

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ПОКРАЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ СУДНОВОГО ДВИГУНА
ШЛЯХОМ ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ВПОРСКУВАННЯ
ПАЛИВА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Борис ТИМОШЕВСЬКИЙ

Здобувач освіти



Андрій ТОПЧИЙ

Миколаїв 2025

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Загальний вид танкера BRO DELIVERER; Загальний вид машинного відділення
танкера; Поперечний переріз двигуна 6ЧН 16/24; Схема паливної системи двигуна;
Конструкція паливної форсунки

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Оформлення 1 розділу		
2	Оформлення 2 розділу		
3	Оформлення 3 розділу		
4	Оформлення 4 розділу		
5	Оформлення 5 розділу		
6	Оформлення креслень		

Здобувач освіти

Керівник роботи


 (підпис)

Андрій ТОПЧИЙ

(прізвище та ініціали)


 (підпис)

Борис ТИМОШЕВСЬКИЙ

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі розроблений комплекс заходів щодо покращення показників роботи суднового допоміжного двигуна шляхом вдосконалення системи впорскування палива. Розглянуто економічне обґрунтування. Наведені заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 69 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 9 джерел. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: танкер, допоміжний двигун, паливна система, форсунка.

The qualification work presents a set of measures to improve the performance of a ship auxiliary engine by improving the fuel injection system. The economic justification was considered. Measures to ensure occupational safety are also provided.

The qualification work is executed in Ukrainian language on 69 pages of explanatory note. 9 sources are used. The graphic part is presented on 5 drawings of format A1.

Key words: tanker, auxiliary engine, fuel system, nozzle.

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Особливості застосування двигуна 6ЧН 16/24 на танкері BRO DELIVERER.....	5
Розділ 2. Сучасні напрямки вдосконалення систем впорскування палива суднових двигунів.....	23
Розділ 3. Вдосконалення системи впорскування палива двигуна 6ЧН 16/24.....	37
Розділ 4. Економічне обґрунтування.....	58
Розділ 5. Забезпечення вимог охорони праці.....	62
Висновки.....	67
Список використаної літератури.....	69
Додаток А. Загальний вид танкера BRO DELIVERER.....	69
Додаток Б. Загальний вид машинного відділення танкера.....	70
Додаток В. Поперечний переріз двигуна 6ЧН 16/24.....	71
Додаток Г. Схема паливної системи двигуна.....	72
Додаток Д. Конструкція паливної форсунки	73

ВСТУП

Актуальність досліджень у напрямку вдосконалення системи впорскування палива суднового двигуна зумовлена тим, що саме паливоподача найбільш «швидко» й відчутно впливає на економічність, екологічні показники, надійність і ресурс дизеля в реальних експлуатаційних умовах. Суднові енергетичні установки працюють у широкому діапазоні навантажень – від маневрування й роботи в порту до тривалих переходів на часткових режимах – тому стабільне формування суміші та кероване згоряння стають ключовими умовами зменшення питомої витрати палива і зниження токсичності відпрацьованих газів. При цьому зростають вимоги до дотримання міжнародних норм щодо викидів, а будь-яке погіршення процесу розпилення чи змішування одразу призводить до підвищення димності, зростання викидів NOx і твердих частинок, локального перегріву деталей камери згоряння та прискореного зношування циліндро-поршневої групи.

Мета даної роботи – покращення показників роботи суднового допоміжного двигуна шляхом вдосконалення системи впорскування палива.

Задачі що вирішуються у роботі:

1. Аналіз сучасних системи впорскування палива.
2. Вдосконалення паливних форсунок.
3. Оцінка запропонованих рішень, технічні рекомендації та заходи з техніки безпеки.

Об'єкт дослідження – системи впорскування палива.

Предмет дослідження – параметри системи впорскування палива.

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА 6ЧН 16/24 НА ТАНКЕРІ BRO DELIVERER

Опис танкера BRO DELIVERER

Компанія Broström – одна з найстаріших судноплавних компаній Швеції. Флот компанії, що нині налічує майже 40 танкерів, є різноманітним за розмірами та включає середні й великі судна, задіяні у світових перевезеннях, а також менші судна, що працюють у сфері європейської дистрибуції. Саме для цього сегмента експлуатації компанія Skipskonsulent розробила нову серію SK4228AP із чотирьох хімічних/продуктових танкерів дедвейтом 14700 т, які Broström віднесла до так званого D-класу. Норвезька проектно-консультаційна компанія протягом останніх років зміцнила тісні зв'язки з китайськими суднобудівними підприємствами, і ці новобудови розширюють таку співпрацю на верф Jinling. Під час формування проекту пріоритетну увагу було приділено резервуванню систем і екологічним аспектам, а незвичний вибір рушійної установки відображає вимоги судновласника щодо високої надійності та безпеки – характеристик, які дозволили судну отримати додаткове позначення RP від класифікаційного товариства Det Norske Veritas.

Судно BRO DELIVERER (рис. 1.1 – 1.2, табл. 1.1) є однопалубним, з кормовою надбудовою, баком і корпусом подвійної конструкції, що відповідає вимогам льодового класу Ice 1С. Поздовжня центральна перегородка та поперечні гофровані перебірки поділяють вантажний простір на 13 вантажних танків різного об'єму. Кожен танк оснащений занурювальним насосом Framo з нержавіючої сталі продуктивністю 385 м³/год. За умови зовнішнього розташування підсилень палуби та бортового набору в межах подвійного борту внутрішні поверхні танків виконані гладкими та покриті фенол-епоксидним захисним покриттям Tankguard [1].

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд танкера BRO DELIVERER

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

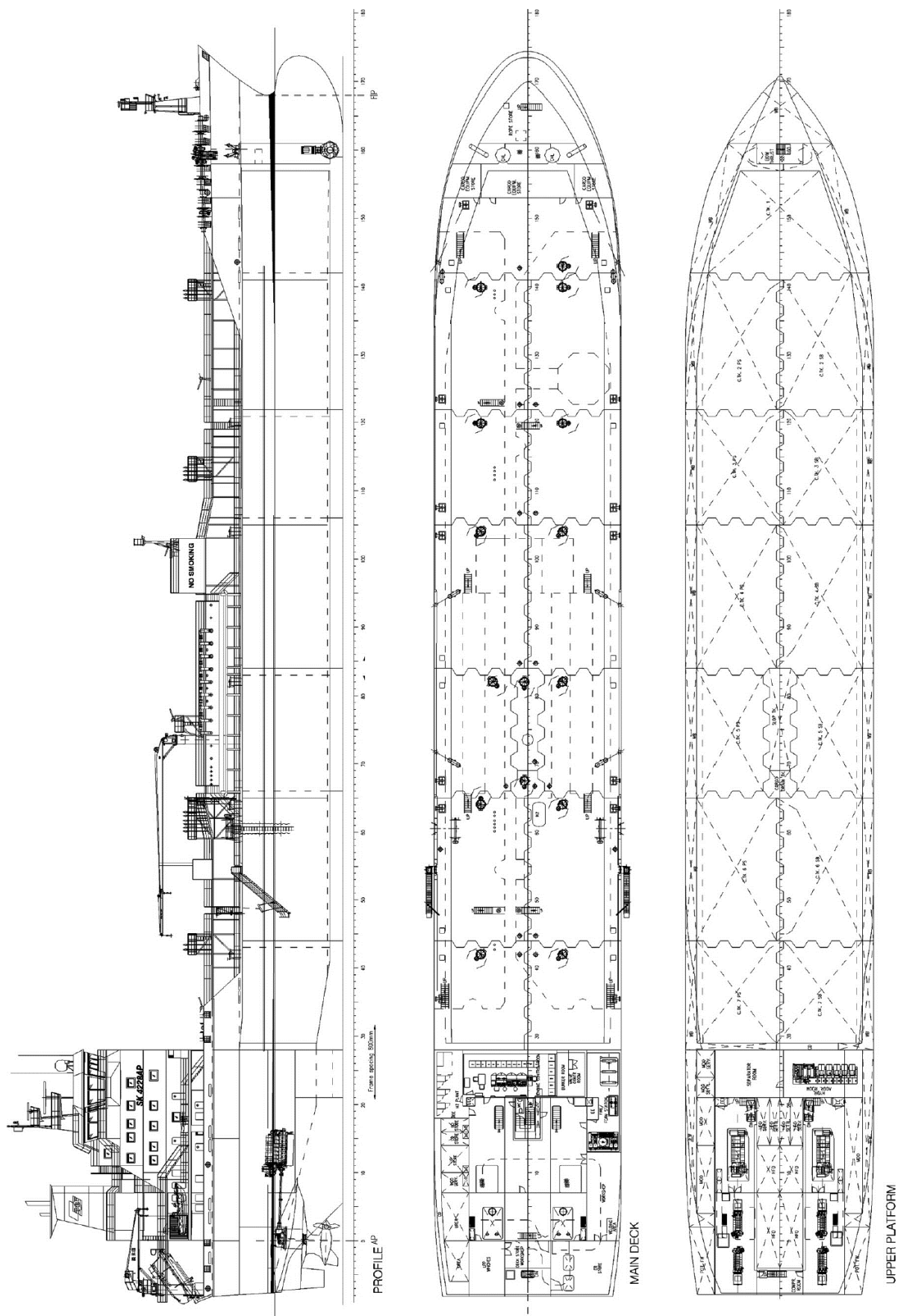


Рисунок 1.2 – Танкер BRO DELIVERER

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221мз.25.11.00.ПЗ

Аркуш

7

Таблиця 1.1 – Головні характеристики танкера

Параметр	Значення
Довжина максимальна, м	146,80
Довжина між перпендикулярами, м	134,40
Висота до палуби, м	11,80
Ширина найбільша, м	22,00
Проектна осадка, м	8,00
Максимальна осадка, м	8,20
Дедвейт, т	14776
Швидкість судна, вуз	13
Об'єм баластних цистерн, м ³	7404
Об'єм цистерн важкого палива, м ³	647
Об'єм цистерн дизельного палива, м ³	380

Суднова енергетична установка побудована на використанні двох азимутальних рушіїв Rolls-Royce Azipull, що виконують функцію головних рушіїв. Кожен з них установлений у кормовій частині в лівому та правому підрювальних гондолах (pods) у схемі з центральним кільом-скегом і приводиться в дію середньообертовим двигуном MAN B&W Alpha 7L27/38 потужністю 2380 кВт. Така конфігурація забезпечує експлуатаційну швидкість судна на рівні 13 вузлів.

Механічні рушії з тягнучими гребними гвинтами забезпечують незалежне керування курсом, а також високий рівень резервування завдяки наявності окремих паливних систем. Можливість точного керування судном шляхом спрямування рушійної тяги в межах повного кута 360°, у поєднанні з наявністю носового підрювального пристрою тунельного типу потужністю 1000 кВт, істотно покращує маневрові якості судна та дозволяє танкерам проєкту SK4228AP у більшості випадків обходитися без допомоги буксирів.

					KPM.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вважається, що судна D-класу Broström стали першими танкерами, які отримали екологічне позначення Clean Design від DNV, що ґрунтується на їхніх високих природоохоронних характеристиках. До таких належить встановлення систем селективного каталізаторного відновлення Munters SCR на головних і допоміжних двигунах, які, за наявними даними, знижують викиди оксидів азоту (NO_x) до 98 %. Кожна система також включає ступінь окисного каталізатора, призначену для запобігання зростанню викидів оксиду вуглецю після проходження газів через нейтралізатор. Крім того, інтегрована секція глушника забезпечує зниження рівня шуму відповідно до суворих внутрішніх вимог компанії Broström.

Електроенергією судно забезпечується від чотирьох генераторів змінного струму, які приводяться в дію дизельними двигунами 6ЧН 16/24 (MAN B&W 6L16/24), виготовленими в Китаї за ліцензією.

Опис двигуна 6ЧН 16/24 (MAN B&W 6L16/24)

6ЧН 16/24 (рис. 1.3) [2] – турбонаддувний, односторонньої дії чотиритактний дизельний двигун тронкового типу з діаметром циліндра 160 мм і ходом поршня 240 мм. Частота обертання колінчастого вала становить 1200 об/хв.

Для зручності технічного обслуговування циліндровий вузол складається з кришки циліндра, водяної сорочки, гільзи циліндра, поршня та шатуна, які можуть зніматися у зборі як єдиний модуль з можливістю відновлення під час ремонту за принципом обміну. Це дає змогу виконувати відновлювальні роботи в берегових умовах, що зазвичай забезпечує подовження міжремонтного ресурсу до капітальних ремонтів.

Двигун спроектований для роботи з необмеженим навантажувальним профілем на важкому паливі (HFO), характеризується низьким рівнем шкідливих викидів, високою надійністю та простотою монтажу.

					KPM.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

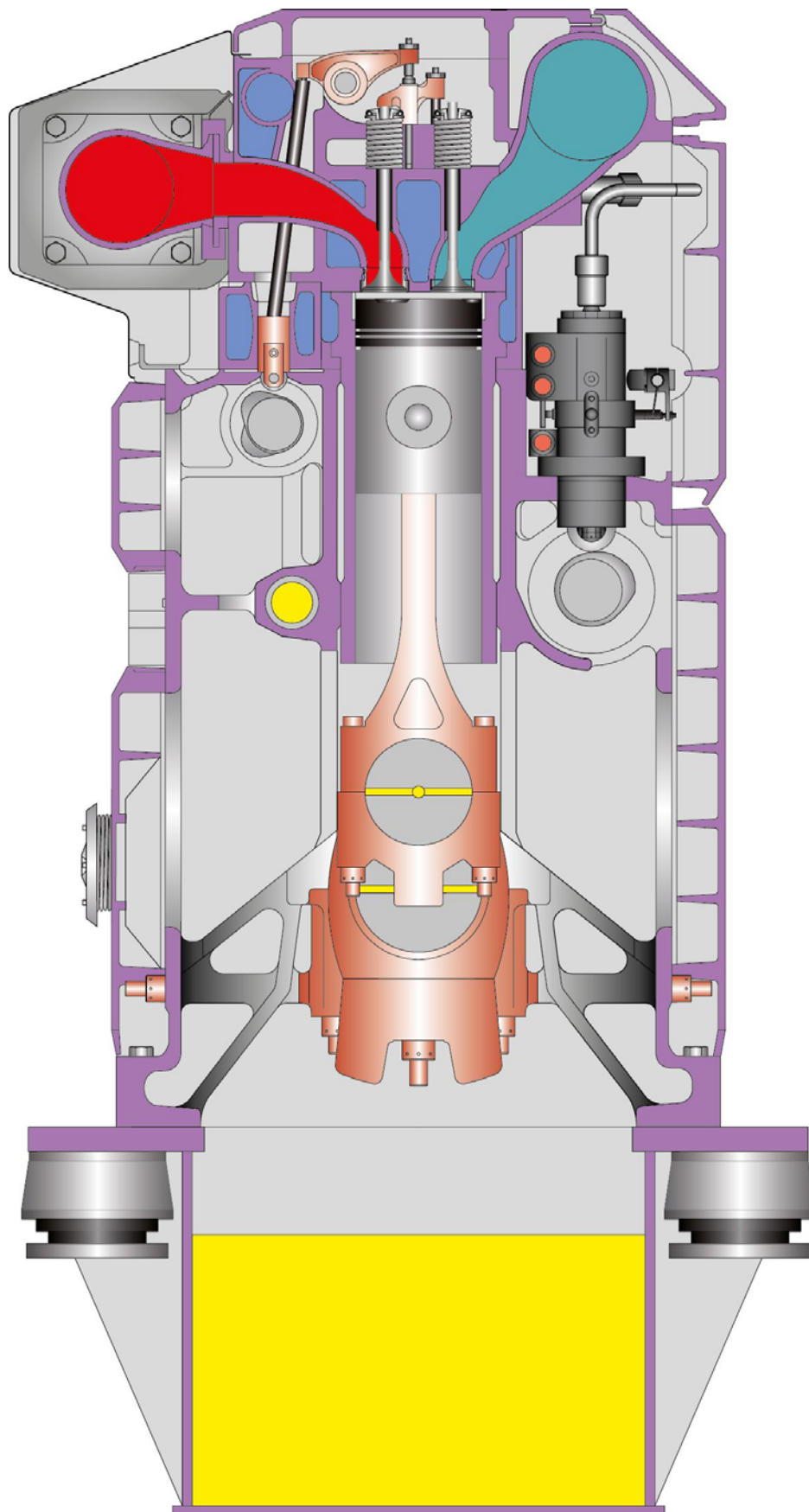


Рисунок 1.3 – Поперечний перетин двигуна 6ЧН 16/24

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

Моноблочний блок-картер (рис. 1.4) двигуна з литого чавуну спроектований з дуже високою жорсткістю. Усі елементи блок-картера працюють у режимі стискувальних напружень. Конструкція блок-картера забезпечує раціональний розподіл сил від кришки циліндра до колінчастого вала та зменшує рівень поверхневих вібрацій зовнішньої оболонки.

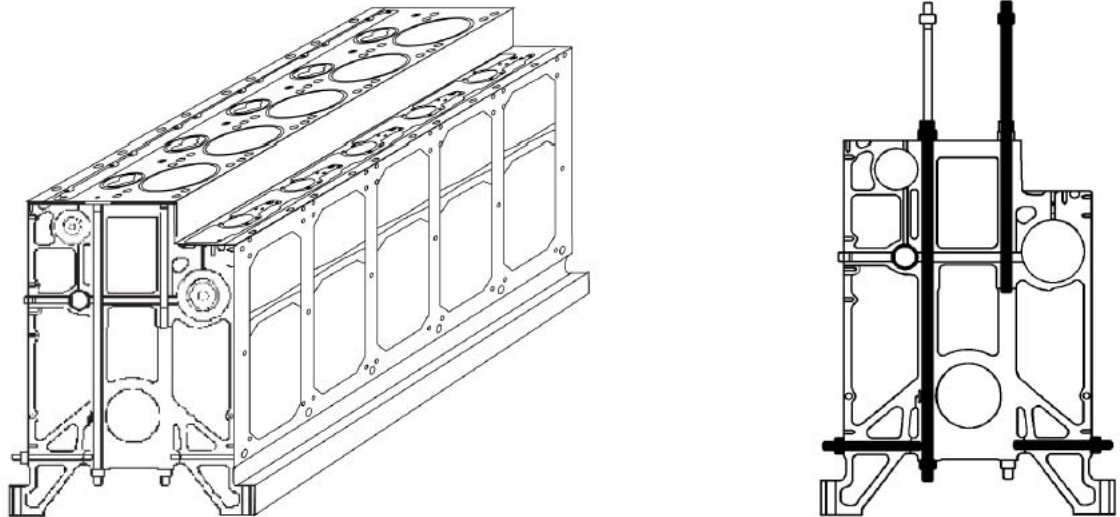


Рисунок 1.4 – Блок-картер

У блок-картері двигуна розміщено два розподільні вали. Розподільний вал газорозподільного механізму встановлений з боку випуску у дуже високому положенні, а розподільний вал паливної апаратури розташований з боку обслуговування двигуна.

Корінні підшипники підвісного колінчастого вала встановлені в масивних опорах, які через стяжні тяги (tie-rods) з'єднані з перекриттям проміжної рами та закріплені кришками корінних підшипників. Кришки оснащені бічними напрямними та фіксуються за допомогою шпильок із гайками, що затягуються гідравлічним способом. Корінні підшипники обладнані змінними вкладишами, які встановлюються без приганяння шабруванням.

По боках блок-картера передбачені кришки доступу до розподільних валів і картера. Частина кришок оснащена запобіжними (вибуховими)

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

клапанами, які спрацьовують у разі займання масляних парів у картері (наприклад, у випадку перегріву підшипника).

Втулка циліндра (рис. 1.5) виготовлена зі спеціального центробіжно-литого чавуну та встановлюється в розточку блок-картера двигуна. Втулка затискається кришкою циліндра та спирається своїм фланцем на водяну сорочку.



Рисунок 1.5 – Втулка циліндра

Втулка виконана фланцевого типу, при цьому висота фланця відповідає висоті зони водяного охолодження, що забезпечує рівномірний розподіл температури по всій поверхні втулки.

Нижня частина втулки не охолоджується з метою забезпечення достатнього запасу проти холодної корозії у нижній зоні циліндра. У зоні картера відсутня охолоджувальна вода, що виключає ризик потрапляння води в картер.

Газове ущільнення між втулкою та кришкою циліндра здійснюється за допомогою чавунного кільця.

Для зменшення полірування дзеркала циліндра та витрати мастильної оливи у верхній частині втулки встановлено вогневий кільцевий елемент типу slip-fit.

Кришка циліндра (рис. 1.6) виготовлена з чавуну та має вбудований ресивер наддувного повітря, виконаний як єдине ціле. Вона оснащена товстостінною нижньою частиною з охолодженням через розточки (bore cooling).

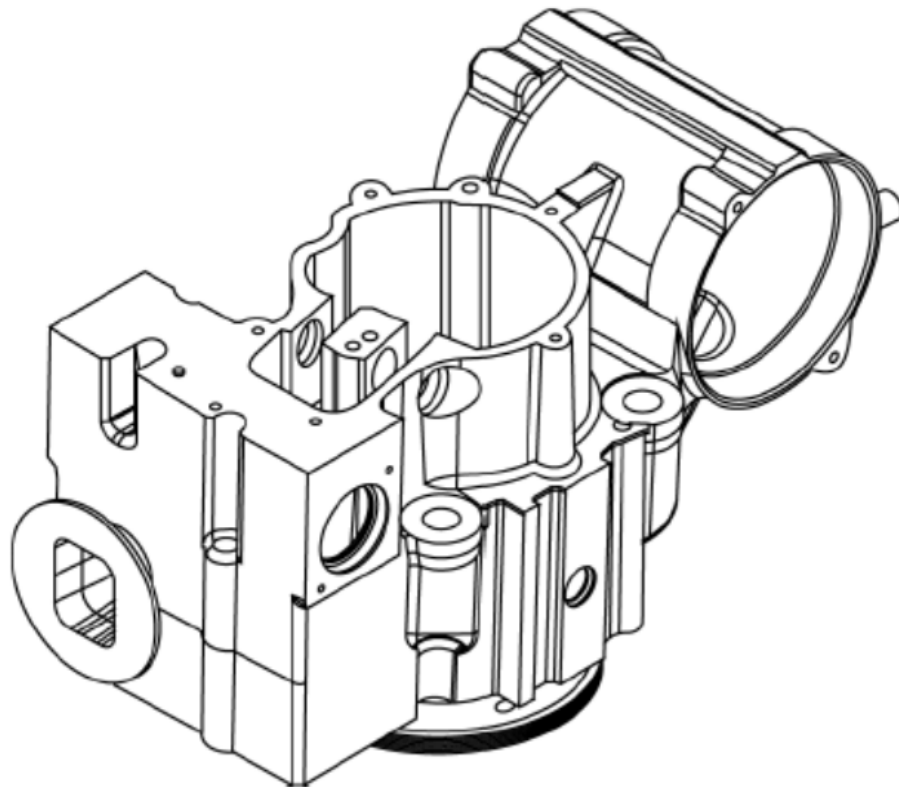


Рисунок 1.6 – Кришка циліндра

У кришці передбачено центральний отвір для паливної форсунки, а також чотириклапанну схему з перехресним потоком газів (cross-flow), що характеризується високим коефіцієнтом пропускної здатності.

Інтенсивне водяне охолодження зони наконечника форсунки дало змогу відмовитися від безпосереднього охолодження форсунки. Схема розташування клапанів повернута приблизно на 20° відносно осі циліндра, що забезпечує формування певного закручування (swirl) впускного повітря.

Кришка циліндра затягується за допомогою 4 гайок і 4 шпильок, які вгвинчуються у блок-картер двигуна. Затягування гайок здійснюється гідравлічними домкратами.

Кришка циліндра оснащена пригвинченою верхньою кришкою, яка виконує дві основні функції: забезпечує ущільнення мастила в камері коромисел та закриває всю верхню поверхню кришки циліндра.

Клапанні стрижні виготовлені з жаростійкого матеріалу, а їхні сидла армовані наплавленим твердим металом.

Усі клапанні стрижні оснащені обертачами клапанів, які повертають стрижні під час кожного спрацювання клапана. Обертання стрижнів забезпечує рівномірний температурний режим тарілок клапанів і запобігає утворенню відкладень на посадкових поверхнях.

Кришка циліндра обладнана змінними сідловими кільцями клапанів. Сідлові кільця випускних клапанів мають водяне охолодження, що забезпечує низькі робочі температури клапанів.

Поршень (рис. 1.7), який має масляне охолодження та виконаний композитної конструкції, складається з корпусу з високоміцного (кулястографітного) чавуну та днища з кованої, деформаційностійкої сталі. Поршень оснащений двома компресійними кільцями та одним маслознімним кільцем, установленими в загартовані кільцеві канавки.

Завдяки застосуванню компресійних кілець з різними бочкоподібними профілями та хромованими робочими поверхнями пакет поршневих кілець оптимізований для забезпечення максимального ущільнення та мінімального зносу.

Поршень має порожнину для охолоджувальної оливи, розташовану поблизу днища поршня та зони поршневих кілець. Передача теплоти, а отже й ефективність охолодження, ґрунтується на ефекті «шейкера», що виникає під час руху поршня. Охолоджувальним середовищем є олива із системи змащування двигуна.

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



Рисунок 1.7 – Поршень

Подача оливи в охолоджувальну порожнину здійснюється через канал у шатуні. Відведення оливи з охолоджувальної порожнини відбувається через дренажні канали, розташовані діаметрально протилежно до входних каналів.

Поршневий палець виконаний повністю плаваючим і утримується в осьовому напрямку двома стопорними кільцями (сегерами).

Шатун (рис. 1.8) виготовлений методом об'ємного штампування (ковання в штампі). Його нижня головка має горизонтальний роз'єм. Шатун і поршень демонтуються разом із втулкою циліндра, що забезпечує великий діаметр підшипника та низький питомий тиск у підшипнику.

У тілі шатуна виконані просвердлені канали для подавання оливи від нижньої головки до верхньої головки.

Підшипник нижньої головки шатуна є триметалевим, із нанесеним робочим (антифрикційним) шаром.

Вкладиші підшипника виконані прецизійного типу, тому встановлюються без шабрування чи будь-якої іншої припасовки.

Підшипник верхньої головки шатуна також є триметалевим і запресовується в шатун. Втулка оснащена внутрішньою кільцевою канавкою

та маслорозподільною порожниною, які забезпечують розподіл оливи у втулці та її подачу до бобишок поршневого пальця.

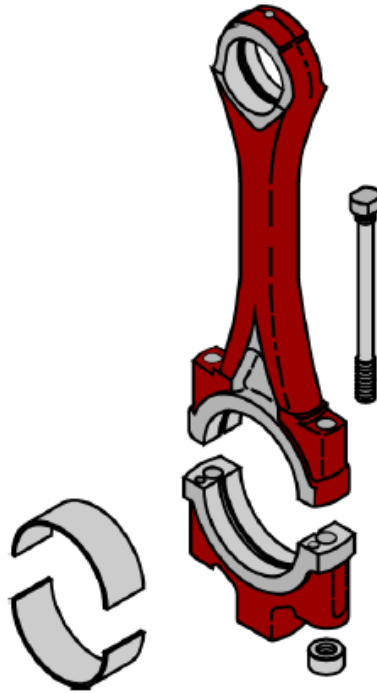


Рисунок 1.8 – Шатун

Колінчастий вал, виконаний у вигляді суцільної поковки, підвішений у нижніх (підвісних) корінних підшипниках. Корінні підшипники є триметалевими та мають робочий (антифрикційний) шар. Для забезпечення оптимального питомого тиску в підшипниках і зниження рівня вібрацій колінчастий вал оснащений противагами, які кріпляться до вала за допомогою двох гідравлічних гвинтів.

З боку маховика колінчастий вал обладнаний зубчастим колесом, яке через два проміжні зубчасті колеса приводить у рух розподільні вали. Тут же встановлено гнучкий дисковий елемент для з'єднання з генератором. На протилежному (передньому) кінці вала передбачене зубчасте з'єднання для приводу масляного та водяного насосів.

Масильна олива до корінних підшипників подається через канали, просвердлені в блок-картері двигуна. Від корінних підшипників олива проходить через свердління в колінчастому валі до підшипників нижніх

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

головок шатунів, а далі через канали в шатунах надходить для змащування поршневих пальців і охолодження поршнів.

Впускні та випускні клапани, а також паливні насоси двигуна приводяться в дію двома *розподільними валами*.

Завдяки двохвальній схемі (рис. 1.9) стає можливим оптимальне регулювання газообміну без порушення фаз подачі палива. Аналогічно, регулювання процесу впорскування палива може здійснюватися без впливу на газорозподіл, що підвищує гнучкість налаштувань двигуна та стабільність його роботи на різних режимах.

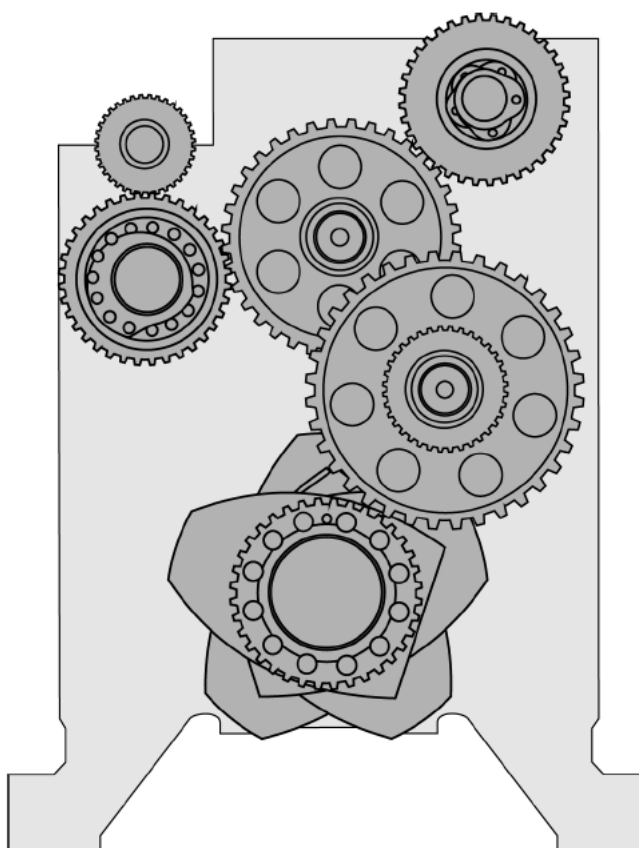


Рисунок 1.9 – Розташування розподільних валів

Обидва розподільні вали розміщені в блок-картері двигуна. Клапанний розподільний вал установлений з боку випуску у дуже високому положенні, що забезпечує короткий і жорсткий клапанний привід та сприяє зменшенню рухомих мас.

Розподільний вал паливної апаратури розташований з боку обслуговування двигуна, що полегшує доступ до елементів системи впорскування.

Обидва розподільні вали виконані у вигляді окремих циліндрових секцій і опорних шийок, завдяки чому можливий демонтаж секцій окремих циліндрів через бічні люки в картері, без повного розбирання вала.

Два розподільні вали та регулятор частоти обертання приводяться в дію головною зубчастою передачею, розташованою з боку маховика двигуна. Вони обертаються з частотою, що становить половину частоти обертання колінчастого вала.

Розподільні вали встановлені в підшипникових втулках, які змонтовані в розточках блок-картера двигуна; кожен підшипник є змінним, що спрощує технічне обслуговування та ремонт.

Система турбонаддуву (рис. 1.10) двигуна, яка є системою постійного тиску, складається з випускного газового ресивера, турбокомпресора, охолоджувача наддувного повітря та ресивера наддувного повітря.

Турбінне колесо турбокомпресора приводиться в дію відпрацьованими газами двигуна та через спільний вал обертає компресор турбокомпресора. Компресор засмоктує повітря з машинного відділення через повітряні фільтри.

Турбокомпресор подає повітря через охолоджувач наддувного повітря до ресивера наддувного повітря. Із ресивера наддувне повітря надходить до кожного циліндра через впускні клапани.

Охолоджувач наддувного повітря виконаний у вигляді компактного двоступеневого трубчастого теплообмінника з великою площею поверхні охолодження. Через перший ступінь охолоджувача пропускається високотемпературна вода, а через другий ступінь – низькотемпературна вода. На кожному ступені вода двічі проходить через охолоджувач, при цьому

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

торцеві кришки оснащені перегородками, які забезпечують зміну напрямку руху охолоджувальної води.

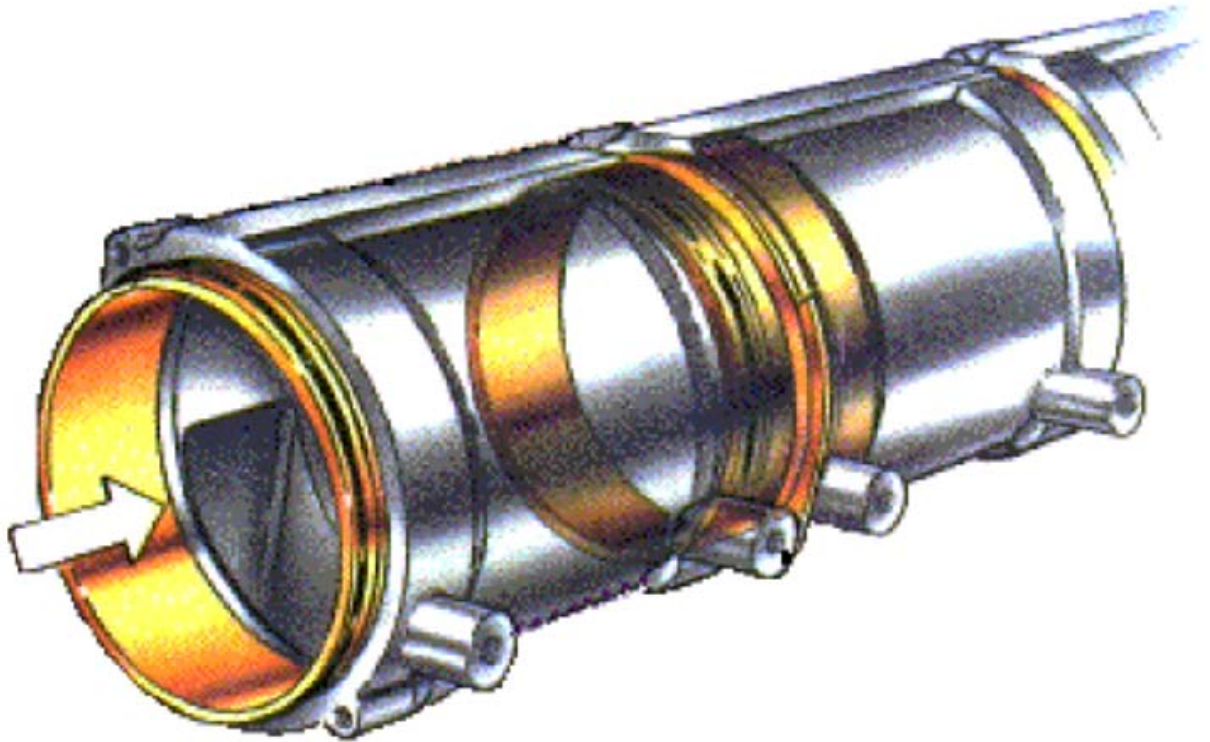


Рисунок 1.10 – Система постійного тиску

Від випускних клапанів відпрацьовані гази спрямовуються до випускного газового ресивера, де пульсації тиску від окремих циліндрів вирівнюються і гази подаються до турбокомпресора як потік постійного тиску, а далі – до випускного патрубку та системи глушників.

Випускний газовий ресивер виконаний із трубних секцій, по одній для кожного циліндра, які з'єднані між собою компенсаторами з метою запобігання виникненню надмірних напружень у трубопроводах внаслідок теплового розширення.

Система стисненого повітря включає брудоуловлювач, головний пусковий клапан та пілотний клапан, який одночасно виконує функцію аварійного клапана, забезпечуючи можливість пуску двигуна у разі відмови електроживлення.

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		19

Масляна система. Усі рухомі частини двигуна змащуються оливою, що циркулює під тиском. Мастильний насос виконаний шестеренчастого типу з косими зубцями. У систему вбудовано клапан регулювання тиску, який знижує тиск перед фільтром, при цьому сигнал для регулювання знімається після фільтра, що забезпечує стабільний тиск оливи навіть за забрудненого фільтра.

Насос засмоктує оливу з масляного піддону у фундаментній рамі, а з напірної сторони олива проходить через охолоджувач мастильної оливи та повнопоточковий глибинний фільтр з номінальною тонкістю фільтрації 15 мкм. Масляний насос, охолоджувач оливи та оливний фільтр розміщені у передньому блоці двигуна. Система також може бути оснащена центрифужним фільтром.

Охолодження мастильної оливи здійснюється низькотемпературною системою охолоджувальної води, а регулювання температури – за допомогою термостатичного триходового клапана з боку оливи.

У стандартному виконанні двигун оснащений електрично приводним передпусковим мастильним насосом.

Система охолоджувальної води (рис. 1.11) складається з низькотемпературного (LT) та високотемпературного (HT) контурів.

Обидві системи охолоджуються прісною водою. Для двигуна потрібна лише одна магістраль подачі охолоджувальної води.

Вода низькотемпературного контуру проходить через циркуляційний насос LT, далі спрямовується через другий ступінь охолоджувача наддувного повітря, а потім через охолоджувач мастильної оливи, після чого залишає двигун разом із водою високотемпературного контуру.

Високотемпературний контур охолоджувальної води проходить через циркуляційний насос HT, далі – через перший ступінь охолоджувача наддувного повітря, після чого надходить до водяної сорочки та кришки

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

циліндра. Потім вода залишає двигун разом із водою низькотемпературного контуру.

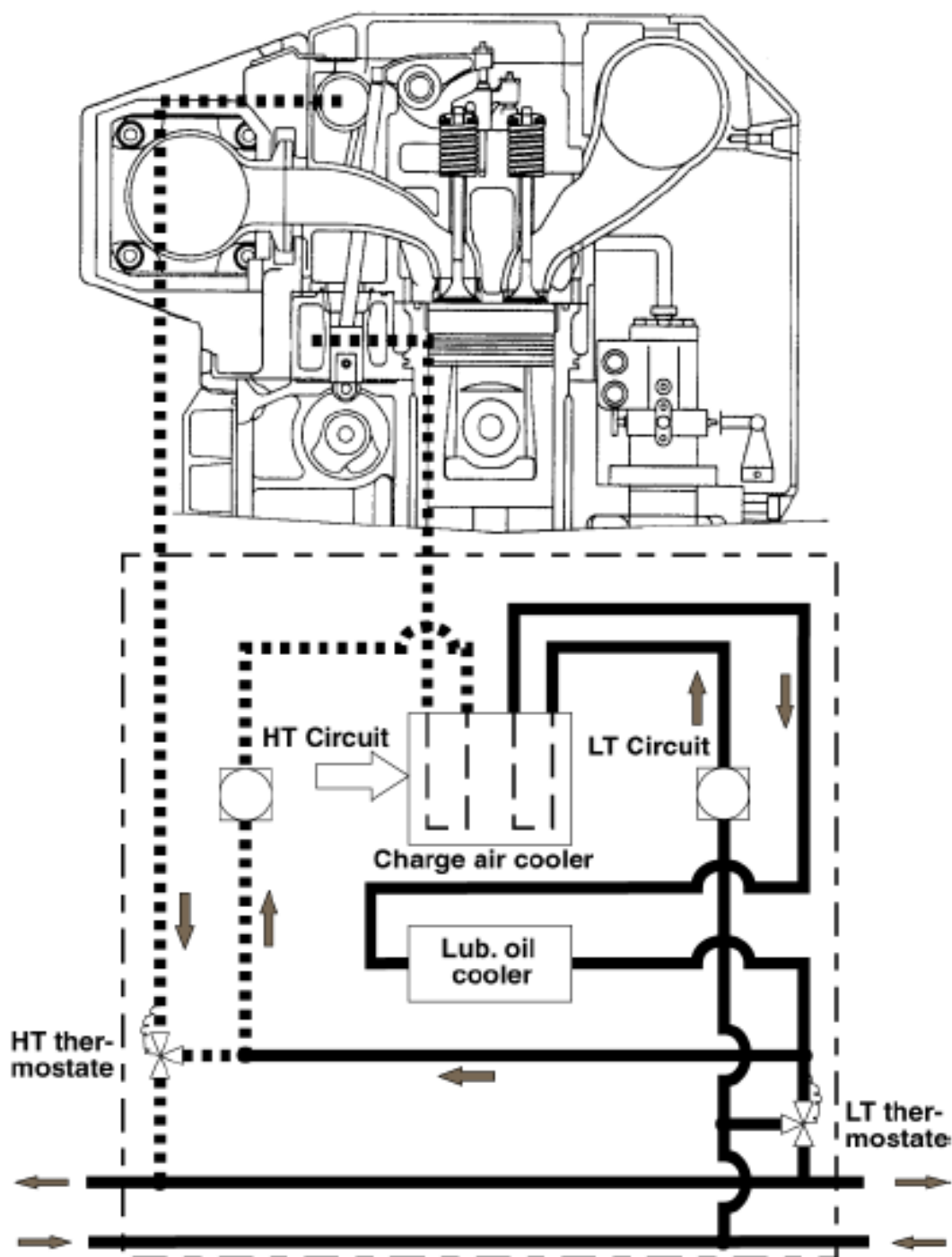


Рисунок 1.11 – Система охолодження

Як низькотемпературна, так і високотемпературна вода відводяться від двигуна через окремі триходові термостатичні клапани, які забезпечують регулювання температури води.

Низькотемпературний контур (LT) має постійне розповітряння в високотемпературний контур (HT), а контур HT автоматично розповітряється в розширювальний бак.

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

СУЧАСНІ НАПРЯМКИ ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ УПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА СУДНОВИХ ДВИГУНІВ

Система упорскування палива є одним із найбільш відповідальних та технологічно складних елементів суднового дизельного двигуна, оскільки саме через неї реалізується керування процесом сумішоутворення та згоряння. Від параметрів упорскування безпосередньо залежать ефективна потужність двигуна, питома витрата палива, теплове навантаження деталей циліндро-поршневої групи, рівень шуму та вібрацій, а також кількість шкідливих викидів у відпрацьованих газах. У сучасних умовах експлуатації суднових енергетичних установок, які характеризуються широким діапазоном режимів роботи, тривалими переходами на часткових навантаженнях і використанням палив зі змінними фізико-хімічними властивостями, вдосконалення систем упорскування палива набуває особливої актуальності.

Одним із ключових сучасних напрямків удосконалення систем упорскування палива суднових дизельних двигунів є ***перехід від традиційних механічних систем паливоподачі до електронно-керованих систем***. Така трансформація зумовлена необхідністю підвищення економічності, екологічності та експлуатаційної гнучкості суднових енергетичних установок в умовах посилення міжнародних вимог до викидів і зростання різноманіття експлуатаційних режимів.

Традиційні механічні системи упорскування палива, що базуються на кулачковому приводі паливних насосів високого тиску, характеризуються жорстким кінематичним зв'язком між колінчастим валом і елементами паливної апаратури. Момент початку упорскування, тиск палива та закон подачі визначаються профілем кулачка та геометрією плунжерної пари. За таких умов можливості регулювання процесу згоряння є обмеженими, особливо при роботі двигуна на часткових навантаженнях, під час

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

маневрування або в перехідних режимах. Крім того, механічні системи чутливі до зношування елементів, що призводить до порушення точності дозування палива та погіршення екологічних показників у процесі експлуатації.

Електронно-керовані системи паливоподачі принципово змінюють підхід до формування процесу упорскування. У таких системах керування моментом початку впорскування, тривалістю подачі та кількістю палива здійснюється електронним блоком керування на основі сигналів від численних датчиків, що характеризують поточний стан двигуна. Це дозволяє відокремити процес упорскування від жорсткого механічного приводу та адаптувати його параметри до конкретних умов роботи двигуна в кожному робочому циклі.

Однією з головних переваг електронно-керованих систем є гнучке формування закону подачі палива. Замість однофазного упорскування, характерного для більшості механічних систем, електронне керування дозволяє реалізувати багатофазне упорскування з піотною, основною та, за потреби, післявпорскувальною подачею. Пілотна доза палива сприяє зменшенню затримки займання і зниженню жорсткості згоряння, що позитивно впливає на рівень шуму та механічні навантаження. Основна фаза забезпечує необхідну потужність, тоді як післявпорскування може використовуватися для допалювання продуктів згоряння або оптимізації температури відпрацьованих газів.

Важливим аспектом переходу до електронного керування є підвищення стабільності роботи двигуна на малих і змінних навантаженнях, що є типовими режимами для суден під час маневрування та стоянки в портах. У традиційних механічних системах зменшення циклової подачі супроводжується погіршенням якості розпилення та зростанням нерівномірності роботи циліндрів. Електронно-керовані системи дозволяють підтримувати оптимальні параметри впорскування навіть за мінімальних подач палива, що забезпечує стабільну роботу двигуна та зниження димності.

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Показовими прикладами практичної реалізації цього напрямку є суднові двигуни MAN B&W серій ME та ME-C, у яких механічний кулачковий привід паливних насосів замінено електронно-керованими гідравлічними актуаторами. У таких двигунах електронна система керування забезпечує індивідуальне регулювання впорскування для кожного циліндра, що дозволяє компенсувати відхилення, спричинені зношуванням або неоднорідністю робочих умов. Аналогічні принципи застосовуються в електронно-керованих середньообертових двигунах компаній Wärtsilä та Hyundai HiMSEN.

Перехід до електронно-керованих систем паливоподачі тісно пов'язаний з підвищенням екологічної ефективності суднових двигунів. Можливість точного керування моментом і тривалістю впорскування дозволяє знизити максимальні температури згоряння, що безпосередньо впливає на зменшення утворення оксидів азоту. Одночасно покращується повнота згоряння палива, зменшуються викиди твердих частинок і димність. Це є особливо важливим для забезпечення відповідності вимогам стандартів IMO Tier II та Tier III без істотного ускладнення механічної частини двигуна.

Ще однією перевагою електронно-керованих систем є можливість інтеграції з сучасними системами діагностики та моніторингу технічного стану. Контроль тиску палива, ходу голки форсунки, індикаторних параметрів та інших характеристик дозволяє своєчасно виявляти відхилення в роботі паливної апаратури та переходити до станоорієнтованого технічного обслуговування. Це особливо актуально для суднових двигунів, що працюють з великими міжремонтними інтервалами та в умовах обмеженого доступу до сервісу.

Одним із найбільш прогресивних і технологічно значущих напрямків удосконалення систем упорскування палива суднових дизельних двигунів є **впровадження систем типу Common Rail**. Поява та розвиток таких систем стали логічною відповіддю на зростаючі вимоги до паливної економичності, екологічної безпеки та експлуатаційної гнучкості суднових енергетичних

					KPM.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

установок. На відміну від традиційних механічних систем, у яких тиск упорскування безпосередньо залежить від режиму роботи двигуна, система Common Rail забезпечує принципово нову концепцію формування процесу паливоподачі.

Принцип дії системи Common Rail [3] полягає в акумулюванні палива під високим тиском у спільній паливній магістралі (рампі), з якої паливо подається до кожної форсунки незалежно від частоти обертання колінчастого вала. Тиск у рампі створюється окремим насосом високого тиску та підтримується на заданому рівні за допомогою електронної системи керування. Така схема дозволяє розділити процес створення тиску та процес упорскування, що є принциповою відмінністю від класичних насос-форсункових і плунжерних систем.

Однією з головних переваг систем Common Rail є можливість підтримання стабільно високого тиску упорскування у широкому діапазоні режимів роботи двигуна. Це особливо важливо для суднових двигунів, які значну частину часу працюють на часткових навантаженнях або в маневрових режимах. У традиційних системах за зниження навантаження погіршується якість розпилення палива, що призводить до зростання димності та нестабільності згоряння. У системах Common Rail тонкодисперсне розпилення зберігається навіть при малих циклових подачах, що забезпечує більш повне згоряння палива та стабільну роботу двигуна.

Важливим сучасним напрямком розвитку є реалізація багатофазного упорскування, яка стала можливою саме завдяки впровадженню систем Common Rail. Електронно-керовані форсунки дозволяють здійснювати кілька впорскувань палива протягом одного робочого циклу. Попереднє (пілотне) впорскування сприяє зменшенню затримки займання та зниженню швидкості наростання тиску в циліндрі, що позитивно впливає на механічну напруженість і рівень шуму. Основна фаза забезпечує реалізацію необхідної

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

потужності, а післявпорскування може використовуватися для оптимізації температури відпрацьованих газів або зменшення утворення сажі.

Застосування систем Common Rail суттєво розширює можливості оптимізації процесу згоряння. Завдяки незалежному керуванню тиском у рампі, моментом початку та тривалістю упорскування досягається більш рівномірний розподіл тепловиділення в циліндрі. Це дозволяє знизити пікові температури циклу та, відповідно, інтенсивність утворення оксидів азоту. У поєднанні з удосконаленими камерами згоряння та системами наддуву Common Rail стає ефективним інструментом забезпечення відповідності суднових двигунів вимогам міжнародних екологічних стандартів IMO Tier II та Tier III.

Практична ефективність цього напрямку підтверджується широким впровадженням систем Common Rail у сучасних суднових двигунах провідних світових виробників. Так, середньообертові двигуни Wärtsilä серій 20, 31 оснащуються повністю електронно-керованими системами Common Rail, що дозволяє досягати високих показників економічності та зменшувати рівень викидів. Аналогічні рішення застосовуються в двигунах HiMSEN (Hyundai Heavy Industries), які широко використовуються у складі суднових дизель-генераторних установок. Для малообертових двотактних двигунів концепція Common Rail реалізована в електронно-керованих двигунах MAN B&W ME-C, де паливна система інтегрована з гідравлічною системою керування.

Окрему увагу в сучасних дослідженнях приділяють підвищенню надійності систем Common Rail у суднових умовах експлуатації. Високі тиски упорскування, використання важких палив та тривала безперервна робота висувають підвищені вимоги до матеріалів, ущільнень і чистоти палива. У зв'язку з цим удосконалюються системи фільтрації та підготовки палива, застосовуються зносостійкі покриття елементів паливної апаратури та впроваджуються алгоритми захисту від аварійних режимів, таких як перевищення тиску в рампі або відмова окремої форсунки.

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Важливим сучасним аспектом є інтеграція систем Common Rail з цифровими системами діагностики та керування технічним станом двигуна. Контроль тиску в рампі, часу відкриття форсунок, температури палива та аналіз індикаторних параметрів дозволяють виявляти відхилення в роботі паливної системи ще на ранніх стадіях. Це створює передумови для переходу до станоорієнтованого технічного обслуговування, зменшення експлуатаційних витрат і підвищення загальної надійності суднової енергетичної установки.

Паливний насос високого тиску є центральним елементом системи впорскування палива суднового дизельного двигуна, оскільки саме він забезпечує створення необхідного тиску, точне дозування палива та синхронізацію процесу його подачі до циліндрів. Незважаючи на активне впровадження електронно-керованих систем і систем типу Common Rail, **вдосконалення конструкції паливних насосів високого тиску** залишається одним із найактуальніших напрямків розвитку суднової паливної апаратури, особливо для середньообертових і високообертових двигунів, а також для дизель-генераторних установок.

Традиційні паливні насоси високого тиску плунжерного типу, що широко застосовуються в суднових двигунах, мають низку обмежень, пов'язаних із високими контактними навантаженнями в плунжерних парах, чутливістю до забруднення палива та зношуванням ущільнювальних поверхонь. У процесі тривалої експлуатації ці фактори призводять до зростання внутрішніх витоків палива, зниження ефективного тиску впорскування та порушення рівномірності подачі палива по циліндрах. У зв'язку з цим сучасні дослідження спрямовані на комплексне вдосконалення конструкції ПНВТ з метою підвищення їх надійності, ресурсу та точності дозування.

Одним із основних напрямків удосконалення є оптимізація конструкції плунжерної пари. Зменшення зазорів між плунжером і гільзою, оптимізація профілю робочих поверхонь та застосування високоточних технологій

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

обробки дозволяють знизити внутрішні витоки палива й підвищити гідравлічний ККД насоса. Водночас надмірне зменшення зазорів може призвести до зростання ризику заклинювання, особливо при роботі на важких суднових паливах. Тому сучасні конструктивні рішення спрямовані на досягнення оптимального компромісу між герметичністю та надійністю.

Важливим напрямком є застосування нових матеріалів і поверхневих покриттів для елементів паливних насосів високого тиску. Використання зносостійких сталей, керамічних і композиційних матеріалів, а також нанесення антифрикційних і корозійностійких покриттів дозволяє значно підвищити ресурс плунжерних пар і клапанних вузлів. Такі рішення є особливо актуальними для суднових двигунів, що працюють на важких паливних оливах з підвищеним вмістом сірки, води та механічних домішок.

Окрему увагу приділяють вдосконаленню конструкції нагнітальних і зворотних клапанів ПНВТ. Оптимізація форми клапанних елементів і каналів сприяє зменшенню гідравлічних втрат, підвищенню швидкодії клапанів та стабільності процесу впорскування. У сучасних суднових насосах застосовуються клапани з демпфуючими елементами, які знижують амплітуду гідравлічних ударів і позитивно впливають на довговічність насоса та трубопроводів високого тиску.

Суттєвим сучасним напрямком є інтеграція паливних насосів високого тиску з електронними системами керування. У таких конструкціях механічний привід насоса поєднується з електронно-керованими виконавчими механізмами, які дозволяють змінювати момент початку впорскування та величину циклової подачі палива. Подібні рішення застосовуються, наприклад, у середньообертових суднових двигунах MAN серії 32/40 і Wärtsilä серій 14 та 20, де електронне керування значно розширює можливості оптимізації робочого процесу без повної відмови від плунжерної схеми насоса.

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Важливим аспектом сучасних розробок є підвищення адаптивності паливних насосів до роботи на паливах зі змінними властивостями. Коливання в'язкості, температури та складу палива суттєво впливають на роботу плунжерної пари та гідравліку насоса. Тому вдосконалені конструкції ПНВТ передбачають використання регульованих елементів, удосконалених систем змащування та охолодження, а також можливість коригування параметрів упорскування залежно від властивостей палива.

Одним із важливих сучасних напрямків удосконалення систем упорскування палива суднових дизельних двигунів є **підвищення ремонтпридатності та модульності конструкції паливних насосів високого тиску**. Цей напрямок розвитку зумовлений специфікою експлуатації суднових енергетичних установок, які працюють у тривалих рейсах, часто в умовах обмеженого доступу до сервісних баз, запасних частин і спеціалізованого обладнання. За таких умов надійність паливної апаратури має поєднуватися з можливістю швидкого технічного обслуговування та відновлення працездатності без повного розбирання двигуна або виведення судна з експлуатації на тривалий час.

Традиційні конструкції паливних насосів високого тиску, особливо рядного або секційного типу з жорстким механічним приводом, часто характеризуються обмеженою ремонтпридатністю. Зношування окремих елементів, таких як плунжерні пари, нагнітальні клапани або ущільнення, нерідко вимагає демонтажу всього насоса, його розбирання та проведення складних регульовальних операцій. У суднових умовах це призводить до значних простоїв і підвищення експлуатаційних витрат. У зв'язку з цим сучасні тенденції розвитку паливної апаратури спрямовані на створення таких конструктивних рішень, які дозволяють мінімізувати обсяг ремонтних робіт безпосередньо на судні.

Одним із ключових підходів у цьому напрямку є модульний принцип побудови паливних насосів високого тиску. Модульність передбачає

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

конструктивне розділення насоса на окремі функціональні блоки або секції, кожна з яких може бути демонтована, замінена або відновлена незалежно від інших. Зокрема, плунжерна секція, клапанний вузол, привідний механізм і елементи керування можуть виконуватися у вигляді окремих змінних модулів. Такий підхід дозволяє здійснювати агрегатну заміну несправних елементів без необхідності повного демонтажу насоса або тривалого регулювання його параметрів.

Підвищення ремонтпридатності також досягається за рахунок уніфікації конструктивних елементів паливних насосів. Використання стандартних плунжерних пар, клапанів і ущільнювальних елементів для різних типів і модифікацій двигунів спрощує логістику запасних частин і зменшує складність технічного обслуговування. У сучасних суднових двигунах середньообертового типу, зокрема серій MAN 32/40 або Wärtsilä 14 і 20, все частіше застосовуються уніфіковані паливні модулі, що дозволяє скоротити номенклатуру запасних частин на борту судна.

Важливим аспектом цього напрямку є застосування принципу агрегатного ремонту, за якого зношені або несправні паливні насоси чи їхні секції не ремонтуються безпосередньо на судні, а замінюються на відновлені або нові агрегати з обмінного фонду. Демонтовані модулі передаються для відновлення в берегових умовах, де можливе використання спеціалізованого обладнання та технологій. Такий підхід дозволяє суттєво скоротити час простою судна та підвищити загальну готовність енергетичної установки.

Сучасні конструкції паливних насосів також передбачають спрощення доступу до елементів, що підлягають періодичному обслуговуванню. Розташування насосів на доступних сторонах двигуна, використання швидкокороз'ємних з'єднань паливопроводів, уніфікованих кріпильних елементів і гідравлічних пристроїв для демонтажу значно полегшує виконання регламентних робіт. Це особливо важливо для суднових дизель-генераторів,

					KPM.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де паливна апаратура повинна обслуговуватися в умовах обмеженого простору машинного відділення.

Підвищення модульності та ремонтпридатності тісно пов'язане з інтеграцією паливних насосів у сучасні електронно-керовані системи упорскування. У таких системах електронний блок керування може автоматично адаптувати параметри упорскування після заміни окремого модуля або секції насоса, компенсуючи незначні відхилення характеристик. Це дозволяє зменшити обсяг ручних регулювальних операцій і знизити вимоги до високої кваліфікації персоналу під час ремонту.

З точки зору експлуатаційної надійності, модульні та ремонтпридатні конструкції паливних насосів сприяють зменшенню ризику раптових відмов. Можливість швидкої заміни окремих секцій дозволяє оперативно усувати дефекти на ранніх стадіях, не допускаючи розвитку серйозних пошкоджень і вторинних відмов у системі упорскування. Це особливо важливо для суднових двигунів, що працюють у режимах безперервної дії та мають високі вимоги до безвідмовності.

Окремий напрямок сучасних досліджень пов'язаний з вдосконаленням конструкції паливних насосів високого тиску. Навіть за наявності електронного керування надійність і довговічність паливного насоса залишаються критичними факторами. Сучасні розробки спрямовані на підвищення зносостійкості плунжерних пар, оптимізацію гідравлічних зазорів, зменшення внутрішніх витоків і підвищення стабільності тиску. Значна увага приділяється застосуванню нових матеріалів, поверхневих покриттів і технологій обробки, які дозволяють збільшити ресурс паливної апаратури при роботі на важких суднових паливах.

Паливна форсунка є кінцевою і водночас однією з найвідповідальніших ланок системи упорскування палива суднового дизельного двигуна, оскільки саме вона безпосередньо формує струмені палива в камері згоряння та визначає характер сумішоутворення. Від якості розпилення палива залежать

					<i>KPM.142.6221мз.25.11.00.ПЗ</i>	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

швидкість і повнота згоряння, рівномірність тепловиділення, температурний стан деталей циліндро-поршневої групи, рівень димності та токсичність відпрацьованих газів. У зв'язку з цим **вдосконалення конструкції паливних форсунок і процесу розпилення палива** є одним із найважливіших сучасних напрямків розвитку систем упорскування палива суднових двигунів [4].

Традиційні паливні форсунки механічного типу, які широко застосовувалися в суднових дизелях попередніх поколінь, мали обмежені можливості щодо керування процесом розпилення. Геометрія розпилювальних отворів, тиск упорскування та форма факела залишалися практично незмінними для всього діапазону режимів роботи двигуна. За таких умов якість сумішоутворення на малих навантаженнях або під час перехідних процесів часто була недостатньою, що призводило до зростання димності, утворення нагару та підвищеного зношування деталей камери згоряння.

Сучасні напрями вдосконалення паливних форсунок пов'язані насамперед з оптимізацією геометрії розпилювача. Дослідження показують, що кількість, діаметр і форма розпилювальних отворів істотно впливають на дроблення струменя палива, глибину його проникнення в повітряний заряд та швидкість випаровування. У сучасних суднових двигунах широко застосовуються багатодірчасті розпилювачі зі складною формою каналів, що забезпечують формування тонкодисперсного факела палива та рівномірний розподіл пального в об'ємі камери згоряння. Це особливо важливо для середньо- та малообертових двигунів із великим діаметром циліндра, де необхідно забезпечити ефективне охоплення всього повітряного заряду.

Важливим сучасним напрямком є підвищення тиску упорскування та стабільності його реалізації, що безпосередньо впливає на якість розпилення. Зі зростанням тиску зменшується середній розмір крапель палива, прискорюється процес випаровування та покращується змішування палива з повітрям. У поєднанні з електронно-керованими системами та системами Common Rail сучасні форсунки забезпечують стабільне дрібнодисперсне

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		33

розпилення в широкому діапазоні режимів роботи двигуна, включаючи малі навантаження та холостий хід.

Окремий напрямок розвитку пов'язаний з вдосконаленням конструкції голки форсунки та її направляючої частини. Точність переміщення голки, швидкодія її відкриття та закриття безпосередньо впливають на форму закону подачі палива та тривалість упорскування. Сучасні конструкції передбачають зменшення маси рухомих елементів, оптимізацію профілю голки та застосування зносостійких матеріалів, що дозволяє підвищити стабільність характеристик форсунки протягом тривалого терміну експлуатації.

Значна увага приділяється підвищенню довговічності та зносостійкості паливних форсунок, особливо в умовах роботи на важких судових паливах. Наявність у паливі сірки, води та механічних домішок сприяє кавітаційній ерозії розпилювальних отворів і утворенню відкладень на голці форсунки. У сучасних конструкціях застосовуються спеціальні леговані сталі, поверхневі зміцнювальні та антиерозійні покриття, а також оптимізуються умови охолодження форсунок, що дозволяє зберегти стабільність процесу розпилення впродовж усього міжремонтного періоду.

Актуальним сучасним напрямком є адаптація процесу розпилення палива до роботи на альтернативних і комбінованих видах палива. Використання біопалив, синтетичних палив або водопаливних емульсій змінює фізико-хімічні властивості палива, зокрема його в'язкість, поверхневий натяг і характеристики займання. У таких умовах вдосконалені форсунки повинні забезпечувати стабільний факел упорскування та надійну роботу без утворення відкладень і порушення герметичності. Це вимагає гнучкого підходу до вибору геометрії розпилювача та параметрів упорскування.

Суттєвим напрямком розвитку є інтеграція паливних форсунок з електронними системами керування та діагностики. Сучасні електронно-керовані форсунки дозволяють реалізовувати багатофазне упорскування та точно контролювати момент початку й тривалість кожної фази. Крім того,

					<i>KPM.142.6221мз.25.11.00.ПЗ</i>	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

системи контролю ходу голки та тиску в паливній магістралі дозволяють виявляти відхилення в роботі окремих форсунок і своєчасно проводити технічне обслуговування. Це особливо важливо для суднових двигунів із тривалими міжремонтними інтервалами та високими вимогами до надійності.

З точки зору екологічної ефективності, вдосконалення паливних форсунок і процесу розпилення палива є одним із найрезультативніших засобів зниження викидів шкідливих речовин. Оптимізоване розпилення забезпечує більш повне згоряння палива, зменшення утворення сажі та зниження димності, а також сприяє зменшенню локальних перегрівів у камері згоряння, що безпосередньо впливає на скорочення викидів оксидів азоту. У поєднанні з іншими заходами вдосконалення процесу згоряння це дозволяє сучасним судновим двигунам відповідати суворим екологічним вимогам міжнародних стандартів.

Не менш важливим напрямком є вдосконалення паливних форсунок та процесу розпилення палива. Геометрія розпилювача, кількість і форма отворів, кут факела впорскування та швидкість витікання палива визначають характер сумішоутворення і рівномірність згоряння. Сучасні тенденції полягають у застосуванні багатодірчастих розпилювачів зі складною формою каналів, що забезпечують дрібнодисперсне розпилення і глибоке проникнення палива в повітряний заряд. Одночасно вирішуються проблеми кавітаційної ерозії, відкладень на голці та нестабільності характеристик форсунки в процесі тривалої експлуатації.

Актуальним напрямком є ***адаптація систем упорскування до роботи на паливах зі змінними властивостями та альтернативних видах палива.*** Суднові двигуни можуть працювати на важких паливних оливах, біопаливах, синтетичних паливах або водопаливних емульсіях, що суттєво змінює умови займання та згоряння. Удосконалення систем упорскування в цьому контексті передбачає можливість коригування тиску, моменту та тривалості подачі палива залежно від його фізико-хімічних характеристик, а також забезпечення

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		35

надійної роботи паливної апаратури за підвищеної в'язкості та наявності домішок.

Важливе місце серед сучасних напрямків займає **інтеграція систем упорскування з електронними системами діагностики та моніторингу технічного стану**. Застосування датчиків тиску, температури, контролю ходу голки форсунки та аналізу індикаторних параметрів дозволяє виявляти порушення процесу упорскування на ранніх стадіях. Це дає змогу перейти до станоорієнтованого технічного обслуговування, зменшити ризик аварійних відмов і скоротити експлуатаційні витрати.

Окремим напрямком вдосконалення є **зниження екологічного впливу судових двигунів за рахунок оптимізації процесу упорскування палива**. Раціональне формування закону подачі палива дозволяє зменшити пікові температури згоряння та, відповідно, викиди оксидів азоту, а покращення якості розпилення – знизити утворення сажі та димність. У поєднанні з системами очищення відпрацьованих газів оптимізована система упорскування стає одним із ключових інструментів виконання міжнародних екологічних вимог [5].

Таким чином, сучасні напрямки вдосконалення систем упорскування палива судових двигунів охоплюють широкий спектр технічних і технологічних рішень – від конструктивного вдосконалення паливної апаратури до впровадження складних електронних систем керування та діагностики. Комплексна реалізація цих напрямків дозволяє суттєво підвищити економічність, надійність і екологічну безпеку судових енергетичних установок, що робить розвиток систем упорскування одним із пріоритетних напрямків сучасного судового двигунобудування.

РОЗДІЛ 3
ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА
ДВИГУНА 6ЧН 16/24

Розрахунок робочого циклу двигуна 6ЧН 16/24

Вихідні дані

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (за найгірших умов експлуатації).

Тиск навколишнього повітря P_0 . В усіх випадках варто приймати $P_0 = 0,1013$ МПа.

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра, бистрохідність і спосіб сумішоутворення. Приймаємо по двигуну прототипу $\varepsilon = 16,2$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення Π_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,115$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для СОД ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 \dots 0,95$; $\xi_b = 0,90 \dots 0,98$. Приймаємо $\xi_z = 0,86$; $\xi_b = 0,92$.

					<i>KPM.142.6221мз.25.11.00.ПЗ</i>	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Ступінь підвищення тиску λ залежить від бистрохідності двигуна, ступеня наддуву, організації процесів сумішоутворення та ряду інших факторів. Приймаємо $\lambda = 1,2$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{охл}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{охл} = 0,002$.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу[3]:

$C = 0,87$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Нижча теплота згоряння палива Q_n . Приймаємо $Q_n = 42700$ (кДж/кг).

Результати теплового розрахунку двигуна

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Температура повітря за компресором	T_k	К	461,188
Температура повітря в ресивері	T_s	К	309,819
Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	347,903
Тиск повітря в ресивері двигуна	P_s	МПа	0,328
Тиск в кінці наповнення	P_a	МПа	0,312
Коефіцієнт наповнення	η_n	-	0,867
Показник політропи стиснення	n_1	-	1,361
Тиск у кінці стиснення	P_c	МПа	13,777
Температура в кінці стиснення	T_c	К	949,507
Дійсна кількість повітря для згоряння	L	кмоль/кг	1,046

Частка палива, що вигоріла до точки z	x_z	-	0,935
Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z	β_z	-	1,027
Максимальна температура згоряння	T_z	К	1845
Максимальний тиск згоряння	P_z	МПа	16,532
Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,664
Ступінь подальшого розширення	δ	-	9,738
Показник політропи розширення	n_2	-	1,268
Температура в кінці процесу розширення	T_b	К	1003
Тиск у кінці процесу розширення	P_b	МПа	0,923
Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i	МПа	2,212
Дійсний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	2,19
Питома індикаторна витрата пального	g_i	кг/(кВт*год)	0,173
Індикаторний ККД	η_i	-	0,486
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	1,971
Ефективний ККД	η_e	-	0,438
Питома ефективна витрата пального	g_i	кг/(кВт*год)	0,1926
Ефективна потужність двигуна	N_e	кВт	571,037
Витрата повітря через компресор	G	кг/год	0,972
Витрата газів через турбіну	G_t	кг/год	1,003
Тиск газів перед турбіною	P_r	МПа	0,248
Температура газів	T_t	К	759,345
Кількість робочого тіла	M_s	кмоль/кг	1,078
Універсальна газова стала для відпрацьованих газів	R_t	кДж/кг*К	287,376
Показник адіабати розширення газу в турбіні	k_t	-	1,375
Дійсна ступінь підвищення тиску у компресорі	Π_k	-	3,26
Розрахунковий тиск наддуву	P_{kd}	МПа	0,3302

Опис паливної системи

Вбудована внутрішня паливна система, зображена на рис. 3.1, складається з таких елементів:

- фільтр обкатування;
- паливна апаратура високого тиску;
- система відпрацьованого палива.

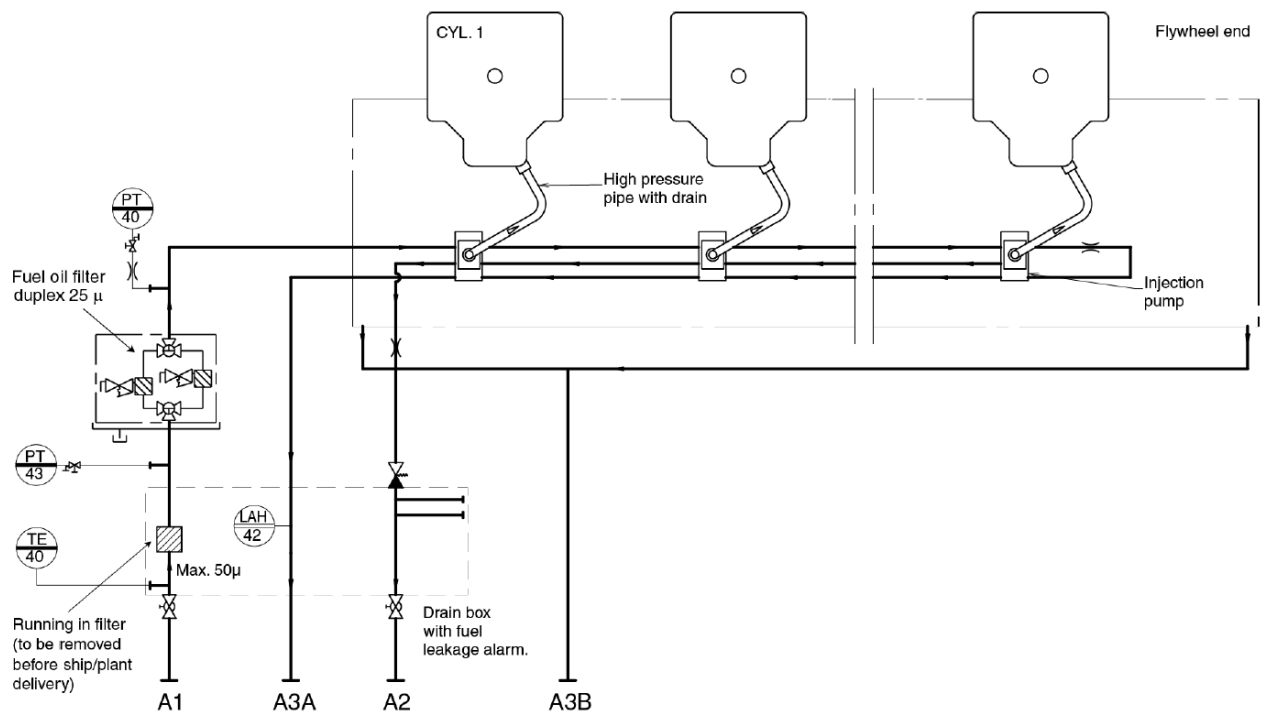


Рисунок 3.1 – Внутрішня паливна система

Фільтр обкатування має тонкість фільтрації 50 мкм (за методом пропускання кульки) та встановлюється у входному паливопроводі. Його призначення полягає у видаленні механічних домішок із паливопроводу між запобіжним фільтром і двигуном у період обкатування [6].

Генераторні установки з традиційною системою упорскування палива оснащуються дуплексним паливним фільтром із тонкістю фільтрації не більше 25 мкм (за методом пропускання кульки). Дуплексний фільтр обладнаний зірчасто-складчастими фільтрувальними елементами та забезпечує можливість перемикання між фільтрувальними камерами без зупинки роботи двигуна і без втрати тиску в паливній системі.

					KPM.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Конструкція фільтра є компактною та зручною в обслуговуванні. Технічне обслуговування полягає у ручному очищенні фільтрувального елемента після досягнення гранично допустимого перепаду тиску. У момент досягнення максимального перепаду тиску резервна фільтрувальна камера вводиться в роботу, тоді як забруднена камера автоматично відключається за допомогою перемикального клапана. Після стравлювання тиску забруднений фільтрувальний елемент може бути демонтований, очищений і повторно встановлений для подальшого використання в режимі резерву.

Паливна апаратура високого тиску. Кожен циліндровий модуль двигуна оснащений індивідуальним комплектом паливної апаратури упорскування, до складу якого входять паливний насос високого тиску, трубопровід високого тиску та паливна форсунка.

Паливна апаратура упорскування разом із розподільними підвідними паливопроводами розміщена в повністю закритому відсіку, що дозволяє мінімізувати теплові втрати попередньо підігрітого палива. Таке конструктивне рішення сприяє зниженню температури зовнішніх поверхонь і зменшує ризик виникнення пожежі у випадку можливого витоку палива.

Паливні насоси високого тиску виконані з інтегрованими роликowymi напрямними та встановлені безпосередньо над кулачковим валом, що забезпечує надійну передачу зусилля, зменшення контактних навантажень і підвищення довговічності елементів приводу [7].

Регулювання кількості палива, що впорскується в кожен циліндр, здійснюється за допомогою регулятора частоти обертання. Регулятор підтримує задану частоту обертання колінчастого вала шляхом безперервного переміщення рейок паливних насосів через спільний регулювальний вал і систему пружинних важелів, індивідуальних для кожного насоса.

Система відпрацьованого палива. Чисте паливо, що витікає внаслідок незначних витоків з паливних форсунок, паливних насосів високого тиску та трубопроводів високого тиску, відводиться до блоку сигналізації витоків

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

палива. Із цього блоку витікле паливо спрямовується в бак чистого витіклого палива, де здійснюється його збір для подальшої утилізації або повторного використання відповідно до експлуатаційних вимог. Блок сигналізації витоків палива являє собою герметичний корпус, оснащений поплавковим вимикачем для контролю рівня. У разі виникнення витоку, що перевищує нормальний експлуатаційний рівень, поплашковий вимикач автоматично формує сигнал тривоги.

Для забезпечення надійної роботи блока та запобігання загусанню відпрацьованого палива підвідне паливо до двигуна пропускається через блок сигналізації витоків. Завдяки цьому підтримується його підігрів, що гарантує вільний дренаж навіть для високов'язкого витіклого або відпрацьованого палива.

Відпрацьоване та витікле паливо з гарячого короба (hot box) відводиться дренажною лінією до шламового бака, де здійснюється його накопичення для подальшої утилізації відповідно до вимог експлуатації та екологічної безпеки.

Розрахунок паливної системи

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$	2909,36
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,193
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	571
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_m = 1,1 \dots 1,2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	3,67
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	850,00
	Коефіцієнт захаращення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,04
3	Продуктивність паливopідкачувального насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	0,26
	Коефіцієнт запасу подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00
4	Потужність привода паливopідкачувального насоса, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$	0,07
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запасу потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,30
	ККД поршневих паливopідкачувальних насосів	$\eta = 0,6 \dots 0,7$	0,70

5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_{\phi} = \frac{W_{nn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жп}}$	0,01
	Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жп} = 0,2 \dots 0,3$	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{cen} = \frac{B_{дооб}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	0,16
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{дооб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	2644,87
	Кількість сепараторів	$n = 1 \dots 4$	2
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \dots 12$	10
7	Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м ²	$F_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_3}$	0,48
	Теплоємність палива, кДж/кг·К	C_m	1,90
	Температура палива, що поступає в сепаратора, °С	t_2	80,00
	Температура, при якій зберігається паливо, °С	t_1	40,00
	Коефіцієнт теплопередачі	k	500,00
	Коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача	η_3	0,70
	Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
	Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С	t_3	120,00
8	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_3}$	16,70
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	21,00
		приймаємо	21,00
10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{y \max}^{0,303}$	14,75
		приймаємо	15,00
		$d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{y \max} - 10)$	
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{y \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	0,64
	Кількість циліндрів	i	6,00
	Частота обертання, об/хв	n	1200,00
	Коефіцієнт тактності	z	0,50
11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r < 10$ мм 2,5-2,6 при $d_r = 11 \dots 14$ мм 3 при $d_r = 15 \dots 20$ мм 3 + 0,218(d_r -20) при $d_r > 20$ мм	1,91
		приймаємо	2,00
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100$ мм 0,3 при $D = 105 \dots 200$ мм при $D = 205 \dots 250$ мм + 0,0012(D -250) при $D > 250$ мм	0,29
		приймаємо	0,30
	Діаметр циліндра, мм	D	160,00
13	Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	6,00
14	Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	1,80

Вдосконалення системи впорскування

Загальною проблемою, яка пов'язана з форсунками, є відсутність будь-якої зворотної реакції на будь-які несправності у відповідному циліндрі. Наприклад, якщо зруйноване поршневе кільце, то відомі форсунки продовжуватимуть упорскувати паливні заряди в циліндр. Таким чином, паливо буде викидатися з двигуна, що призведе до забруднення повітря викидом незгорілого палива.

На рис. (3.2 – 3.10) показана форсунка 10, що містить у загальному випадку циліндричний корпус 12 форсунки. На верхній стороні форсунки встановлено перший соленоїд 14, який приводить у дію перший клапан 16. Другий соленоїд 18 встановлено поряд із першим соленоїдом і він приводить у дію другий клапан 20. Форсунковий клапан 22 встановлений у корпусі та містить перший елемент 24 і другий елемент 26. Поршень 28 встановлений на тому кінці корпусу, який є протилежним першому соленоїду. Корпус містить циліндричну гільзу 30. Корпус містить такі різні порти/канали/області для робочої рідини:

впускний порт 32;

випускний порт 34;

охолоджувальний канал 36, що містить хід 37, хід 38 і хід 39;

керуючу камеру 40, що містить область 41, область 42, область 43, область 44, область 45, область 46, область 47, область 48 і область 49;

область 50 високого тиску; область 52;

випускний канал 54.

Між впускним портом 32 та областю 41 розміщено зворотний клапан 56, у даному випадку — підпружинений кульковий клапан.

Між областю 46 та областю 50 високого тиску розміщено зворотний клапан 58, у даному випадку — підпружинений кульковий клапан.

Керуючий клапан 60 (рис. 3.2) містить клапанний елемент 61, утворений циліндричною стінкою 62 і круглим торцем 63. Керуючий клапан 60 виконано

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		44

з можливістю ковзання в отворі 64 корпусу 12 форсунки. Круглий торець 63 звернений до області 49. Частина циліндричної стінки 62 звернена до області 52. Частина клапанного елемента 61 звернена до області 48. Переміщення клапанного елемента 61 у напрямку стрілки А на рис. 3.3 призводитиме до відкриття керуючого клапана 60, оскільки круглий торець 63 рухатиметься вгору, проходити прилеглу частину області 52 і тим самим встановлювати сполучення по робочій рідині між областю 49 та областю 52.

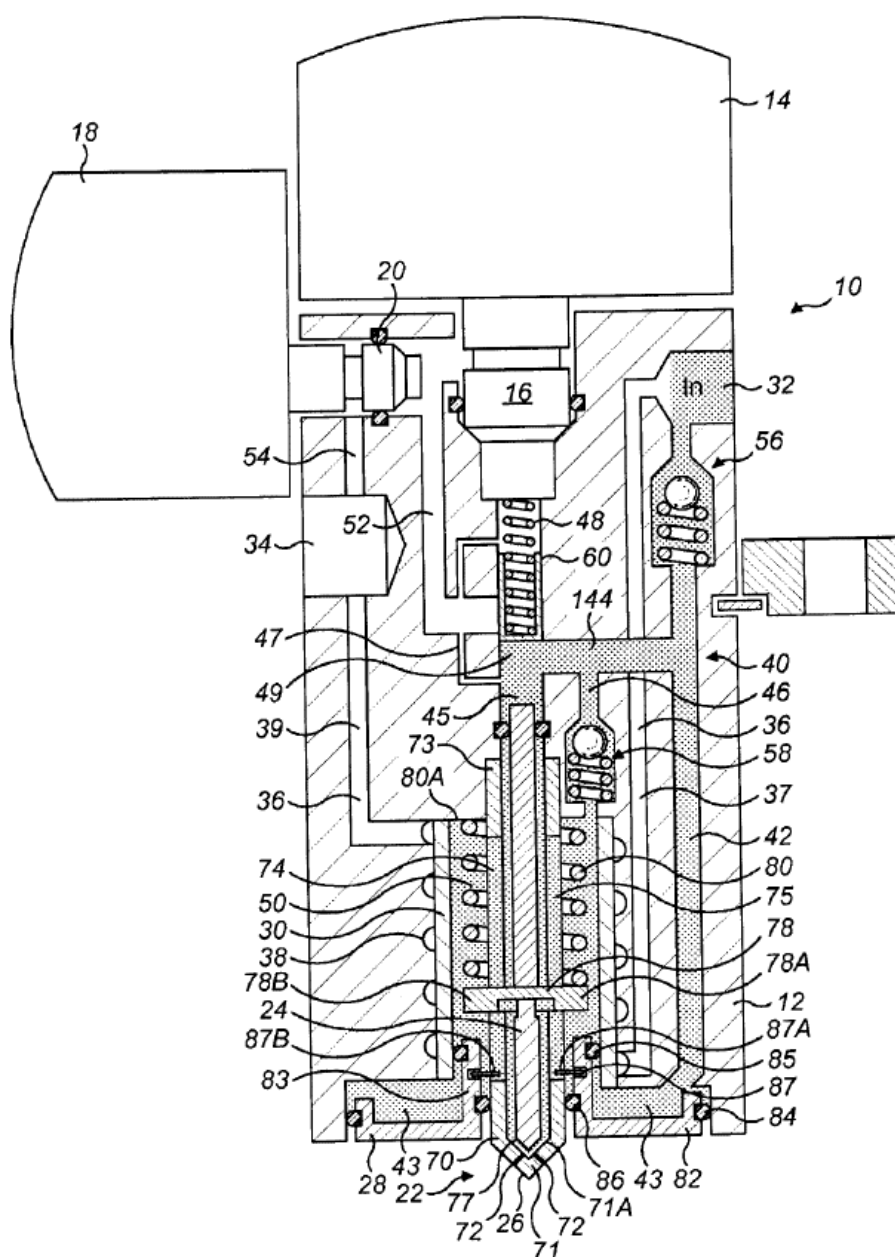


Рисунок 3.2 – Паливна форсунка

Пружина 65 зміщує клапанний елемент 61 у напрямку стрілки В на рис. 3.3, що буде додатково розглянуто нижче.

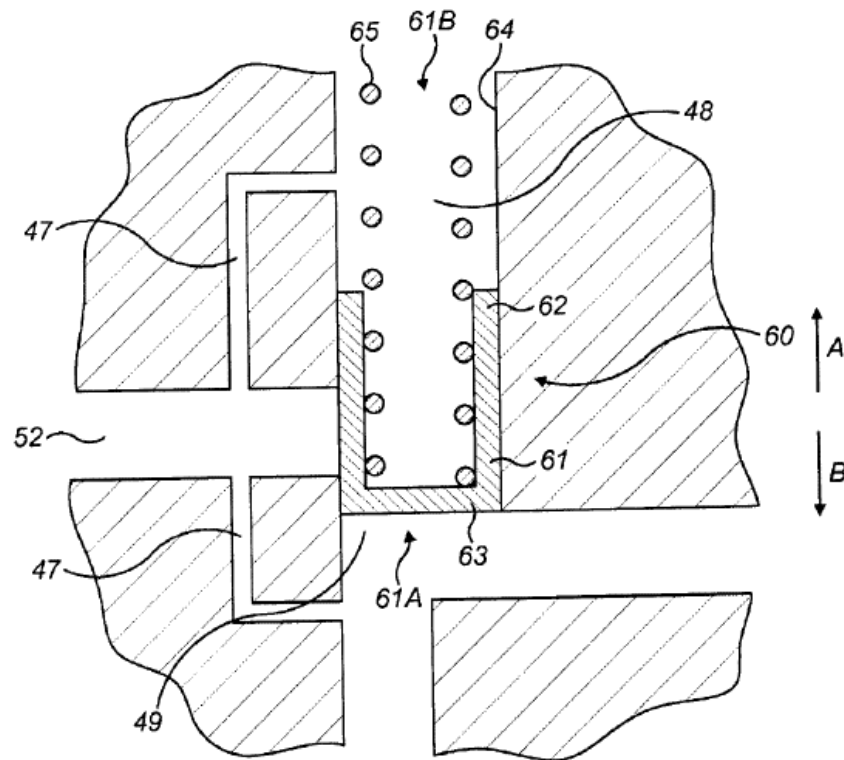


Рисунок 3.3 – Клапанний елемент

Клапанний елемент 61 визначає першу робочу область 61А, яка звернена до області 49. Тиск робочої рідини в області 49 діятиме на першу робочу область 61А таким чином, що сила, яка діє у напрямку стрілки А і прикладена до клапанного елемента 61, дорівнює тиску в області 49, помноженому на площу першої робочої області 61А. У цьому випадку перша робоча область еквівалентна площі поперечного перерізу клапанного елемента 61.

Клапанний елемент 61 також визначає другу робочу область 61В, яка звернена до області 48. Тиск робочої рідини в області 48 діятиме на другу робочу область 61В таким чином, що сила, прикладена у напрямку стрілки В до клапанного елемента 61, дорівнює тиску в області 48, помноженому на площу другої робочої області 61В. У цьому випадку друга робоча область 61В така сама, як і перша робоча область 61А.

Другий клапанний елемент 26 є, в загальному випадку, подовженим і містить, у загальному випадку, циліндричну стінку 70, з'єднану з конічним торцем 71. Конічний торець 71 містить множину отворів форсунки 72. У загальному випадку циліндрична стінка 70 на своєму кінці, протилежному конічному торцю, містить зовнішню різьбу 73, яка дає змогу вгвинтити другий клапанний елемент в отвір корпусу з внутрішньою різьбою і тим самим забезпечити жорстке прикріплення другого клапанного елемента до корпусу. У загальному випадку циліндрична стінка 70 містить два поздовжні пази 74 і 75.

Перший клапанний елемент 24 утворений штифтом 76 та поперечним штифтом 78. Штифт 76 є, в загальному випадку, подовженим і містить конічний кінець 77, який вибірково може входити в контакт із конічною внутрішньою поверхнею 71А конічного торця 71 і тим самим закривати форсунковий клапан, що буде додатково розглянуто нижче. Перший клапанний елемент також містить пружинний упор у вигляді поперечного штифта 78, який має кінці 78А і 78В. Поперечний штифт 78 з геометричним замиканням з'єднаний зі штифтом 76. Згідно з рис. 3.2, кінець 78А виступає убік через паз 75, а кінець 78В виступає убік у протилежному напрямку через паз 74. Пружина 80 діє на кінці 78А і 78В та зміщує поперечний штифт 78, а, отже, і штифт 76, у загальному випадку вниз, як показано на рис. 3.2.

Кінець 80А пружини 80 упирається в корпус 12 форсунки. Відповідно, перший клапанний елемент 24 може переміщуватися в напрямку стрілки А та в напрямку стрілки В, як буде розглянуто нижче, тоді як другий клапанний елемент 26 жорстко закріплений у корпусі 12 форсунки і, отже, не може переміщуватися ні в напрямку А, ні в напрямку В.

Поршень 28 містить у загальному випадку круглий диск 82, зв'язаний з вертикальною, у загальному випадку, циліндричною стінкою 83. Ущільнення 84 герметизує периферійний край у загальному випадку круглого диска 82 відносно заглиблення в корпусі 12 форсунки. Ущільнення 85 герметизує у

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

загальному випадку циліндричну стінку 83 відносно внутрішньої поверхні циліндричної гільзи 30. Ущільнення 86 герметизує внутрішню поверхню у загальному випадку циліндричної стінки 83 відносно зовнішньої поверхні у загальному випадку циліндричної стінки 70 другого елемента 26 клапана. Відповідно, зазначений поршень може переміщуватися в напрямку стрілки А та в напрямку стрілки В відносно корпусу 12 форсунки, що буде додатково розглянуто нижче.

Стопорне кільце 87 вставлене в кільцевий паз на внутрішній стороні у загальному випадку циліндричної стінки 83. Стопорне кільце містить два спрямовані всередину виступи 86А і 86В, які відповідно входять у пази 75 і 74 другого елемента 26 клапана. За рахунок того, що виступи 86А і 86В упираються в кінці пазів 75 і 74, стопорне кільце обмежує хід поршня, який останній може мати в напрямку В.

Форсунка 10 використовується для упорскування палива в камеру 91А згоряння двигуна 90 (рис. 3.4).

Форсунка може бути закріплена на своєму місці за допомогою фіксатора 98 та стопорного кільця 99 (показана лише частина на рис. 3.4). Фіксатор 98 утримується на місці за допомогою болта (не показано), який пропущено через фіксатор і вгвинчено в отвір 191 у головці 91 циліндрів.

Паливний насос Р подає паливо F з паливного бака Т у впускний порт 32, що буде додатково розглянуто нижче. Зворотна магістраль R передає паливо з випускного порту 34 назад у бак Т.

. Такт стиснення має місце тоді, коли поршень 94 рухається до головки циліндрів. Потім форсунка 10 у належний момент часу упорскує паливо, яке запалюється і змушує поршень на робочому такті опускатися, створюючи потужність, після чого поршень рухається до головки циліндрів, причому в цей час клапан 96А відкритий і дає змогу вивести продукти згоряння через випускний порт 96 (такт випуску). Потім зазначена послідовність дій повторюється.

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

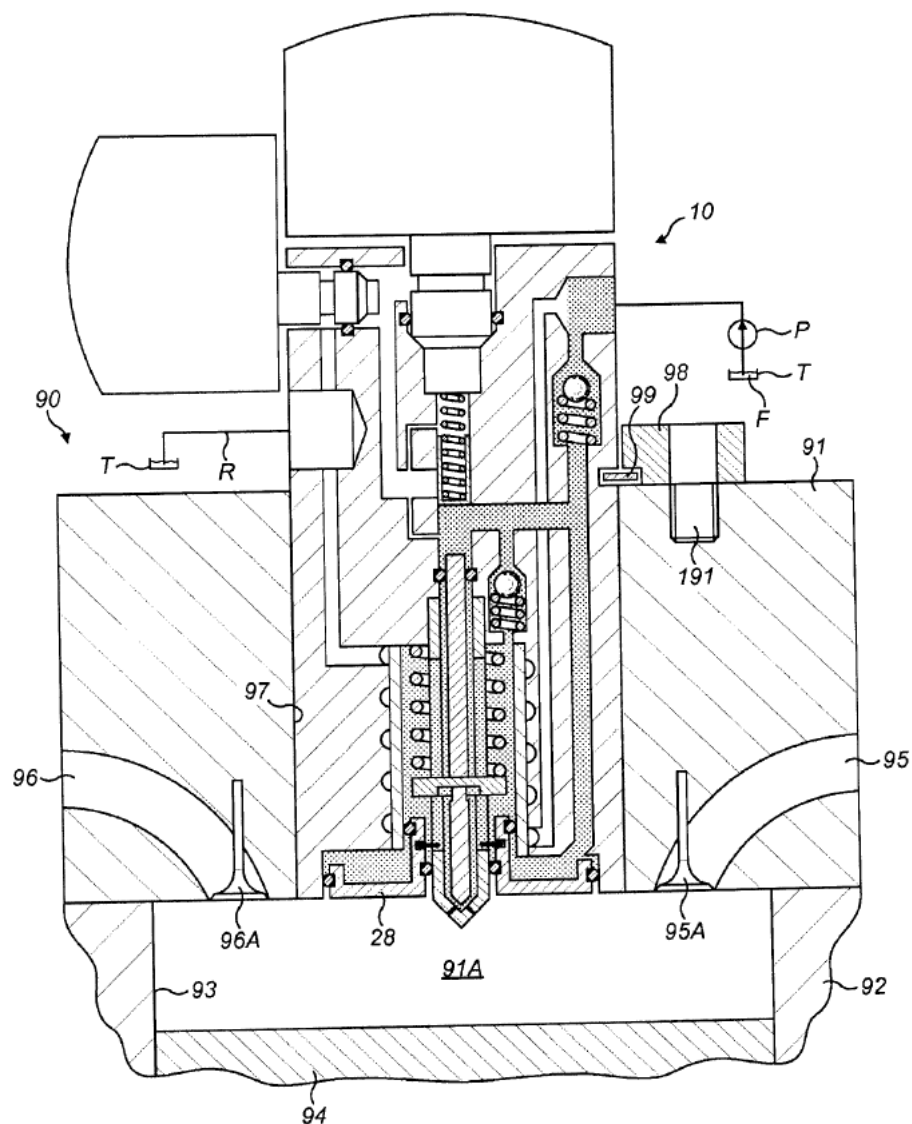


Рисунок 3.4 – Принципова схема розташування форсунки у циліндрі

Згідно з рис. 3.5, хід 38 охолоджувального каналу 36 є спіральним і виконаний на верстаті в циліндричному заглибленні 110 корпусу 12 форсунки ще до встановлення будь-яких компонентів у корпус, зокрема до встановлення в корпус 12 циліндричної гільзи 30. Як тільки спіральний паз, який визначає хід 38, буде проточений, можна запресувати гільзу 30 і тим самим утворити спіральний хід 38. Один кінець 38А ходу 38 безпосередньо сполучається по робочій рідині з ходом 37, а протилежний кінець 38В ходу 38 безпосередньо сполучається по робочій рідині з ходом 39.

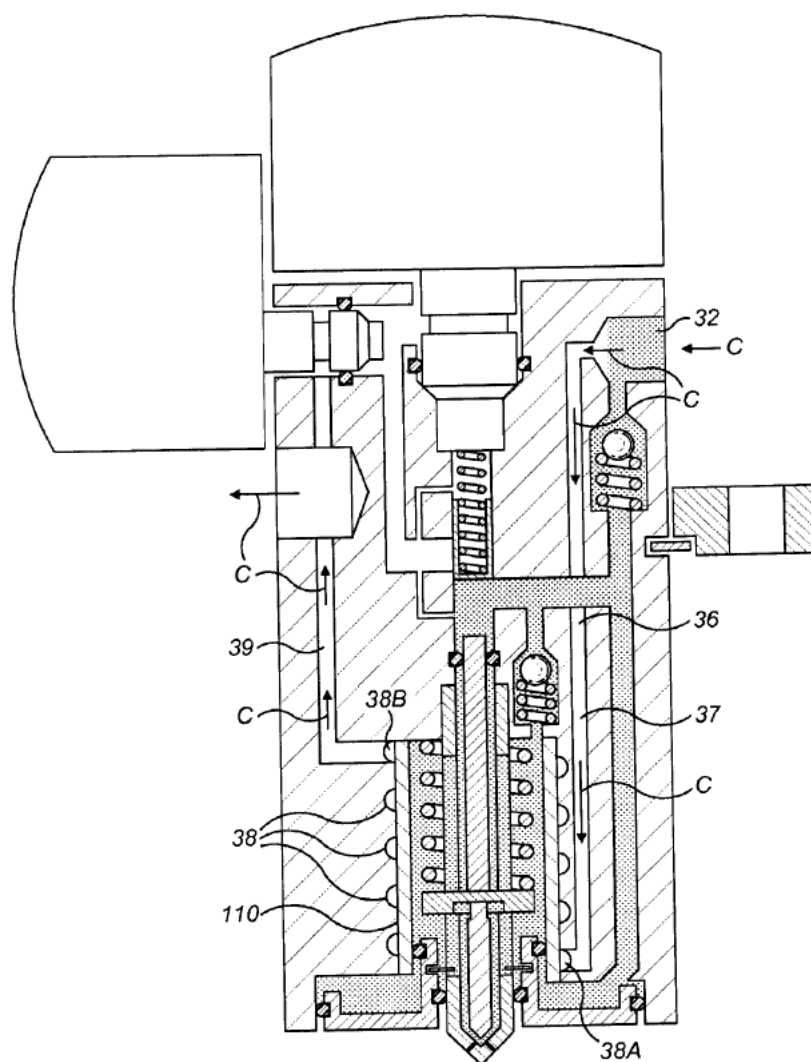


Рисунок 3.5 – Контур охолодження

Під час експлуатації насос Р нагнітає паливо F з бака Т у впускний порт 32. Певна кількість цього палива проходить в охолоджувальний канал 36, надходячи спочатку в хід 37, а потім проходячи через кінець 38А ходу 38, через сам хід 38, потім через кінець 38В ходу 38, потім через хід 39 і потім через випускний порт 34 та по зворотній магістралі R назад у бак Т. Стрілка С на фіг. 3.5 показує цей шлях потоку.

Паливо F, що виходить із паливного бака Т, буде холоднішим, ніж головка циліндрів двигуна, і тому, коли паливо тече, зокрема по ходу 38, воно відбиратиме тепло від форсунки, охолоджуючи тим самим останню. Уже нагріте паливо буде повернено в бак Т, і тепло буде розсіюватися в атмосфері.

Далі буде розглянуто роботу форсунки під час такту впуску, такту стиснення, робочого такту та такту випуску двигуна.

Заповнення форсунки

Рис. 3.6 зображує, як відбувається заповнення камери 50 високого тиску форсунки.

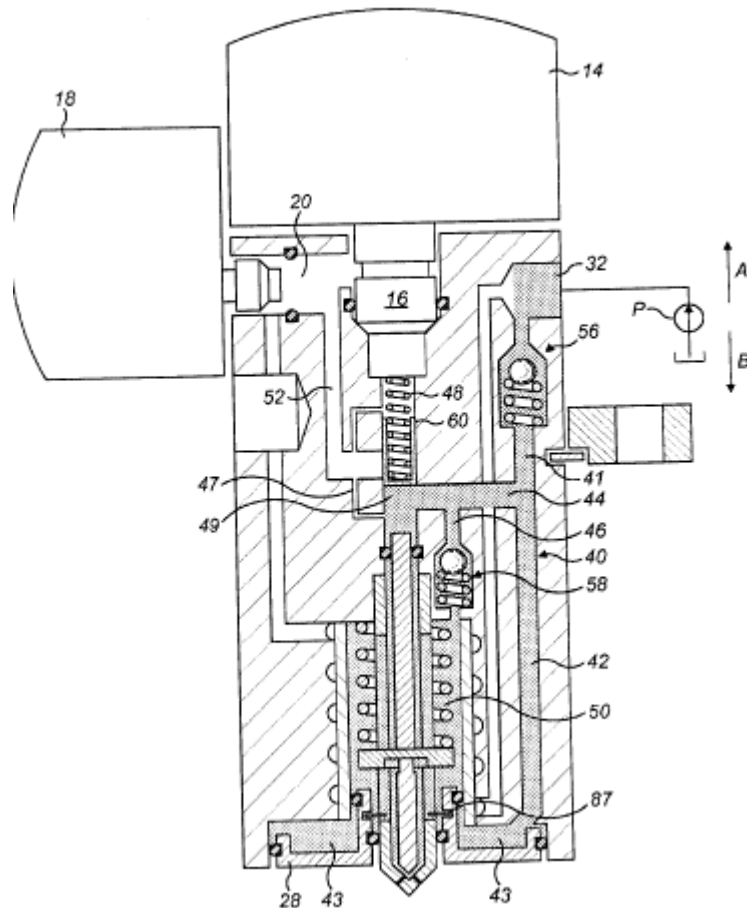


Рисунок 3.6 – Заповнення

Приводять у дію перший соленоїд 14 так, щоб перший клапан 16 був у закритому положенні (перший соленоїд 14 і клапан 16 виконані так, що клапан 16 є нормально закритим, тобто коли перший соленоїд 14 не запитаний, тобто струм не протікає через котушки першого соленоїда, клапан 16 закритий). Другий соленоїд 18 приводять у дію так, щоб другий клапан 20 перебував у відкритому положенні (другий соленоїд 18 і другий клапан 20 виконані так, що другий клапан 20 є нормально відкритим, тобто другий

клапан 20 відкритий, коли живлення на соленоїд 18 не подано). Оскільки область 47 зв'язує по робочій рідині область 49 з областю 48, і оскільки область 48 не зв'язана по робочій рідині з областю 52 (оскільки клапан 16 закритий), тиск у області 49 та області 48 однаковий, і, отже, гідравлічний тиск з протилежних сторін клапанного елемента 61 також однаковий. Таким чином, сила, що діє у напрямку стрілки А, створена тиском у області 49, який діє на першу робочу область 61А, дорівнює силі, що діє у напрямку стрілки В на клапанний елемент 61, створений тиском у області 49, який діє на другу робочу область 61В (оскільки тиски в областях 48 і 49 однакові та оскільки величина першої робочої області 61А дорівнює величині другої робочої області 61В). З огляду на вищезазначене, пружина 65 діє на клапанний елемент 61, змушуючи його рухатися в напрямку стрілки В, тим самим закриваючи керуючий клапан 60. Тиск від насоса Р на впускному порту 32 змушує зворотний клапан 56 відкритися, і тому паливо з впускного порту 32 проходить у керуючу камеру 40, тобто в область 41, а з неї — в область 42 і 43. Частина палива проходить з області 41 в область 44, а звідти — в область 46. Паливо, що надходить в область 46, змушує зворотний клапан 58 відкритися, що дає змогу паливу проходити в область 50 високого тиску. З області 44 паливо також надходить в область 49, а звідти — в область 45. Паливо не може пройти в область 52, оскільки, як зазначалося вище, керуючий клапан 60 закритий.

Оскільки робоча рідина може надходити в область 43 і також може надходити в область 50 високого тиску, це дає можливість поршню 28 переміщуватися в напрямку стрілки В у міру того, як область 50 та область 43 заповнюються паливом. Слід розуміти, що сили, які діють на поршень 28, являють собою комбінацію миттєвого значення тиску в області 50 високого тиску, миттєвого значення тиску в керуючій камері 40 та миттєвого значення тиску в камері 91А згоряння. Зокрема, миттєве значення тиску в камері 91А згоряння буде нижчим за атмосферний тиск у певні періоди циклу горіння,

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

зокрема на такті впуску. Відповідно, може бути забезпечено переміщення поршня 28 у напрямку стрілки В таке, щоб область 50 високого тиску та область 43 заповнювалися паливом у міру того, як об'єм області 50 високого тиску та області 43 збільшується завдяки переміщенню поршня 28.

Слід зазначити, що стопорне кільце 87 та виступи 87А і 87В обмежують величину переміщення поршня 28, яке він може здійснювати в напрямку стрілки В, тобто стопорне кільце 87 не дає поршню 28 «випасти» в головку циліндрів.

Як тільки форсунка виявляється заповненою (або заправленою), тоді під час чотиритактного циклу на такті стиснення тиск у головці циліндрів почне збільшуватися, діючи тим самим на поршень 28. Однак, оскільки керуючий клапан 60 закритий і оскільки зворотні клапани 56 та 58 будуть закриті, керуюча камера 40 виявиться гідравлічно замкненою і, отже, перешкоджатиме переміщенню поршня в напрямку стрілки А.

Початок упорскування

Рис. 3.7 зображує, як починається упорскування.

Щоб розпочати упорскування, перший соленоїд 14 приводять у дію, щоб відкрити перший клапан 16. Другий клапан 20 залишається відкритим.

При відкритому першому клапані 16 робоча рідина, що знаходиться в області 48, може проходити, минаючи клапан 16 та клапан 20, у випускний порт 34, як показано стрілкою D на рис. 3.7, і потрапляти в область низького тиску, тобто в бак Т. Це призводить до того, що тиск палива в області 48 падає, зокрема нижче рівня, який спостерігається в області 49. Область 47 є порівняно вузькою і діє як обмежувач, коли потік проходить з області 49 в область 48. Це обмеження викликає перепад тиску, коли робоча рідина рухається по області 47, що призводить до того, що тиск в області 48 буде нижчим, ніж в області 49.

Отже, існує нижчий тиск, який діє на другу робочу область 61В, ніж на першу робочу область 61А, і цього перепаду тиску достатньо, щоб подолати

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

зусилля пружини 65, що веде до переміщення клапанного елемента 61 у напрямку стрілки А в положення, показане на фіг. 6, і тим самим — до відкриття керуючого клапана 60, що дає змогу робочій рідині, яка знаходиться в області 49, текти в область 52 і назовні через випускний порт 34 (див. стрілку Е).

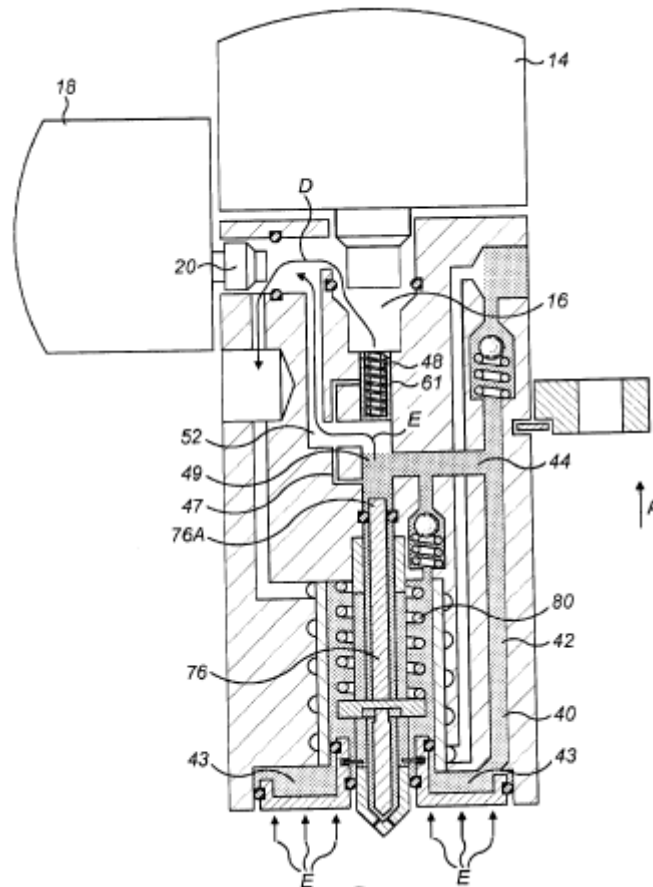


Рисунок 3.7 – Початок упорскування

Відкриття керуючого клапана 60, як розкрито вище, призводить до того, що область 40 низького тиску більше не є гідравлічно замкненою. На тиск у камері згоряння (показаний на фіг. 3.7 стрілками Е), який діє на кільцевий торець поршня 28, більше не чинить зворотної дії тиск в області 43 (оскільки ця область тепер з'єднана з областю низького тиску (тобто з баком) через область 42, 44, 49, 52 і випускний порт 34). Тому протидію тиску, що діє на поршень 28, чинить лише тиск в області 52 високого тиску.

На фіг. 3.8 окремо спрощено показано поршень 28. Поршень має великий зовнішній діаметр $G1$ та внутрішній діаметр $G2$. Зрозуміло, що тиск у головці циліндрів діє на робочу область $H1$:

Паливо в області 50 високого тиску діє на робочу область $H2$:

Отже, тиск в області 50 високого тиску у $H1/H2$ разів більший за тиск у головці циліндрів. І, отже, на поршні 28 відбувається «множення» тиску в циліндрі до тиску в області 50 високого тиску.

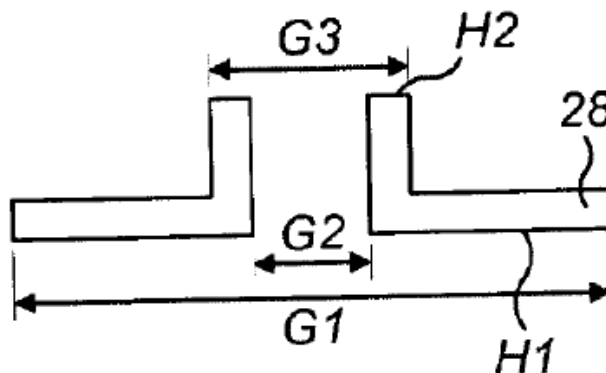


Рисунок 3.8 – Схематичне зображення поршня форсунки

Штифт 76 перебуває в ковзному контакті з прокладкою 76А. Прокладка 76А, у свою чергу, ущільнена в отворі корпусу 12 циліндра. Таким чином, область 45 ізольована від області 50 високого тиску. Область 45 утворює частину керуючої камери 40, яка, як показано на рис. 3.7, з'єднана з областю низького тиску, тобто з баком Т, так що частина штифта 76, розташована нижче прокладки 76А (згідно з рис. 3.7), зазнає дії високого тиску (тобто тиску в області 50 високого тиску), тоді як частина штифта, розташована вище прокладки 76А, зазнає дії тиску керуючої камери 40, який при відкритому керуючому клапані 60 дорівнює атмосферному тиску. Відповідно, різниця тисків між областю 50 високого тиску та керуючою камерою 40 є достатньою, щоб перемістити штифт 76 вгору проти дії пружини 80 і тим самим відвести конічний торець 77 від конічної внутрішньої поверхні 71А і, відповідно,

відкрити клапан форсунки 22 та забезпечити можливість виконання упорскування палива в головку циліндрів через отвори форсунки 72.

Слід розуміти, що упорскування палива відбуватиметься при певному миттєвому значенні тиску в області 50 високого тиску, яке буде у Н1/Н2 разів більшим за миттєве значення тиску в головці циліндрів.

Закінчення упорскування

Щоб зупинити упорскування, керуючу камеру 40 приводять до гідравлічного блокування. Це виконують шляхом закриття другого клапана 20, як показано на рис. 3.9. Як тільки другий клапан 20 закриється, поршень 28 більше не зможе переміщуватися в напрямку стрілки А через гідравлічне замикання керуючої камери 40. Після того як поршень 28 зупинить свій рух у напрямку стрілки А, об'єм області 50 високого тиску припинить зменшуватися і, відповідно, упорскування палива припиниться.

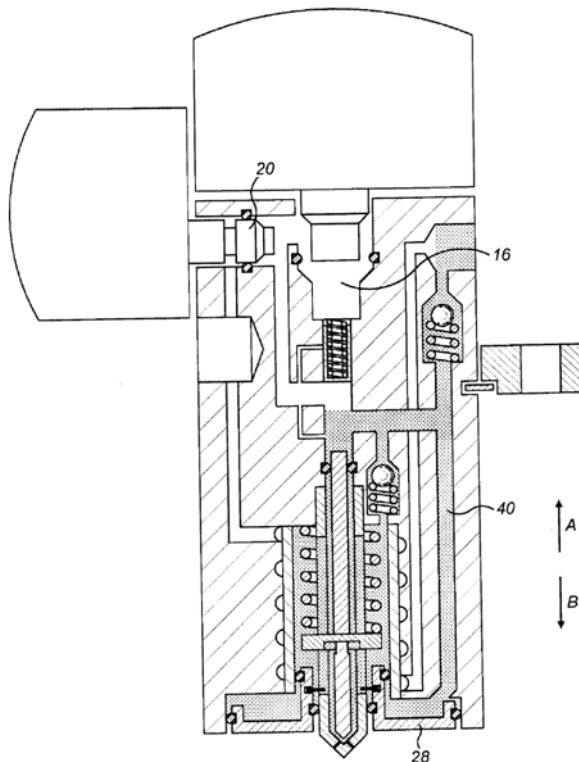


Рисунок 3.9 – Закінчення упорскування

Рис. 3.9 зображує момент, коли клапан 20 закривається. У цей момент керуючий клапан 60, як і раніше, відкритий.

Дуже скоро після закриття клапана 20 тиски в областях 48 і 49 вирівнюються (через область 47) і тим самим змусять пружину 65 перемістити клапанний елемент 61 у напрямку стрілки В, закриваючи тим самим керуючий клапан 60. Це показано на рис. 3.10

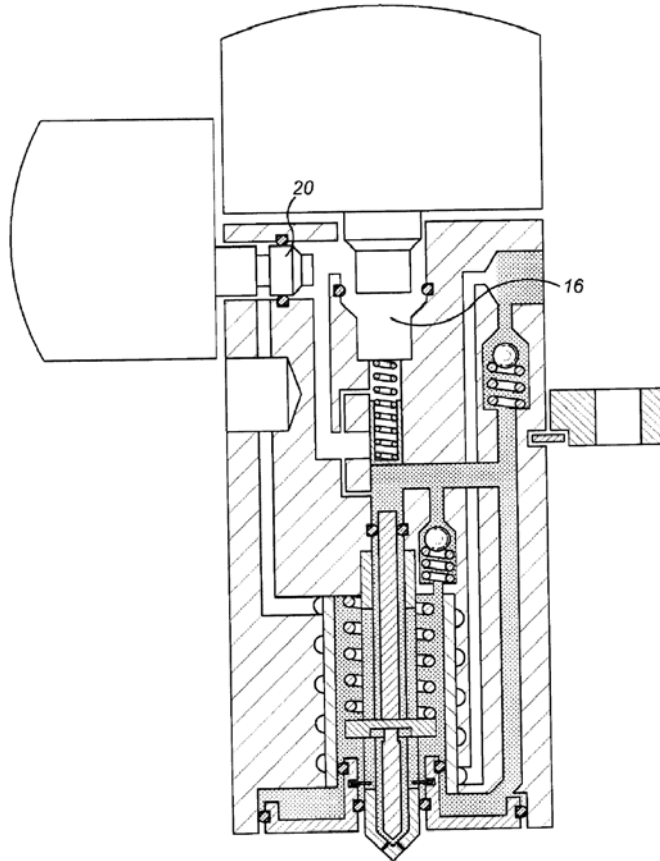


Рисунок 3.10 – Закриття клапана

Клапан 16 потім може бути закритий

Клапан 20 потім можна відкрити (як показано на рис. 3.6), забезпечуючи можливість знову заповнити (або заправити) камеру 50 високого тиску, тобто підготувати для наступного епізоду упорскування.

Згідно дослідних даних при використанні подібних форсунок [8] питома ефективна витрата палива зменшується на 1,5% (в нашому випадку на 3 г/(кВт×год) – з 193 до 190 г/(кВт×год)).

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

Мета дослідження полягає в аналітичному обґрунтуванні економічної доцільності використання вдосконаленої системи впорскування палива.

У таблиці 4.1 приведені техніко-економічні показники двигуна 6ЧН 16/24 (MAN B&W 6L16/24).

Таблиця 4.1 – Техніко-економічні показники двигуна

Найменування	Позначення	Розмірність	Базовий двигун	Спроектований двигун
Потужність	N_e	кВт	570	570
Частота обертання	n	хв^{-1}	1200	1200
Діаметр циліндра, м	D	м	0,16	0,16
Хід поршня, м	S	м	0,24	0,24
Питома витрата палива	g_{ep}	кг/кВт·год	0,193	0,19
Механічний ккд	η_m	-	0,9	0,9
Питома витрата масла	g_m	кг/кВт·год	0,0022	0,0022
Ціна двигуна	C	грн	400000	450000
Ціна палива	C_{π}	грн/кг	60	60
Ціна масла	C_m	грн/кг	50	50
Час роботи за рік	t	год	250	250
Число контрольних ремонтів	η	-	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	$\epsilon_{\min}$	-	1,1	1,1
Коефіцієнт частини вартості роботи	b	-	0,05	0,05

Коефіцієнт використання потужності	K_{Π}	-	0,85	0,85
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{к.р.}$	-	0,3	0,3
Ресурс двигуна до першого перебирання	$t_{пер}$	год	30000	30000
Ресурс двигуна до капітального ремонту	$t_{к.р.}$	год	100000	100000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	-	0,15	0,15

Оцінювання економічної ефективності здійснюється відповідно до вимог методичних рекомендацій.

Зазначений підхід використовується для вирішення таких завдань:

1. Техніко-економічне обґрунтування вибору оптимальних варіантів виготовлення та впровадження нових технічних рішень.
2. Відображення показників економічності та ефективності у встановлених нормах і нормативних документах.
3. Розрахунок фактичного рівня ефективності застосування нової техніки в умовах експлуатації.

Розрахунок економічної ефективності

1) Річна продуктивність

$$N = K_{\Pi} \cdot N_e \cdot t, \text{ кВт*г за рік}$$

2) Термін служби

$$T = \frac{t_{к.р.}}{t}, \text{ рік}$$

3) Річні поточні витрати на паливо

$$Z_n = N \cdot \Pi_n \cdot g_e, \text{ грн}$$

4) Річні поточні витрати на масло

$$З_m = g_m \cdot N \cdot Ц_m \cdot 10^{-3}, \text{ грн}$$

5) Річні витрати на поточний ремонт

$$З_{н.р} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{пер}}, \text{ грн}$$

6) Річні поточні витрати на капітальний ремонт

$$З_{к.р} = \frac{K_{к.р} \cdot t \cdot Ц}{t_{к.р} \cdot \varepsilon_{\min}}, \text{ грн}$$

7) Річний економічний ефект у споживача

$$U_I = \underline{З_n + З_m + З_{к.р} + З_{н.р}}, \text{ грн}$$

8) Річний економічний ефект у споживача від використання модернізованого двигуна.

$$E_k = \left[Ц_\delta \cdot \frac{N_\epsilon}{N_\delta} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_\delta} + E_\delta}{\frac{1}{T_\epsilon} + E_\epsilon} \right) + \frac{U_1^{1\delta} - U_1^\epsilon}{\frac{1}{T_\epsilon} + E_\epsilon} \right] \cdot Ц_\epsilon, \text{ грн}$$

$$\text{де } U_1^{1\delta} = \frac{N_\epsilon}{N_\delta} \cdot U_1^\delta$$

9) Час окупності модернізованого двигуна

$$T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S}, \text{ років}$$

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна,

ΔS – річна економія при експлуатації модернізованого двигуна

$$\Delta S = З_n^\delta - З_n^\epsilon + З_m^\delta - З_m^\epsilon + З_{н.р}^\delta - З_{н.р}^\epsilon + З_{к.р}^\delta - З_{к.р}^\epsilon, \text{ грн}$$

Результати розрахунку економічної ефективності представлені в табл. 4.2.

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 4.2 – Результати розрахунку економічної ефективності

Найменування	Позначення	Розмірність	Базовий двигун	Спроектований двигун
Річна продуктивність	N	кВт·год/рік	121125,0	121125,0
Термін служби	T	рік	15,0	15,0
Річні поточні витрати на паливо	$Z_{\text{п}}$	грн	1402627,5	1380825,0
Річні поточні витрати на масло	$Z_{\text{м}}$	грн	13323,8	13323,8
Річні витрати на поточний ремонт	$Z_{\text{п.р}}$	грн	166,7	187,5
Річні витрати на капітальний ремонт	$Z_{\text{к.р}}$	грн	272,7	306,8
Річний економічний ефект у споживача	U_1	грн	1416390,6	1394643,1
	U_1^{16}	грн	1416390,6	-
Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна	$E_{\text{к}}$	грн	50373,4	
Додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна	ΔK	грн	50000,0	
Річна економія при експлуатації модернізованого двигуна	ΔS	грн	21747,6	
Час окупності модернізованого двигуна	$T_{\text{окуп}}$	рік	2,30	
		місяць	27,59	

Річний економічний ефект модернізованого двигуна в порівнянні з базовим двигуном за рахунок використанням вдосконаленої системи впорскування у розмірі 50373,4 грн. Заміна базового двигуна окупиться приблизно за 28 місяців.

РОЗДІЛ 5

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Забезпечення вимог охорони праці при експлуатації системи впорскування палива двигуна 6ЧН 16/24

Система впорскування палива дизельного двигуна 6ЧН 16/24 працює в умовах високих тисків, підвищених температур та безперервної дії механічних і теплових навантажень, що зумовлює підвищений рівень небезпеки для обслуговуючого персоналу. Під час експлуатації двигуна можливий вплив таких небезпечних і шкідливих виробничих факторів, як струмінь палива під високим тиском, нагріті поверхні елементів двигуна, пожежонебезпечність дизельного палива, токсичність його парів і продуктів згоряння, а також шум і вібрація.

Основною вимогою охорони праці при експлуатації системи впорскування є категорична заборона будь-якого втручання в паливну апаратуру під час роботи двигуна. Навіть короточасне послаблення з'єднань або перевірка герметичності при працюючому двигуні створює ризик важких травм, оскільки струмінь дизельного палива, що виходить під високим тиском, здатний проникати під шкіру людини та викликати тяжкі ураження тканин.

Перед пуском двигуна необхідно перевірити справність паливної системи, відсутність підтікань палива, правильність кріплення паливопроводів високого тиску та наявність захисних кожухів. Особлива увага приділяється зоні форсунок і паливних насосів високого тиску, де можливі витoki палива у разі порушення герметичності з'єднань. Усі елементи системи впорскування повинні бути чистими, без нашарувань палива або мастила, оскільки забруднення підвищують пожежну небезпеку.

					<i>KPM.142.6221мз.25.11.00.ПЗ</i>	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Під час роботи двигуна обслуговуючий персонал повинен перебувати поза зоною розміщення паливопроводів високого тиску та форсунок. У машинному відділенні має бути забезпечена ефективна вентиляція, яка запобігає накопиченню парів дизельного палива та підтримує допустимі санітарно-гігієнічні умови. Забороняється експлуатація двигуна за наявності запаху палива або видимих витоків, а також використання відкритого вогню чи іскроутворювальних інструментів поблизу паливної апаратури.

Значну небезпеку становлять нагріті поверхні головки циліндра, форсунок і паливних насосів, які можуть викликати термічні опіки. Тому всі гарячі елементи повинні бути теплоізовані або закриті захисними кожухами, а персонал зобов'язаний використовувати спецодяг, стійкий до дії високих температур і нафтопродуктів.

Забезпечення вимог охорони праці при технічному обслуговуванні системи впорскування палива двигуна 6ЧН 16/24

Технічне обслуговування системи впорскування палива двигуна 6ЧН 16/24 є плановим комплексом робіт, спрямованих на підтримання її справного стану та запобігання аварійним відмовам. У процесі виконання робіт з технічного обслуговування рівень небезпеки для персоналу значно зростає, оскільки здійснюється безпосередній контакт із елементами паливної апаратури.

Перед початком будь-яких робіт з технічного обслуговування двигун повинен бути повністю зупинений, знеструмлений і захищений від випадкового пуску. Необхідно дочекатися зниження температури елементів системи впорскування до безпечних значень та повністю зняти тиск у паливопроводах. Роботи дозволяється виконувати лише за наявності відповідного наряду-допуску та після проведення цільового інструктажу з охорони праці.

					<i>KPM.142.6221мз.25.11.00.ПЗ</i>	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Під час обслуговування паливних насосів високого тиску та форсунок забороняється використовувати несправний або несертифікований інструмент. Особливу увагу слід приділяти стану різьбових з'єднань паливопроводів високого тиску — їх підтягування допускається лише із застосуванням динамометричного інструменту відповідно до технічної документації. Забороняється «підтискання» паливопроводів із перевищенням допустимого моменту, оскільки це може призвести до руйнування трубопроводів у процесі подальшої експлуатації.

Під час перевірки та очищення форсунок необхідно уникати контакту шкіри з паливом і промивними рідинами. Персонал повинен використовувати захисні рукавиці, окуляри та спецодяг. Забруднені паливом ганчір'я, фільтрувальні елементи та промивні рідини підлягають збиранню в спеціальні герметичні ємності з подальшою утилізацією.

Окрему небезпеку становлять роботи з прокачування та розповітрявання паливної системи. Ці операції необхідно виконувати відповідно до інструкції заводу-виробника, уникаючи перебування персоналу в зоні можливого виходу палива під тиском. Після завершення технічного обслуговування проводиться обов'язкова перевірка герметичності системи при пуску двигуна з дотриманням усіх заходів безпеки [9].

Забезпечення вимог охорони праці при ремонті системи впорскування палива двигуна 6ЧН 16/24

Ремонт системи впорскування палива двигуна 6ЧН 16/24 належить до робіт підвищеної небезпеки та повинен виконуватися спеціально підготовленим персоналом у відповідно обладнаних приміщеннях або майстернях. У процесі ремонту здійснюється розбирання паливних насосів високого тиску, форсунок і паливопроводів, що супроводжується підвищеним ризиком травмування, отруєння та пожеж.

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Перед початком ремонтних робіт необхідно повністю злити паливо з елементів системи, очистити деталі від залишків палива та забезпечити вентиляцію робочого місця. Забороняється виконувати ремонт у приміщеннях без вентиляції або поблизу джерел відкритого вогню. Робоче місце повинно бути обладнане засобами пожежогасіння, а персонал — знати порядок дій у разі загоряння.

Під час ремонту плунжерних пар, клапанів і розпилювачів забороняється застосування кустарних методів відновлення, таких як шліфування, притирка або зварювання елементів, не передбачених технологією ремонту. Усі деталі, що мають сліди надмірного зношування або пошкоджень, підлягають заміні. Після ремонту паливні насоси та форсунки повинні пройти перевірку на спеціалізованих стендах, що дозволяє знизити ризик аварійних відмов під час подальшої експлуатації.

Забезпечення вимог екологічної безпеки при експлуатації, ТО та ремонті системи впорскування палива

Екологічна безпека при роботі з системою впорскування палива двигуна 6ЧН 16/24 тісно пов'язана з охороною праці та спрямована на запобігання забрудненню навколишнього середовища. Основними джерелами екологічної небезпеки є витoki дизельного палива, підвищені викиди шкідливих речовин у відпрацьованих газах і неправильне поводження з відходами.

Справний технічний стан паливної апаратури забезпечує оптимальне згоряння палива, зниження димності та скорочення викидів оксидів азоту і твердих частинок. Регулярне технічне обслуговування та ремонт форсунок і паливних насосів високого тиску сприяють зменшенню негативного впливу двигуна на атмосферу.

Усі відпрацьовані фільтри, промивні рідини та забруднені матеріали повинні збиратися та утилізуватися відповідно до чинних екологічних норм. Забороняється злив дизельного палива або відходів за борт або в ґрунт.

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Дотримання цих вимог дозволяє забезпечити екологічну відповідальність експлуатації двигуна 6ЧН 16/24.

Таким чином, забезпечення вимог охорони праці та екологічної безпеки при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті системи впорскування палива двигуна 6ЧН 16/24 є комплексним завданням, що потребує поєднання технічних, організаційних і профілактичних заходів. Реалізація запропонованих у розділі рішень дозволяє знизити виробничі ризики, підвищити надійність і довговічність паливної апаратури, а також забезпечити безпечну та екологічно відповідальну експлуатацію двигуна в реальних умовах роботи.

					<i>КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ</i>	Аркуш
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі виконано комплексне дослідження та обґрунтування шляхів покращення показників роботи суднового допоміжного дизельного двигуна 6ЧН 16/24 шляхом удосконалення системи впорскування палива. Актуальність обраної теми зумовлена зростанням вимог до економічності, екологічної безпеки та надійності суднових енергетичних установок, а також необхідністю забезпечення стабільної роботи двигунів у широкому діапазоні експлуатаційних режимів.

У першому розділі роботи проаналізовано особливості застосування двигуна 6ЧН 16/24 у складі дизель-генераторної установки танкера BRO DELIVERER. Розглянуто конструктивні особливості судна, схему суднової енергетичної установки, а також будову і принцип роботи основних систем двигуна. Показано, що двигун 6ЧН 16/24 характеризується високою надійністю, модульністю конструкції та придатністю до тривалої експлуатації в суднових умовах, однак ефективність його роботи значною мірою визначається станом і характеристиками системи впорскування палива.

У другому розділі виконано огляд і аналіз сучасних напрямків удосконалення систем упорскування палива суднових двигунів. Розглянуто перехід від традиційних механічних систем паливоподачі до електронно-керованих систем, впровадження систем типу Common Rail, удосконалення конструкції паливних насосів високого тиску, підвищення їх ремонтпридатності та модульності, а також розвиток паливних форсунок і процесів розпилення палива. На основі аналізу встановлено, що саме оптимізація параметрів упорскування є одним із найбільш ефективних способів підвищення економічності та зниження токсичності відпрацьованих газів без радикальної зміни конструкції двигуна.

У третьому розділі запропоновано технічні рішення щодо вдосконалення системи впорскування палива двигуна 6ЧН 16/24. Виконано

					КРМ.142.6221мз.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

розрахунок робочого циклу двигуна та проаналізовано вплив параметрів упорскування на перебіг процесу згоряння. Наведено опис паливної системи та обґрунтовано доцільність застосування конструктивних і експлуатаційних заходів, спрямованих на підвищення стабільності подачі палива, покращення якості розпилення та зменшення втрат. Показано, що запропоновані рішення дозволяють покращити рівномірність роботи циліндрів і створюють передумови для зниження питомої витрати палива.

У четвертому розділі виконано економічне обґрунтування запропонованих заходів. Проведений аналіз показав, що вдосконалення системи впорскування палива є економічно доцільним, оскільки зменшення витрати палива та підвищення надійності паливної апаратури призводять до зниження експлуатаційних витрат і скорочення простоїв судна. Отримані результати підтверджують ефективність запропонованих технічних рішень з точки зору їх впровадження в умовах реальної експлуатації суднових дизель-генераторних установок.

У п'ятому розділі розглянуто питання забезпечення вимог охорони праці та екологічної безпеки при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті системи впорскування палива двигуна 6ЧН 16/24. Встановлено, що паливна система є джерелом підвищеної небезпеки через високі тиски, наявність горючих речовин і нагрітих поверхонь. Запропоновані організаційні та технічні заходи дозволяють знизити рівень виробничого ризику, запобігти аварійним ситуаціям і мінімізувати негативний вплив експлуатації двигуна на навколишнє середовище.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Significant ships of 2006. The Royal Institution of Naval Architects, 2006. pp. 18 - 19.
2. L16/24. Project Guide – Marine Four-stroke GenSet compliant with IMO Tier II, 2019. 500 p.
3. Woodyard D. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200-Wheeler Road, Burlington, 2004. 914 p.
4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.
5. Kees Kuiken. Diesel Engines for ship propulsion and power plants. Target Global Energy Training. Onnen, The Netherlands. July 2008.
6. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
7. Latache M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
8. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.
9. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

					<i>KPM.142.6221мз.25.11.00.ПЗ</i>	Аркуш
						69
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		