня стиснення і температури води в системі охолодження та інші [23].

Проте, найбільшій ефективності суднових дизелів можна досягти вдосконаленням систем паливоподачі, і зокрема, паливного насоса високого тиску, і механізмів їх регулювання. Наприклад, значного поліпшення роботи головних і допоміжних дизелів при пуску і роботі на часткових навантаженнях можна за рахунок впровадження системи регулювання кута випередження уприскування палива і фаз газорозподілу (рис. 3.3).

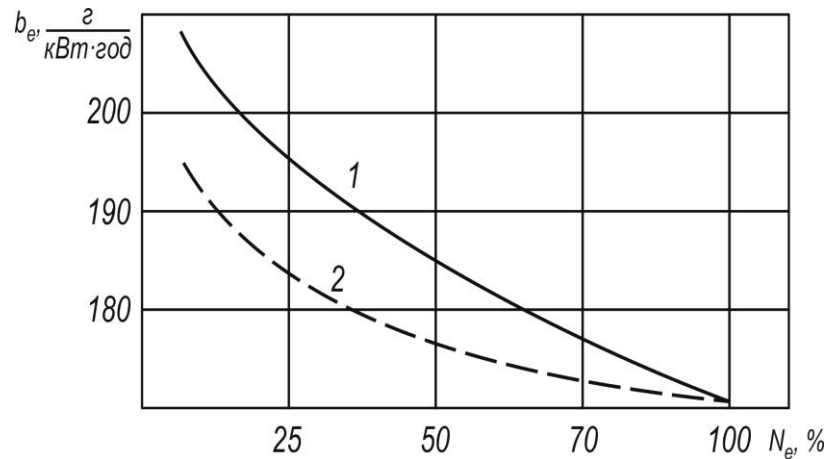


Рис. 3.3. Залежність питомої ефективної витрати палива b_e дизеля від навантаження при постійних (1) і змінних (2) фазах газорозподілу і кутах випередження подачі палива

Зміні кута випередження подачі палива на режимах малого навантаження присвячено багато різних конструкційних рішень.

Так, з цією метою фірма «Daihatsu Diesel» (Японія) виготовила новий ПНВТ із здвоєним плунжером, поворот якого здійснюється за допомогою двох рейок: одна – для зміни циклової подачі палива, інша – для зміни кута випередження уприскування, причому незалежне управління рейками виконується міні ЕОМ. У приводі впускних і випускних клапанів встановлений гідравлічний механізм – плунжерний насос, схожий по конструкції ні ПНВТ і встановлений замість штовхача між куркульками і штангою кожного клапана [24].

Плунжер має дві спіральні кромки: верхню для зміни відкриття клапана, нижню – закриття клапана. Переміщення рейки повертає плунжер і тим самим змінює фази газорозподілу. За даними величин навантаження, умов роботи і типу палива електронний регулятор автоматично підтримує оптимальний режим роботи, змінюючи циклову подачу, кут випередження уприскування і фази газорозподілу.

Набуло поширення в паливних системах високого тиску суднових дизелів і пристрій автоматичного регулювання кута випередження подачі палива в дизель, що працюють по імпульсу максимального тиску згорання p_z в циліндрі. Пристрій впливає на регулювальний відсічною клапан ПНВТ, який змінює момент свого закриття, тим самим змінюючи кут випередження подачі палива [25].

Вказані пристрої використовують реальні параметри протікання робочого процесу дизеля, не вимагають зупинки дизеля для свого застосування. Існуючі ж методи зміни кута випередження подачі палива за допомогою перестановки кулачкових паливних шайб є трудомісткими і вимагають виведення дизеля з експлуатації. Пристрої автоматичного регулювання кута випередження подачі палива дозволяють оптимізувати якість протікання робочого процесу, забезпечити мінімальну питому витрату палива при зміні вживаних сортів палива, а також на пайових режимах роботи дизеля, що приводить до збільшення ККД на 4...5 %.

Крім того, необхідно враховувати скорочення трудовитрат, пов'язаних з ручним регулюванням кута випередження подачі палива розворотом паливних шайб на розподільному валу. На сучасних головних МОД число шайб досягає 9...12 одиниць і трудовитрат можуть досягати сотень людино-годин в місяць на дизельну установку [26].

Одним з перспективних способів збільшення економічності і надійності дизелів на часткових навантаженнях $N_e=(0,4...0,85)N_{en}$ і режимах холостого ходу полягає у відключенні окремих циліндрів за допомогою спеціальної конструкції плунжерів ПНВТ, що дозволяє при значному зниженні загального навантаження на дизель різним способом міняти подачу палива в одному з циліндрів, декількох циліндрах, а в деяких моментах повністю відключати подачу палива в одну з груп циліндрів при продовженні роботи другої групи циліндрів. Профілі плунжерів вказаного типу показані на рис. 3.4 [27].

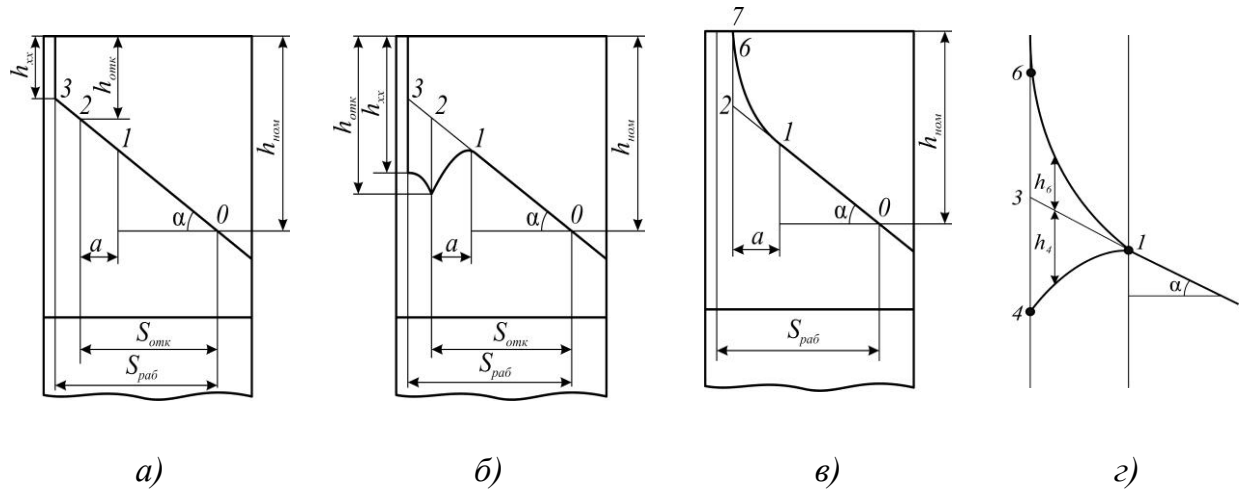


Рис. 3.4. Плунжери ПНВТ золотникового типу для дизеля з пристроєм автоматичного відключення циліндрів:

а, б, в – конструкція плунжера звичайних, таких, що не відключаються і ПНВТ, що відключаються, відповідно; *г* – конструкція перехідної ділянки регулювальної кромки плунжерів що відключаються і ПНВТ, що не відключаються

На рис. 3.4. показані:

а) розгорнена верхня частина плунжера ПНВТ золотникового типу із звичайною регулювальною косою кромкою з підставою $S_{\text{раб}}$, відповідною зміні циклової подачі палива на всіх режимах роботи дизеля від холостого ходу до номінального навантаження;

б) конструкція верхньої частини плунжера ПНВТ циліндрів, що не відключаються;

в) конструкція верхньої частини плунжера ПНВТ циліндрів, що відключаються, на режимах малого навантаження.

Конструкція плунжера ПНВТ циліндрів, що не відключаються, кількістю z полягає в наступному: на ділянці регулювальної косої кромки $0-1$ залишається первісно заданий кут α нахилу регулювальної кромки плунжера, характерний для кожного типу ПНВТ дизеля.

Висота ділянки 0–2 визначається відносною величиною коефіцієнта навантаження $K_{\text{отк}}$, на якій доцільно вивести з роботи групу циліндрів ($i-z$), тобто величиною активного ходу плунжера $h_{\text{ани}}$, відповідною цьому частковому навантаженню $K_{\text{отк}}$ при всіх (i) працюючих циліндрах ($h_{\text{ани}}$ – номінальний активний хід плунжера). Величину $K_{\text{отк}}$ доцільно віднести до навантаження з мінімальною питомою ефективною витратою палива; звичайно це $(0,70\dots 0,85)n_{\text{ном}}$, але по різних міркуваннях ця величина може бути значно понижена – до $(0,3\dots 0,4)n_{\text{ном}}$.

Положення точки 1 визначається відстанню її від точки 2 по горизонталі, рівною

$$a = (0,15\dots 0,2)S_{\text{раб}}$$

(див. рис. 3.4, а, в). Положення точки 4 (див. рис. 3.4, б) визначається кількістю відключених циліндрів із співвідношень

$$S_{\text{отк}} = S_{\text{раб}} \frac{h_{\text{отки}} + h_{\text{xxi}}}{h_{\text{ани}} + h_{\text{xxi}}}; i$$

$$h_{\text{откz}} = \frac{K_{\text{отк}} \cdot i}{z h_{\text{ани}}};$$

але воно не повинне бути нижче за точку 0 для дизеля, що працює по характеристиці навантаження, і нижче за положення, відповідного обмежувальній нормі циклової подачі палива на поточній частоті обертання для дизеля, що працює по гвинтовій характеристиці.

Точка 5 ділянки 4–5 кромки плунжера ПНВТ, що не відключається, визначається із співвідношення:

$$h_{\text{xxz}} = \frac{h_{\text{xxi}} \cdot i}{z};$$

Ділянка 1–6 кромки плунжера ПНВТ, що відключається (див. рис. 3.4, в), виконується так само плавно, як ділянка 1–4, з постійним співвідношенням вертикалей

$$\frac{h_6}{h_4} = \frac{z}{1-z};$$

(див. рис. 3.4, з) щодо лінії 0–3.

Ділянка 6–7 – вертикальна кромка (нульової подачі палива).

Принцип регулювання дизеля з такими конструкціями плунжерів ПНВТ полягає в наступному.

При зменшенні потужності дизеля паливна рейка дизеля одночасно розгортає всі плунжери ПНВТ навколо своєї осі на зменшення подачі палива зменшенням активного ходу плунжера.

При розвороті до точки 1 у всіх циліндрах однаково зменшується кількість палива, що подається.

При подальшому зменшенні кількості палива, тобто потужності дизеля, всі циліндри дизеля діляться на дві групи: перша (z) – кількість циліндрів, що не виключаються з роботи, і друга ($i-z$) – кількість циліндрів, що вимикаються повністю з роботи, причому на ділянці зменшення потужності 1–2 відбувається плавне припинення подачі палива в циліндри, що відключаються ($i-z$), до нульової.

Таким чином, починаючи з режиму, відповідного крапці 2. Все навантаження несуть тільки z циліндрів, чим досягається їх більше навантаження, підвишена якість індикаторного процесу цих циліндрів і відповідно підвищення загального ККД дизеля на всіх режимах ділянки 1–4–5. Геометричні лінії регулювальної кромки плунжерів працюючих (z) і непрацюючих ($i-z$) циліндрів на малих навантаженнях і холостому ходу взаємозв'язані і строго визначені зі конструкційного виконання.

Кількість циліндрів z з такою конструкцією ПНВТ визначається для кожного дизеля залежно від його типу, числа циліндрів i , механічного ККД η_m і коефіцієнта оптимального навантаження $K_{отк}$ з наступних міркувань.

Індикаторна потужність працюючих циліндрів на холостому ході повинна бути рівна потужності механічних втрат всіх циліндрів дизеля і при цьому знаходитися на рівні, що забезпечує мінімальну питому витрату палива (тобто на відносному навантаженні $K_{отк}$):

$$zK_{отк}N_{цил} \geq N_i(1-\eta_m);$$

звідки:

$$z \geq \frac{i(1-\eta_m)}{K_{отк}};$$

результат округляється у бік збільшення до цілого числа.

Решта циліндрів кількістю $(i-z)$ дизеля має ПНВТ з плунжером, у якого регулювальна кромка на ділянці часткових режимів плавно (лінія 1–6 на рис. 3.4, в) переходить у вертикальну ділянку 6–7, сполучений з приймальною (відпливний) порожниною насоса, тобто в ці циліндри паливо не поступає при роботі дизеля на часткових навантаженнях і режимах холостого ходу, чим забезпечується підвищення паливної економічності дизеля в цілому. Це важливо особливо для багатциліндрових дизелів, експлуатація яких на часткових режимах супроводжується підвищенням питомої витрати палива і масла, загорянням і закоксуванням клапанів і форсунок, зниженим індикаторним ККД у всіх робочих циліндрах. З погляду збереження врівноваженості дизеля бажано залишати в роботі не менше трьох циліндрів ($z_{min}=3$).

Необхідно також відзначити, що при використанні даного способу оптимізації роботи паливної системи, ні в якому ступені не погіршуються пускореверсивні властивості дизеля, оскільки пускова циклова подача палива зазвичай перевершує 70 % номінальної циклової подачі.

3.5. Висновки за розділом 3

За результат розділу 3 визначимо наступне.

1. Зі зменшенням навантаження на дизель якісні показники процесу впорскування палива погіршуються, що зв'язане зі відповідним зменшенням швидкості переміщення плунжера паливного насосу та тиску нагнітання, який при цьому забезпечується.

2. Одним з варіантів підвищення циклової подачі палива в окремі циліндри на часткових режимах роботи є їх відключення. Вказаний варіант відрізняється простотою технології виготовлення. Методика управління подачею палива дизеля залишається незмінною, тобто під час звичайного руху паливної рейки автоматично відбувається перерозподіл подачі палива в циліндри дизеля за рахунок різної конструкції плунжерів.

3. Аналізуючи результати впровадження даного методу управління подачею палива, можна відзначити наступне:

- величина економії палива при відключенні тільки одного циліндра залишає 3...5 %;
- під час відключення більшої кількості циліндрів економія може досягати 15...20 %.

4. ЗМЕНШЕННЯ КОНТАКТНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ТРИБОЛОГІЧНИХ СИСТЕМАХ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ВИСОКОГО ТИСКУ

4.1. Моделювання процесів енергоперетворення, що відбуваються під час високих динамічних навантажень

Для визначення оптимального варіанту управління процесом дисипації енергії, що відбувається при високих динамічних навантаженнях, розглянемо трибологічну систему суднового ДВЗ плунжер ПНВТ – мастильний шар палива – втулка плунжера ПНВТ.

Аналіз умов роботи типового вузла тертя паливної апаратури високого тиску показує, що становище плунжера паливного насоса високого тиску є нестійким. Стріла прогину плунжера може набувати різних конфігурацій залежно від довжини плунжера і його жорсткості. Зазор, заповнений паливом, можна уявити з великого числа областей, в межах яких відбуваються три однотипні триботехнічні процеси:

- 1) процес безпосереднього адгезійного контакту робочих поверхонь насосного елемента;
- 2) процес зсуву в шарі ізотропного палива (товщина якого забезпечує гідродинамічний режим тертя і змащування);
- 3) процес зсуву в анізотропному шарі палива (в межах якого спостерігається орієнтаційна впорядкованість молекул палива і відбувається граничне тертя і мащення).

Оскільки всі ці три області за своїми лінійними розмірами досягають 1...100 мкм, а їх розподіл в зазорі за довжиною плунжера носить випадковий характер, то розгляд завдання аналізу діючих сил у прецизійній парі плунжер – втулка може бути зведене до спрощеної плоскої задачі [28].

Триботехнічна модель плунжерної пари ПНВТ подана на рис. 4.1 [29].

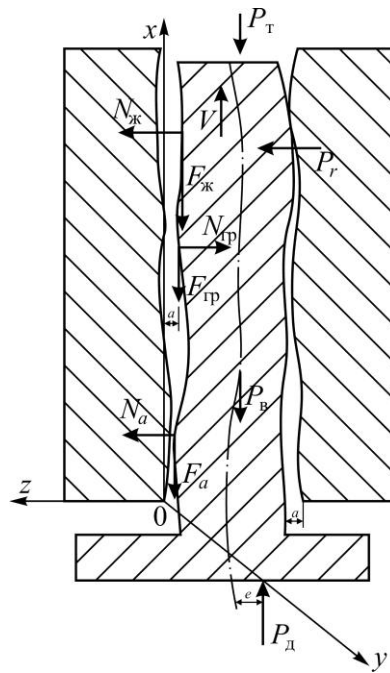


Рис. 4.1. Триботехнічна модель пари плунжер – втулка паливного насоса високого тиску

Розглянемо сили, що діють на плунжер: P_T – сила, що зумовлена стисненням палива; P_M – сила ваги насосного елемента; P_D – рушійна сила плунжера; P_r – неврівноважена радіальна сила; e – ексцентриситет – відстань між віссю прикладення рушійної сили P_D і геометричною віссю плунжера; a – технологічний зазор.

Під час руху насосного елемента між плунжером і втулкою діють сили: F_a – сила опору зрушенню, що виникає на адгезійних контактах у зоні тертя; F_{TP} – сила опору зрушенню орієнтаційно впорядкованого шару палива; F_J – сила в'язкого тертя в шарі палива з об'ємними властивостями; N_J – гідродинамічна підйомна сила, що виникає на мікроклінах шорсткостей поверхні; N_{TP} – сила, що зумовлена розклинюючим тиском у пристінному орієнтаційно впорядкованому шарі палива; N_a – сила, що зумовлена молекулярною взаємодією на адгезійних контактах. Сили F_a і F_{TP} діють віссю плунжера, а сили N_a і F_{TP} – радіусом.

Зсув плунжера в радіальному напрямку відбувається під дією сили P_r , що приводить до виникнення адгезійних контактів N_a і F_a у прецизійній парі

втулка – плунжер. Їм протидіють сили опору граничного шару палива $N_{гр}$ і $F_{гр}$, що діють в осьовому і радіальному напрямку. Таким чином, граничний шар сприяє активації пружнодемпфуючих властивостей палива, знижуючи кількість адгезійних контактів і зменшуючи втрати на тертя. У свою чергу адгезійні контакти сприяють зростанню сили тертя і підвищенню втрат енергії на забезпечення руху плунжера.

У тому випадку, коли відстань у сполученні плунжер – втулка знаходиться в межах технологічного зазору, а процес мащення цих поверхонь відбувається в режимі гідродинамічного мащення, робота паливної апаратури триває в «штатному» режимі. Однак в реальних умовах відбувається порушення умов рідинного тертя, чому сприяють зміщення і перекиє плунжера в зазорі, зміна в'язкості палива, вплив знакозмінних тисків, зміна швидкості відносного переміщення тертьових поверхонь, засміченість палива абразивними домішками. Наслідком цього є перехід гідродинамічного тертя і змащування у граничний, при цьому на надійність роботи пари плунжер-втулка починає впливати саме анізотропний шар палива, що характеризується впорядкованістю молекул [30].

Серед характеристик палив, традиційно відзначається лише їхня здатність до самозаймання і згоряння в циліндрі дизеля, при цьому рідко приділяється увага ще одній їх характеристиці – мастильній здатності. Причому саме мастильна здатність забезпечує якісну і надійну роботу паливної апаратури дизеля, яка у свою чергу є одним з відповідальних вузлів двигуна. Поняття «мастильної здатності» палива не актуальне для «об'ємних зон» паливної системи (трубопроводів перекачування, фільтрів, сепараторів і т.п.), за винятком, можливо, гвинтових і шестерних паливних насосів. Однак для елементів паливної апаратури високого тиску, де зазор між контактуючими поверхнями визначається декількома мікрометрами, поняття «мастильна здатність палива» є одним з визначальних. При цьому суттєву роль у процесі тертя починає відігравати орієнтаційна впорядкованість

молекул граничного змащувального шару (ГЗШ), що визначає його механічні (у тому числі антифрикційні та протизносні) властивості. Підвищення ступеня орієнтаційної впорядкованості в граничному змащувальному шарі призводить до зниження неминучих втрат на тертя і зменшення зносу. Крім того, у граничних шарах виникає позитивний розклинюючий тиск, величина якого визначається ступенем орієнтаційної впорядкованості молекул і товщиною шару, а його наявність перешкоджає безпосередньому контакту поверхонь [31, 32].

Відмінною характеристикою морських палив (на відміну від палив, які використовуються в автомобільному транспорті) є їхня підвищена в'язкість. Причому, враховуючи виконання паливом мастильних функцій, її значення може змінюватися залежно від умов забезпечення режиму тертя подібно до змін в'язкості мастила [33]. При цьому підвищена в'язкість палива забезпечує його кращу мастильну здатність [34, 35].

Морські сорти палива, які використовуються в суднових дизелях, являють собою механічну суміш різних вуглеводнів (С-Н групи), сірки і її сполук (S-R групи), води і золи, а також включають до свого складу органічні кислоти, смоли, поверхнево активні і інші елементи [34]. Комплексна взаємодія цих компонентів за умов каталізуючого впливу металевої поверхні змінює властивості палива, що знаходиться в безпосередній близькості біля поверхні пари тертя плунжер – втулка, і створює тонкі мікронні прошарки. Ці прошарки характеризуються орієнтаційною впорядкованістю молекул, що призводить до анізотропії ряду їх властивостей. У зв'язку з цим, палива, як і мастила, утворюють на металевих поверхнях граничну фазу орієнтованої наноструктури, товщина якої може досягати декількох мікрон [36, 37].

4.2. Використання наноорганічних покриттів для зниження механічних навантажень на поверхнях плунжерів паливних насосів високого тиску

Найхарактернішим вузлом ДВЗ (як одного з елементів СПК морського або річкового засобу транспорту) в якому спостерігаються високі динамічні навантаження є ПНВТ. ТС плунжер ПНВТ – паливо – втулка ПНВТ саме паливо виконує функції мастильного матеріалу [38, 39].

Для прецизійних пар паливної апаратури високого тиску як метод, що сприяє зниженню механічних навантажень на поверхнях, може бути рекомендовано використання наноорганічних покриттів (епіламів). Як робоче середовище для процесу використання епіламів широкого поширення набули розчини перфторполіефіркіслоти загального вигляду $Rf-COOH$ (Rf – радикал, що містить фтор) у хладачах. Під час використання епіламів на поверхні твердого тіла утворюється плівка товщиною до 30 нм, яка не впливає на дислокаційну структуру і твердість металу, а її поверхнева енергія залежить від виду епіламу і не залежить від епіламованого матеріалу. Основна функція епіламованого шару полягає в утриманні мастильного матеріалу в зоні тертя енергетичним бар'єром на межі «метал – епілам». Це досягається за рахунок збільшення крайових кутів змочування рідини, що знаходиться біля поверхні металу, вкритого шаром епілама (рис. 4.2), а також за рахунок переспрямованості вектора дії сили поверхневого натягу рідини. При цьому збільшується товщина граничного мастильного шару і його несуча здатність [40, 41]. Застосування методу використання епіламів для прецизійної пари плунжер-втулка ПНВТ не отримало широкого поширення в елементах суднових технічних засобів. Це, в тому числі, пов'язано з консервативністю суднової енергетики як науки і прагненням суднового екіпажу уникнути додаткових ризиків, що виникають при запровадженні інноваційних ідей. Особливо це стосується таких відповідальних вузлів, як

паливна апаратура високого тиску. Однак, за умови якісних попередніх досліджень, а також у разі дотримання технології нанесення епіламів на поверхні елементів паливної апаратури високого тиску, можна створити умови, що сприяють підвищенню їх експлуатаційних характеристик та економічності роботи дизелів.

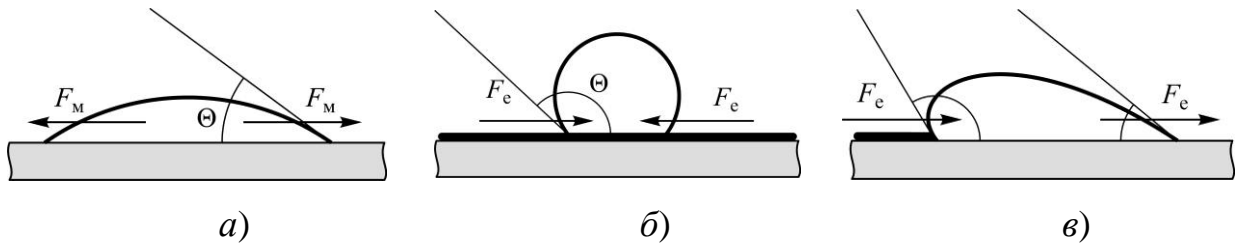


Рис. 4.2. Крайовий кут змочування і напрямок вектора сили поверхневого натягу рідини:

а) паливо на поверхні металу; б) паливо на поверхні епілама; в) паливо на межі метал – епілам;

Θ – крайовий кут змочування; F_M , F_e – сили поверхневого натягу на металі та епіламі, відповідно

4.3. Дослідження впливу органічних покриттів на характеристики прецизійної пари плунжер – втулка ПНВТ

Дослідження з визначення впливу органічних покриттів на енергетичну ефективність прецизійної пари плунжер – втулка ПНВТ виконувалися в наступній послідовності:

- розробка технології нанесення епіламів на поверхні плунжерів ПНВТ;
- визначення товщини наночарів епіламу, адсорбованого на металевій поверхні;

- вивчення впливу наночарів епіламу на утворення граничного шару палива;
- визначення трибо-технічних характеристик трибологічної системи плунжер-паливо-втулка ПНВТ.

Під час проведення експериментів були використані наступні епілами Polisam-05, Polisam-20МСК і Akwaline, що мають максимальну температуру експлуатації 450°C і допускають короткочасну експлуатацію до температури 700°C. Технологія нанесення епіламів на поверхню плунжера ПНВТ полягала в наступному. Спочатку поверхні очищувалися від сторонніх домішок. Далі проводилося їх знежирення в озонобезпечному хладоні-116 (C_2F_6) шляхом об'ємного занурення з подальшим висушуванням. Після цього при температурі навколишнього середовища проводилося безпосередньо нанесення епіламів шляхом занурення плунжерів [42].

Для визначення товщини шару епіламу, що адсорбується на поверхні плунжера ПНВТ, і товщини граничного мастильного шару палива, що утворюється на поверхні металу, який вкритий епіламом, проводилися попередні лабораторні дослідження. Як аналог поверхні плунжера використовувалася відполірована металева поверхня (сталь ШХ15), яка шляхом об'ємного занурення вкривалася шаром епіламу. Час перебування сталеві поверхні в об'ємі епіламу варіювався в діапазоні 2...10 хв, після чого поверхні висушувалися при температурі 20°C. Товщина таким чином адсорбованого на металевій поверхні шару епіламу визначалася на еліпсометричній установці, принципова схема якої показана на рис. 4.3.

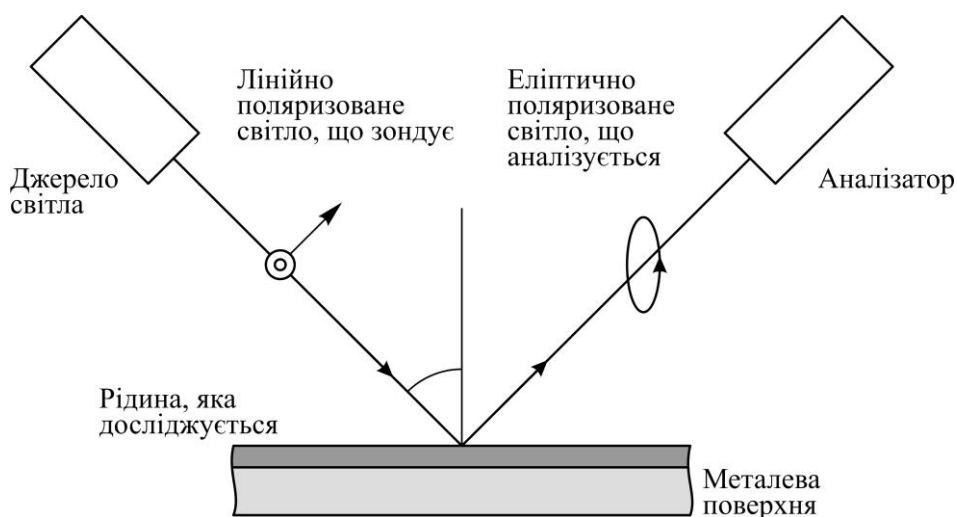


Рис. 4.3. Принципова схема еліпсометричної установки

Еліпсометрія є одним з найбільш поширених методів визначення товщини плівок (прозорих для оптичного випромінювання) за допомогою аналізу кутів відбиття світла від чистої поверхні і від поверхні з нанесеним покриттям. Результати, отримані під час вимірювання, наведені в таблиці 4.1 [43].

Таблиця 4.1. Результати з визначення адсорбованої товщини шару епіламу

Час знаходження металевої поверхні в розчині епіламу, t , хв	Товщина адсорбованого шару епіламу, h , мм		
	Polisam-20MCK	Akwaline	Polisam-05
2	6,3	9,1	10,7
4	10,4	13,3	14,3
6	12,3	16,2	14,5
8	12,4	17,6	14,6
10	12,5	18,7	14,6

Номограма, що характеризує товщину адсорбованої плівки різних епіламів залежно від часу їх нанесення, показана на рис. 4.4.

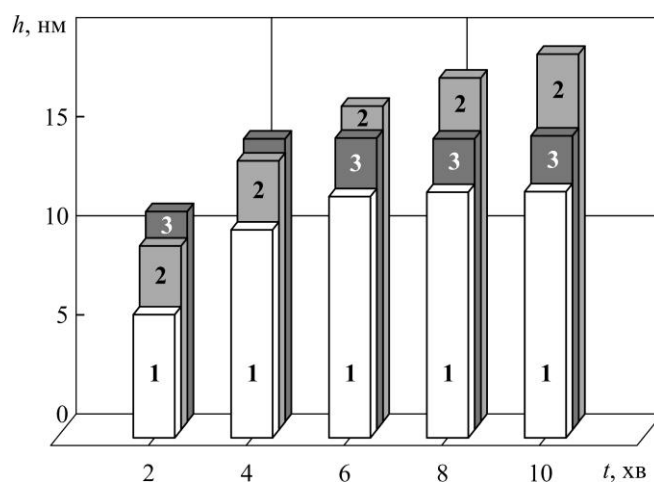


Рис. 4.4. Залежність товщини органічної плівки від часу знаходження металевої поверхні в різних епіламах:

1 – Polisam-05; 2 – Polisam-20MCK; 3 – Akwaline

Як видно з наведених даних (таблиця 4.1 і рис. 4.4), після 6...10 хв знаходження металевої поверхні в розчині епіламу товщина адсорбційної органічної плівки на металевій поверхні стабілізується і для різних зразків коливається в діапазоні $h=12,5...18,7$ нм. Використання епіламів сприяє утворенню граничних мастильних шарів підвищеної (порівняно з поверхнею, на яку не наносились епілами) товщини. Схема утворення граничних шарів із нанесенням на металеву поверхню фторорганічних сполук показана на рис. 5.4, а визначення їхньої товщини може бути виконано способом еліпсометрії (див. рис. 4.3).

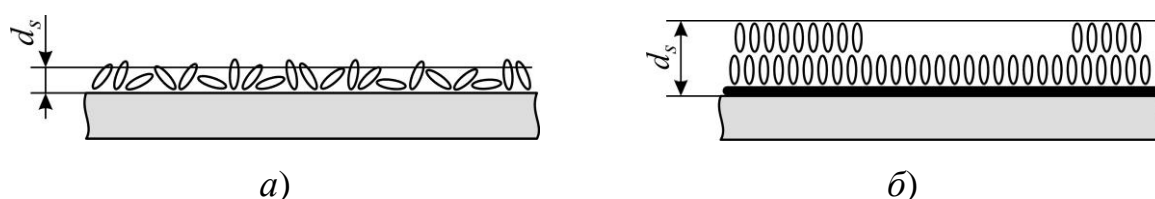


Рис. 4.5. Утворення граничного змащувального шару на різних поверхнях:

а) без використання епіламу; б) із використанням епіламу

Результати даних експериментів наведені на рис. 4.6.

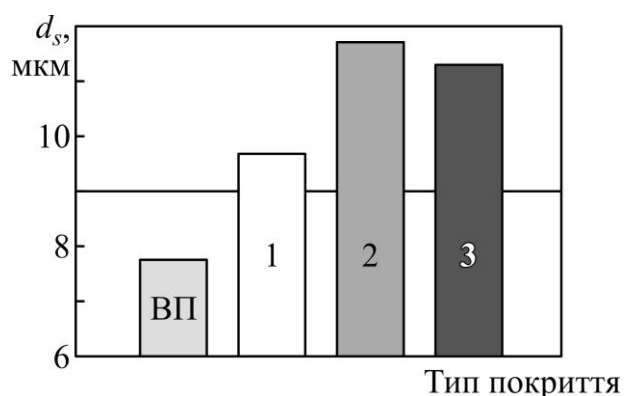


Рис. 4.6. Зміна товщини граничного шару палива уразі нанесенні епіламів на металеву поверхню:

ВП – відсутність покриття (безпосередня товщина граничного шару важкого палива); 1 – Polisam-05; 2 – Polisam-20MCK; 3 – Akwaline

На рис. 4.6 під позначенням ВП мається на увазі безпосередня товщина граничного шару «чистого» важкого палива, що утворюється на металевій поверхні, а під цифрами 1, 2, 3 – товщина граничного шару важкого палива, що утворюється на тій самій поверхні при її покритті шаром епіламу. Як випливає з наведених результатів, використання епіламів забезпечує 1,47...1,52 кратне збільшення товщини граничного шару палива [44].

Енергетична ефективність будь-якої трибологічної системи оцінюється величиною втрат, до яких відносяться: втрати енергії на тертя (визначені коефіцієнтом тертя) і втрати матеріалу в результаті руйнування поверхонь тертя (визначені інтенсивністю зношування). Тому подальші дослідження розглянутого способу зниження енергетичних втрат під час тертя за рахунок керування структурою мастильного шару палива полягали у визначенні зносу поверхонь плунжерів, які були покриті шаром епіламу, а також тих, що знаходяться у звичайному стані.

4.4. Дослідження впливу органічних покриттів на знос плунжерів паливних насосів високого тиску

Дослідження виконувалися на судновому дизелі 6L18 MAN-Diesel.

На плунжера ПНВТ, що забезпечують подачу палива в циліндри №№ 1 і 4, не наносилися шари епіламу. Як покриття поверхонь плунжерів ПНВТ використовувалася фторорганічні рідини Polisam-20MCK (яка наносилась на плунжера ПНВТ №№ 2 і 5) і Akwaline (яка наносилась на плунжера ПНВТ №№ 3 і 6). Згідно з попередніми дослідженнями, використання цих епіламів сприяє утворенню орієнтаційно впорядкованих граничних шарів найбільшої товщини (див. рис. 4.5).

Через проміжки часу, що відповідали 380, 820, 1210, 1640 і 2180 годинам роботи дизеля (тривалість яких спричинялася умовами експлуатації, що дозволяють виконати зупинку дизеля і ревізію його ПНВТ) виконувалося визначення площі зносу поверхні плунжерів (як із шаром епіламу, так і таких, що працюють без нанесення цього покриття). Після чого отримані значення для кожної групи плунжерів усереднювалися, а дизелі знову вводилися в експлуатаційний режим роботи [45]. Результати досліджень наведені в таблиці 4.2 і узагальнені у вигляді номограми на рис. 4.7.

Таблиця 4.2. Результати вимірювання зносу плунжерів ПНВТ

Час роботи плунжера, години	Площа зносу поверхні плунжера, мм ²		
	без нанесення епіламу	з нанесенням шарів епіламу	
		Polisam-20MCK	Akwaline
380	129	98	94
820	153	103	99
1210	181	113	116
1640	209	121	126
2180	224	124	128

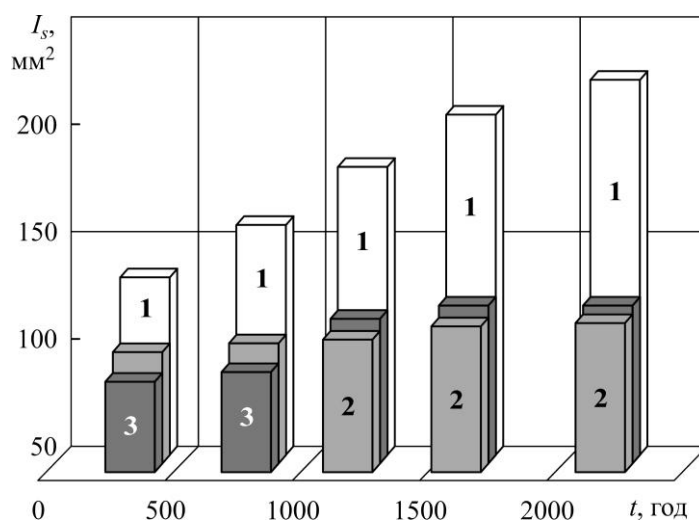


Рис. 4.7. Залежність зносу I_s плунжерів ПНВТ від часу роботи t

суднового дизеля 6L18 MAN-Diesel:

- 1 – для плунжера без використання епіламу;
- 2 – для плунжера з нанесеним шаром епіламу Polisam-20МСК
- 3 – для плунжера з нанесеним шаром епіламу Akwaline

Під час проведення експериментів через кожні 100 годин роботи проводилося періодичне індиціювання дизеля. При цьому циліндри з однотипним станом плунжерів ПНВТ (без використання епіламу, з нанесеним шаром епіламу Polisam-20МСК, з нанесеним шаром епіламу Akwaline) по черзі відключалися і за зміною частоти обертання виконувалася оцінка розподілу навантаження по циліндрах дизеля. У результаті було встановлено, що при зміні стану поверхонь плунжерів за рахунок використання епіламів навантаження на різні циліндри дизеля не змінюється. Результати вимірювань наведені на рис. 5.6, з якого випливає, що реалізація в граничних шарах палива орієнтованої структури молекул і управління їх товщиною за рахунок додаткового нанесення епіламів на прецизійні поверхні дозволяє значною мірою знизити зношування плунжерних пар ПНВТ, підвищивши у такий спосіб надійність і довговічність роботи даного вузла дизеля. Зменшення зносу прецизійної пари тертя плунжер – втулка ПНВТ також свідчить про зниження неминучих незворотних енергетичних витрат на забезпечення роботи цих елементів і підтверджує ефективність застосування методу використання епіламів [41].

4.4. Висновки за розділом 4

Як результат досліджень, що наведені у розділі 4 визначимо наступне.

1. В умовах підвищених динамічних навантажень стан прецизійних пар паливної апаратури високого тиску поступово погіршується. Для підтримки технічного стану поверхонь плунжерів ПНВТ доцільно виконувати управління реологічними характеристиками палива та триботехнічними характеристиками поверхонь ПНВТ.

2. Експлуатація трибологічної систем плунжер – втулка ПНВТ відбувається в режимі граничного тертя, а шар палива, що розділяє їх поверхні, виконує функції мастильного матеріалу.

3. Для прецизійної пари паливної апаратури високого тиску плунжер-втулка як метод, що сприяє зниженню контактних навантажень, які виникають на їх поверхнях, може бути використано нанесення епіламів. Товщина шару епіламу на поверхні плунжерів ПНВТ складає 12,5...18,7 нм, а час, необхідний для його адсорбції, не перевищує 10 хв. Наночар епіламів, нанесений на металеву поверхню, призводить до ~1,5-кратного збільшення товщини граничного шару палива, що сприяє підвищенню пружних властивостей і розклинювального тиску палива між втулкою та плунжером.

4. Нанесення органічних покриттів на поверхні прецизійних пар ПНВТ сприяє підвищенню енергетичної ефективності даної трибологічної системи, що (залежно від часу експлуатації ДВЗ) визначається у 24,0...44,6%-му зниженні зносу плунжерів.

5. Нанесення епіламів відноситься до категорії сучасних нанотехнологічних методів, вимагає попередніх досліджень щодо визначення оптимальних видів органічних покриттів і часу їх нанесення на прецизійні поверхні, але при цьому не викликає додаткових трудовитрат під час його використання на морських і річкових суднах, підвищує енергетичну ефективність трибологічних систем ДВЗ і може враховуватися під час розробки методики визначення параметрів СЕУ.

5. ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

Близько 90 % транспортних перевезень вантажів у світі припадає на морську галузь, що визначається, в першу чергу, їх високою економічністю. При цьому, однак, згідно дослідження ІМО, рівень забруднення атмосфери продуктами згоряння постійно зростає. Тому при проектуванні нових і модернізації діючих суден ІМО запропоновані заходи щодо зниження шкідливих викидів за рахунок підвищення ефективності СЕУ. Дане завдання може вирішуватися на основі виробництва більш досконалих конструкцій корпусу судна, а так само розробки нових спеціалізованих агрегатів і пристроїв, що сприяють значному зниженню споживання палива СЕУ.

З 1 січня 2013 року відповідно до положень Резолюції ІМО МЕРС.203 (62)(9) вступили в силу нові правила Конвенції МАРПОЛ, спрямовані на підвищення енергоефективності суден. На всі нові судна, побудовані після 1 січня 2013 поширюється вимога щодо розрахунку «Експлуатаційної коефіцієнта енергоефективності судна», а для суден, що перебувають в експлуатації, з цієї дати вводиться вимога по наявності на борту «Плану управління енергоефективністю судна (ПУЕС) / Ship Energy Efficiency Management Plan (SEEMP)».

Відповідно до поправок до Правила 22 Додатка VI до Конвенції МАРПОЛ наявність на борту судна ПУЕС є однією з підстав для отримання судном міжнародного сертифікату енергоефективності.

Вимоги до енергоефективності нових суден (в частині відповідності ними конструктивного коефіцієнту енергетичної ефективності – ККЕЕ) викладені у відповідній методиці ІМО. Коефіцієнт враховує не тільки потужність силової суднової установки, а й загальні дані судна [47].

Вимоги ІМО поширюються на морські судна та судна типу «річка-море», які здійснюють рейси за межі територіальних вод. Однак, на засіданні комітету ІМО в нові правила була внесена обмовка: будь-яка адміністрація прапора може дати своїм суднам виключення з даного правила. Але при цьому в тих країнах, де система енергоефективності суден діє беззастережно, такий флот виявиться неконвенційним.

Розрахунок ККЕЕ проводиться за загальною методикою, наведеною ІМО в керівництві МЕРС 62/24/Add.1. Потім судно перевіряється морською адміністрацією держави або її уповноваженим органом – Регістром судноплавства. Після успішної перевірки судну видається Міжнародний сертифікат з енергоефективності.

У загальному вигляді формулу розрахунку ККЕЕ можна представити таким чином:

$$ККЕЕ = \frac{\text{кількість викидів } CO_2}{\text{виконана транспортна робота}}.$$

Кількість викидів CO_2 визначається за витраченого за рейс паливу певного сорту. У свою чергу, витрата палива СЕУ базується на потужності двигунів пропульсивного комплексу на певному експлуатаційному режимі та інших споживачів палива на судні [48].

Вироблена транспортна робота судном визначається його конструктивними особливостями, об'ємом вантажних відсіків і швидкістю судна, заміряний при максимальному завантаженні по літню вантажну марку і 75% потужності ГД.

Максимальна величина $K_{KE(MAX)}$ задається статечної емпіричною формулою залежно від типу судна і його дедвейту:

$$K_{KE(MAX)} = a_i \cdot Dw_{(i)(j)}^{-c_i},$$

де a_i, c_i – емпіричні коефіцієнти i -го типу судна $i = 1...7$

$$a_i = \begin{cases} 961,8 \\ 1120 \\ 1218 \\ 174,2 \\ 107,5 \\ 227 \\ 1219 \end{cases} \quad c_i = \begin{cases} 0,477 & \text{для } i = 1 - \text{балкера,} \\ 0,456 & \text{для } i = 2 - \text{газовоза,} \\ 0,488 & \text{для } i = 3 - \text{танкера,} \\ 0,201 & \text{для } i = 4 - \text{контейнеровоза,} \\ 0,216 & \text{для } i = 5 - \text{універсального,} \\ 0,244 & \text{для } i = 6 - \text{рефрижераторного,} \\ 0,488 & \text{для } i = 7 - \text{комбінованого судна;} \end{cases}$$

$Dw_{(i)(j)}$ – j -й дедвейт i -го типу судна.

Розрахункове значення коефіцієнта енергетичної ефективності судна ККЕЕ визначається за наступною формулою:

$$K_{\text{КЕ(роз)}} = \left\{ \left(\prod_{j=1}^M f_j \right) \left(\sum_{i=1}^{nME} P_{ME(i)} \cdot C_{FME(i)} \cdot SFC_{ME(i)} \right) + (P_{AE} \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE}) + \right. \\ \left. + \left[\left(\prod_{j=1}^M f_j \right) \left(\sum_{i=1}^{nPTI} P_{PTI(i)} - \sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{AE_{eff(i)}} \right) \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE} \right] - \right. \\ \left. \left(\sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{eff(i)} \cdot C_{FME} \cdot SFC_{ME} \right) \right\} / f_i \cdot Capacity \cdot V_{ref} \cdot f_w$$

У загальному випадку, ККЕЕ (розрахунковий) прямо пропорційний витраті палива усіма судновими споживачами з урахуванням утилізації тепла та інших енергозберігаючих конструкційних заходів і обернено пропорційний роботі судна з перевезення вантажів.

Формула для визначення ККЕЕ містить наступні складові:

а) витрати пов'язані з головними двигунами (потужність ГД, витрата палива і викиди CO_2)

$$\left(\prod_{j=1}^M f_j \right) \left(\sum_{i=1}^{nME} P_{ME(i)} \cdot C_{FME(i)} \cdot SFC_{ME(i)} \right),$$

де $\sum_{i=1}^{nE} P_{ME(i)}$ – сумарна потужність ГД, кВт;

$C_{FME(i)}$ – питомий (масовий) вміст CO_2 при повному згорянні вуглецю в паливі, витраченому ГД, $\frac{\text{тонн углероду}}{\text{тонн палива}}$;

$SFC_{ME(i)}$ – питома ефективна витрата палива на ГД, кг/(кВт·г);

b) витрати, що пов'язані з дизель-генераторами (потужність ДГ, витрата палива і викиди CO_2)

$$P_{AE} \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE},$$

P_{AE} – потужність ДГ на ходовому режимі судна, кВт;

C_{FAE} – питомий (масовий) вміст CO_2 при повному згорянні вуглецю в паливі, витрачених ДГ, $\frac{\text{тонн углероду}}{\text{тонн палива}}$;

SFC_{AE} – питома ефективна витрата палива на ДГ, кг/(кВт·г);

c) енергозберігаючі технології для допоміжних установок

$$\left(\prod_{j=1}^M f_j \right) \left(\sum_{i=1}^{nPTI} P_{PTI(i)} - \sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{AEff(i)} \right) \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE},$$

d) енергозберігаючі технології для головних установок

$$\sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{eff(i)} \cdot C_{FME} \cdot SFC_{ME},$$

e) робота судна з перевезення вантажів

$$f_i \cdot Capacity \cdot V_{ref} \cdot f_w,$$

f_i – коефіцієнт вантажомісткості для суден (крім льодового класу) приймається рівним 1;

$Capacity$ – дедвейт судна, тонн;

f_w – безрозмірний коефіцієнт, котрий вказує на зниження швидкості судна при хвилюванні і хитавиці (визначається на ходових випробуваннях або розрахунковим шляхом, або приймається рівним 1 до уточнення);

V_{ref} – експлуатаційна швидкість судна, вузли.

Значення питомого (масового) вмісту CO_2 при повному згорянні вуглецю в паливі наведені у таблиці 6.1.

Таблиця 6.1. Характеристики палив, що використовуються на суднах

№	Тип палива	Примітка	Вміст вуглецю, г/л	$C_F, \frac{\text{тонн } CO_2}{\text{тонн палива}}$
1	Diesel/Gas Oil	ISO 8217	0,8744	3,2206
2	Light Fuel Oil (LFQ)	ISO 8217	0,8594	3,151
3	Heavy Fuel Oil (HFO)	ISO 8217	0,8493	3,114
4	Liquefied Petroleum Gas (LPG)	Propane Butane	0,8182... 0,8264	3,00...3,003
5	Liquefied Natural Gas (LNG)	–	0,7500	2,750

Як видно з формули для ККЕЕ, у розрахунках не враховується витрата палива на виробництво пари ВК, тобто пар генерується тільки в утилізаційному котлі.

Дані, необхідні для розрахунку ККЕЕ наведені в таблиці 6.2.

Таблиця 6.2. Вихідні дані для розрахунку ККЕЕ

Тип судна	Універсальне
Загальна довжина, м	169,5
Довжина між перпендикулярами, м	155,9
Ширина, м	21,78
Осадка, м	8,26
Дедвейт, тонн	16175
Головний двигун	6S46MC MAN-B&W
Максимальна тривала потужність (MCR), кВт і питома ефективна витрата палива, г/(кВт·г)	7290, 174
Потужність, кВт і витрата палива, г/(кВт·г) ГД при 0,75 (MCR)	5468 171
Кількість ГД	1
Використовуване паливо ISO 8217-2010	RMK380
Питома теплотворна здатність палива, кДж/кг	41868
Допоміжні двигуни	6L23/30 фірми MAN B&W
Максимальна тривала потужність (MCR), кВт і витрата палива (г/кВт·г)	990 кВт, 186
Кількість ДГ	3
Використовуване паливо	RMK 380
Питома теплотворна здатність палива, кДж/кг	41868
Вихідна потужність ДГ, кВт	182
Швидкість судна при літній осадці і 75% потужності ГД на глибокій воді, вузли	17,3

Потужність допоміжних двигунів необхідна для підтримки тривалого максимального ходового навантаження

$$P_{AE} = \begin{cases} 0,025 \sum_{i=1}^{n(ME)} MCR_{ME(i)} + 250 & \text{при } MCR_{ME} > 10000 \text{ кВт} \\ 0,05 \sum_{i=1}^{n(ME)} MCR_{ME(i)} & \text{при } MCR_{ME} < 10000 \text{ кВт} \end{cases} .$$

$$P_{AE} = 0,025 \cdot 7290 = 182 \text{ кВт}.$$

Значення максимального $K_{KE(MAX)}$

$$K_{KE(MAX)} = 107,5 \cdot 16175^{-0,216} = 13,25 \frac{\text{гСО}_2}{\text{ТОНН} \cdot \text{МИЛЮ}}.$$

Розрахункове значення ККЕЕ визначимо за формулою

$$K_{KE(роз)} = \frac{(\sum_{i=1}^{nE} P_{ME(i)} \cdot C_{FME(i)} \cdot SFC_{ME(i)}) + P_{AE} \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE}}{f_i \cdot Capacity \cdot f_W \cdot V_{ref}},$$

$$K_{KE(роз)} = \frac{1 \cdot 5468 \cdot 3,114 \cdot 172 + 182 \cdot 3,114 \cdot 183}{1 \cdot 16175 \cdot 1 \cdot 17,3} = 10,84 \frac{\text{гСО}_2}{\text{ТОНН} \cdot \text{МИЛЮ}}.$$

З наведеного розрахунку видно що значення $K_{KE(роз)}$ при заданих параметрах нижче $K_{KE(MAX)}$, що забезпечує вимоги до енергетичної ефективності судна.

ВИСНОВКИ

Магістерське наукове дослідження спрямоване на розв'язання науково-прикладного завдання – підвищенню функціональних характеристик паливних насосів високого тиску суднових дизелів.

Головний науковий результат магістерського наукового дослідження полягає у визначенні характеру зміни функціональних характеристик паливних насосів високого тиску від характеристик трибологічної системи плунжер ПНВТ – паливо – втулка ПНВТ.

Основні наукові та практичні результати магістерського наукового дослідження.

1. Одним з варіантів підвищення циклової подачі палива в окремі циліндри на часткових режимах роботи є їх відключення. Регулювання паливоподачі на часткових режимах роботи дизеля може бути здійснене за допомогою спеціальних профілів плунжерів ПНВТ, що дозволяють при падінні навантаження на дизель підвищувати циклову подачу в деяких циліндрах, а в інших повністю відключати подачу палива. Вказаний варіант відрізняється простотою технології виготовлення. Методика управління подачею палива дизеля зберігається, тобто при звичайному русі паливної рейки автоматично відбувається перерозподіл подачі палива в циліндри дизеля за рахунок різної конструкції плунжерів. Вказаний методо забезпечує:

- економію палива при відключенні тільки одного циліндра залишає 3...5 %;
- під час відключення більшої кількості циліндрів економія може досягати 15...20 %.

2. В умовах підвищених динамічних навантажень стан прецизійних пар паливної апаратури високого тиску поступово погіршується. Для підтримки технічного стану поверхонь плунжерів ПНВТ доцільно виконувати

управління реологічними характеристиками палива та триботехнічними характеристиками поверхонь ПНВТ.

3. Експлуатація трибологічної систем плунжер – втулка ПНВТ відбувається в режимі граничного тертя, а шар палива, що розділяє їх поверхні, виконує функції мастильного матеріалу. Для прецизійної пари паливної апаратури високого тиску плунжер-втулка як метод, що сприяє зниженню контактних навантажень, які виникають на їх поверхнях, може бути використано нанесення спеціальних органічних покриттів (епіламів), при цьому:

- товщина шару епіламу на поверхні плунжерів ПНВТ складає 12,5...18,7 нм, а час, необхідний для його адсорбції (нанесення на поверхню), не перевищує 10 хв;

- нанесення на металеву поверхню, призводить до ~1,5-кратного збільшення товщини граничного шару палива, що сприяє підвищенню пружних властивостей і розклинювального тиску палива, що розділяє прецизійну пару втулка-плунжер ПНВТ;

- знижується механічні втрати даної трибологічної системи, що (залежно від часу експлуатації ДВЗ) визначається у 24,0...44,6%-му зниженні зносу плунжерів.

4. Підвищення функціональних характеристик паливних насосів високого тиску досягається управлінням процесом паливоподачі та оптимізацією триботехнічних характеристик прецизійної пари втулка – плунжер ПНВТ.

5. Нанесення органічних покриттів на поверхні прецизійних пар ПНВТ сприяє підвищенню енергетичної ефективності даної трибологічної системи, що (залежно від часу експлуатації ДВЗ) визначається у 24,0...44,6%-му зниженні зносу плунжерів. Це явище набуває додаткової актуальності під час експлуатації суднових дизелів на часткових режимах, в умовах зменшення швидкості пересування плунжера та збільшення зсувних навантажень.

6. Нанесення епіламів відноситься до категорії сучасних нанотехнологічних методів, вимагає попередніх досліджень щодо визначення оптимальних видів органічних покриттів і часу їх нанесення на прецизійні поверхні, але при цьому не викликає додаткових трудовитрат під час його використання на морських і річкових суднах, підвищує енергетичну ефективність трибологічних систем ДВЗ і може враховуватися під час розробки методики визначення параметрів СЕУ.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Madey V.V. Usage of biodiesel in marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7–8 (July – August). – P. 18-21. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-18-21>.

2. Сагін С.В., Куропятник О.А. Аналіз впливу біодизельного палива на екологічні та економічні показники роботи суднових дизелів // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2025. – Вип. 1(42). – С. 180-194. doi.org/10.33298/2226-8553.2025.1.42.21.

3. Мадей В.В., Сагін С.В., Волков О.М. Управління процесом впорскування під час використання в суднових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2024. – Вип. 1(39). – С. 193-205. doi.org/10.33298/2226-8553.2024.1.39.20.

4. Сагін А.С., Сагін С.В. Експериментальне визначення оптимальних фаз подачі палива в циліндр суднових дизелів // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2024. – Вип. 1(39). – С. 206-215. doi.org/10.33298/2226-8553.2024.1.39.21.

5. Заблоцький Ю.В. Підвищення економічності роботи суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 12-16. DOI : [10.31653/smf340.2020.12-16](https://doi.org/10.31653/smf340.2020.12-16).

6. Заблоцький Ю.В. Підвищення паливної економічності суднових дизельних установок // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. Наук. праць, 2020. – № 2(62). – С. 106-119. DOI [10.47049/2226-1893-2020-1-106-119](https://doi.org/10.47049/2226-1893-2020-1-106-119).

7. Миусов М.В. Электронные системы управления главными судовыми двигателями : учебное пособие / М.В. Миусов, В.И. Ланчуковский, Е.М. Оженко. – Одесса: ОНМА, 2013. – 98 с..

8. Карьянский С.А. Двигатели MAN-B&W типа ME с электронным управлением : учебное пособие / С.А. Карьянский, Е.М. Оженко. – Одесса : НУ «ОМА», 2020. – 92 с.

9. Сагін С.В., Сагін А.С. Контроль та діагностування надійності та економічності дизелів морських та річкових засобів транспорту // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 46. – С. 118-131. doi: 10.31653/smf46.2023.118-131.

10. Сагин С.В., Поповский Ю.М., Гребенюк М.Н. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – Вып. 1. – С.102-104.

11. Сагін С.В., Колегаєв М.О., Парменова Д.Г. Зниження ризиків інвазійного забруднення морських акваторії під час експлуатації суден морського та внутрішнього водного транспорту // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 47. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 131-147. doi: 10.31653/smf47.2023.131-147.

12. Руснак Д.Ю., Сагін С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 49-54. DOI : 10.31653/smf340.2020.49-54.

13. Голиков В.А. Методологія наукових досліджень : навчальний посібник / В.А. Голиков, М.А. Козьмініх, О.А. Онищенко. – Одеса : ОНМА, 2014. – 164 с.

14. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Влияние триботехнических свойств топлив на эксплуатационные характеристики судового малооборотного дизеля // Проблемы техники: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 1. – Одесса: ОНМУ. – С. 72-83.

15. Сагін С.В., Куропятник О.А., Руснак Д.Ю., Парменова Д.Г. Зниження емісії оксидів сірки з випускними газами судових дизелів шляхом

ультразвукової обробки палива // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2025. – Вип. 30. – Одеса: НУ"ОМА". – С. 121 – 138. DOI: 10.31653/1819-3293-2025-1-30-121-138.

16. Sagin A.S., Zablotskyi Yu.V. Reliability maintenance of fuel equipment on marine and inland navigation vessels // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7–8 (July – August). – P. 14-17. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-14-17>.

17. Сагін С.В., Куропятник О.А. Визначення оптимальних режимів експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння під час використання біодизельного палива // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2024. – Вип. 48. – С. 100-113. doi: 10.31653/smf48.2024.100-113.

18. Марченко О.О., Сагін С.В. Вдосконалення процесу очищення суднових важких палив // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – 2020. – С. 10-14. DOI : 10.31653/smf341.2020.10-14.

19. Заблоцкий Ю. В. Снижение энергетических потерь в топливной аппаратуре судовых дизелей / Ю. В. Заблоцкий, В. Г. Солодовников // Проблемы техники: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 3. – Одесса : ОНМУ. – С. 46-56.

20. Заблоцкий Ю.В. Зниження теплової напруженості суднових дизелів за рахунок використання присадок до палива // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 76-87.

21. Zablotskyi Yu.V., Sagin A.S. Applying of fuel additives in marine diesel engines // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 5 – 17. doi: 10.31653/smf343.2021.5-17.

22. Сагін С.В. Зниження механічних втрат у суднових середньообертових дизелях за рахунок оптимізації роботи циркуляційних систем мащення // Вісник Одеського національного морського університету :

Зб. наук. праць. – 2020. – Вип. 1(61). – С. 87-96. doi.org 10.47049/2226-1893-2020-1-87-96.

23. Сагін С.В. Зниження механічних втрат у суднових середньообертових дизелях // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 5-11. DOI : 10.31653/smf340.2020.5-11.

24. Заблоцький Ю. В. Підвищення економічності роботи суднових дизелів / Ю. В. Заблоцький // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 12-16. DOI : 10.31653/smf340.2020.12-16.

25. Парменова Д.Г., Кулешов І.М., Калугін В.М. Суднові установки очищення нафтовмісних вод: нормативні вимоги, методи очищення, конструкція та експлуатація: навчальний посібник // Одеса: НУ ОМА. – 2025. – 148 с. <https://doi.org/10.5281/zenodo.18836212>.

26. Popovskii Y.M., Sagin S.V., Khanmamedov S.A., Grebenyuk M.N., Teregerya V.V. Designing, calculation, testing and reliability of machines: Influence of anisotropic fluids on the operation of frictional components. – 1996. – Russ. Eng. Res. № 16. – P. 1–7.

27. Сагін С.В., Парменова Д.Г., Верпека А.О. Підвищення паливної економічності дизелів суден морського транспорту // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2025. – Вип. 50. – С. 102-115. DOI: 10.31653/50.2025.102-115.

28. Сагин С.В. Влияние триботехнических свойств топлив на эксплуатационные характеристики судового малооборотного дизеля / С.В. Сагин, Ю.В. Заблоцкий // Проблемы техники: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 1. – Одесса: ОНМУ. – С. 72-83.

29. Zablotsky Yu.V., Sagin S.V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines // Indian Journal of Science and Technology, Published by Indian

Society of Education and Environment, May 2016. – Vol. 9. – Iss. 20. – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.

30. Сагин С.В. Триботехнические процессы, протекающие в топливной аппаратуре высокого давления судовых дизелей // Проблемы техники: наук.-виробн.журнал. – 2013. – № 2. – Одесса: ОНМУ. – С. 33-42.

31. Сагин С.В. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения / С.В. Сагин, Ю.М. Поповский, М.Н. Гребенюк // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – Вып. 1. – Одесса: ОГМА. – С.102-104.

32. Сагин С.В. Теоретический анализ процессов трения, протекающих в подшипниковых узлах судовых дизелей / С.В. Сагин // Проблемы техники: наук.-виробн.журнал. – 2014. – № 2. – Одесса: ОНМУ. – С. 49-56.

33. Сагін С.В., Сагін А.С. Контроль та діагностування надійності та економічності дизелів морських та річкових засобів транспорту // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 46. – С. 118-131. doi: 10.31653/smf46.2023.118-131.

34. Сагін С.В., Заблоцький Ю.В., Сагін А.С. Підвищення економічності роботи суднових середньооберткових дизелів // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2025. – Вип. 1(42). – С. 166-179. doi.org/10.33298/2226-8553.2025.1.42.20.

35. Sagin S.V. Determining the thickness of the boundary layer lubrication of marine motor oils by optical methods / S.V. Sagin, O.V. Semenov // Science and Education : material of the XIII international research and practice conference, Munich, November 2nd – 3rd, 2016 / publishing office Vela Verlag Waldkraiburg – Munich – Germany. – 2016. – P. 82-89.

36. Сагин С.В. Исследование корреляционной взаимосвязи жидкокристаллических свойств граничных смазочных слоев и реологических характеристик моторных масел судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2014. – № 33. – Одесса : ОНМА. – С. 67-76.

37. Поповский А.Ю., Сагин С.В. Оценка эксплуатационных свойств смазочно-охлаждающих жидкостей судовых технических средств // Автоматизация судовых технических средств: наук.-техн. сборник. – 2016. – Вып. 22. – С. 66-74.

38. Парменова Д.Г. Визначення відповідності суден вимогам щодо енергоефективності та скорочення викидів парникових газів: методичні вказівки до практичних занять з навчальної дисципліни «Моніторинг та виконання вимог Міжнародних морських конвенцій». – Одеса: НУ ОМА, 2025. – 44 с.

39. Мацкевич Д.В., Сагин С.В., Ханмамедов С.А. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 25. – С.109-118.

40. Sagin S., Kuropyatnyk O., Matieiko O., Razinkin R., Stoliaryk T., Volkov O. Ensuring operational performance and environmental sustainability of marine diesel engines through the use of biodiesel fuel // Journal of Marine Science and Engineering. – 2024. – Vol. 12(8). – P. 1440. <https://doi.org/10.3390/jmse12081440>.

41. Голикова В.В., Крайнова В.І., Парменова Д.Г., Сінюта К.О. Особливості ергономіки робочого місця майбутніх фахівців водного транспорту // // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2022. – Вип. 2(36). С. 218-223. doi.org/10.33298/2226-8553.2022.2.36.18.

42. Парменова Д.Г. Систематизация факторов опасности для построения профиля риска судовых работ // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – 2014. – № 1. – С. 30-35.

43. Сагін С.В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури судових дизелів / С.В. Сагін // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 139-149.

44. Заблоцкий Ю.В. Определение механических нагрузок в парах трения топливной аппаратуры судовых дизелей / Ю.В. Заблоцкий // Проблемы техники: наук.-виробн.журнал. – 2014. – № 2. – Одесса: ОНМУ. – С. 57-64.

45. Заблоцкий Ю.В. Использование регулярного микрорельефа для оптимизации работы топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей / Ю.В. Заблоцкий // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: НУ ОМА. – С. 92-101.

46. Сторчеус Е.В. Оптимізація роботи паливної апаратури суднових дизелів під час їх експлуатації на часткових режимах / Е.В. Сторчеус // Матеріали Науково-технічної конференції молодих дослідників «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт». – 19.11.2025. – Одеса: НУОМА. – С. 129-134.

47. Сагін С.В., Колегаєв М.О., Парменова Д.Г. Методичні вказівки для виконання дипломної роботи магістра. – Одеса: НУОМА, 2023. – 56 с.

48. Парменова Д.Г. Визначення відповідності суден вимогам щодо енергоефективності та скорочення викидів парникових газів. Одеса: НУОМА, 2025. – 44 с.