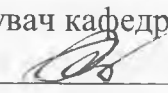


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри


«09 » 12 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення паливної економічності суднового дизеля Sulzer RTA 72U шляхом модернізації паливної системи та вдосконалення сумішоутворення

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-24



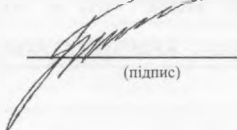
(підпис)

Скушенко О.А.

Керівник роботи:

проф. кафедри ЕМ, д.т.н., проф.

(посада, науковий ступень, вчене звання)



(підпис)

Білоусов Є.В.

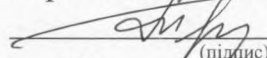
Первомайськ - 2025 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« 15 » 09 2025 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

студенту

Єкушенко Олег Андрійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Підвищення паливної економічності судно-
вого дизеля Sulzer RTA 72U шляхом модернізації паливної системи та вдоско-
налення сумішоутворення

Керівник роботи Білоусов Євген Вікторович, д.т.н., проф.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджено: розпорядженням ПННІ НУК від 15.09.2025 року № 86.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 08.12.2025 року.

3. Вихідні дані до роботи: Як об'єкт дослідження пропонується розглянути
можливість підвищення ефективності робочого процесу судових малообер-
тових дизелів, за рахунок зміни закону вприскування палива на всіх режимах
навантаження та внесення змін до системи газорозподілу двигуна з метою
покращення газообміну.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно
розробити) Розробці підлягають питання пов'язані з удосконаленням закону
подачі палива у малообертових дизелів з та змін до їх робочого процесу.
Також необхідно розглянути заходи з покращення умов газообміну дизеля.

9. Перелік графічного матеріалу Графічне відображення результатів аналізу
розрахункових досліджень (6-8 позицій), креслення, з розточуванням,
обладнання перетин двигуна, схеми, матеріали що підтверджують ефектив-
ність запропонованих технічних заходів

Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

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

Видачі завдання

«15» вересня 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
Підготовка та проробка літературних джерел	16.09.2025	
Написання першого розділу	23.09.2025	
Виконання розрахунків та написання другого розділу		
Проробка третього розділу	07.10.2025	
Проробка заходів з охорони праці	28.10.2025	
Проробка заходів з охорони навколишнього середовища.	18.11.2025	
Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	25.11.2025	
Формування кваліфікаційної роботи		
Проробка графічної частини	08.12.2025	

Студент

(підпис)

Єкушенко О.А.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

д.т.н., проф. Білоусов Є.В.

(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Представлена кваліфікаційна робота складається з 71 сторінки на яких розміщено 30 рисунків, 6 таблиць. При підготовці роботи було використано 19 джерел інформації.

У роботі розроблений комплекс заходів щодо вдосконалювання системи упорскування палива в камеру згоряння двигуна Sulzer RTA 72U. Виконано тепловий розрахунок робочого процесу двигуна стосовно до нових умов роботи системи паливостачання. Виконано розробку заходів з забезпечення охорони праці та запобігання забрудненню навколишнього середовища.

Результати кваліфікаційної роботи пройшли апробацію на 12-тій науково-технічній конференції «Marine Power Engineering: State and Problems» у листопаді 2025 року.

Ключові слова: ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, ПАЛИВОПОСТАЧАЛЬНА АПАРАТУРА, ФОРСУНКА

ABSTRACT

The introduced degree design includes 71 pages, 30 drawings, 6 tables. At design preparation it has been used 19 information source.

In the design the complex of provisions on perfecting of an injection system of fuel in propeller Sulzer RTA 72U combustion chamber is developed. The heat calculation of working process of the propeller with reference to new working conditions of an injection system of fuel is executed. Development of measures to ensure occupational safety and prevent environmental pollution has been completed.

The results of the qualification thesis were validated at the 12th scientific and technical conference «Marine Power Engineering: State and Problems» in November 2025.

Keywords: THE EXPLOSIVE MOTOR, EQUIPMENT FOR A FUEL INJECTION, INJECTOR

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО ГОЛОВНОГО ДВИГУНА.....	7
1.1 Призначення і конструктивний тип судна.....	7
1.2 Склад енергетичної установки судна Maersk Noumea.....	9
1.3 Аналіз особливостей конструкції двигунів Sulzer-RTA.....	10
РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ ТЕНДЕНЦІЙ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЙ ПАЛИВНИХ СИСТЕМ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ ТА ВИБІР НАПРЯМУ МОДЕРНІЗАЦІЇ ДВИГУНА СУДНА ПРОТОТИПУ.....	26
2.1 Система паливоподачі, основні положення.....	26
2.2 Аналіз особливостей конструкції паливопостачальної апаратури двигуна що підлягає модернізації.....	33
2.3 Аналіз сучасних тенденцій в організації робочого процесу суднових двигунів.....	39
2.4 Вибір напрямку модернізації паливної системи двигуна.....	44
РОЗДІЛ 3. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА ТА АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ РОЗРАХУНКУ.....	48
3.1 Тепловий розрахунок робочого процесу модернізованого двигуна	49
3.2 Аналіз результатів теплового розрахунку	60
РОЗДІЛ 4. ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ПРИ ПРОВЕДЕННІ РОБІТ ПО МОДЕРНІЗАЦІЇ ТА ОБСЛУГОВУВАННЮ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА ТА ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ.....	62
4.1. Нормативна правова база охорони праці та охорони навколишнього середовища	62
4.1.1 (МАРПОЛ 73/78) Міжнародна конвенція по запобіганню забруднення моря із суден 1973 року й Протокол до неї 1978 року	62

4.1.2 (СОЛАС) Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р.....	63
4.1.3 Міжнародний кодекс по керуванню безпечною експлуатацією суден і запобіганню забруднення (МККБ).....	64
4.2 Техніка безпеки на морському транспорті.....	64
ВИСНОВКИ.....	69
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	70

ВСТУП

В основні тенденції розвитку світового транспортного флоту передбачають створення нових видів транспортних енергосилових установок, що забезпечують істотне скорочення витрати палива. Одним з найбільш перспективних шляхів є удосконалення системи впорскування двигунів, що застосовуються на флоті як головні. Типовим представником досить сучасного класу дизелів є двигун Sulzer RTA72U який застосовується на багатьох судах, збудованих протягом останніх років, наприклад на судні Maersk Noumea, взятому у якості прототипу у даній кваліфікаційній роботі.

За умови нормального повітропостачання енергетичні й економічні показники дизеля практично повністю визначаються досконалістю процесу паливопостачання. Останній у свою чергу залежить від того, наскільки глибоко пророблена конструкція елементів паливоупорскувальної апаратури і доведені процеси, що визначають якість наповнення ПНВТ, динаміку подачі палива від ПНВТ до форсунки й, нарешті, розпилювання палива форсункою.

Паливні апаратури є одним з найважливіших агрегатів дизеля. У порівнянні з іншими вузлами паливна апаратура перетерпіла найбільше конструктивних змін у зв'язку зі збільшенням циклових подач, збільшенням динамічних і кавітаційних навантажень й т.і.

Ціль кваліфікаційної роботи: розробити комплекс заходів для удосконалення системи впорскування палива дизеля Sulzer RTA72U.

Задачі що вирішуються у кваліфікаційній роботі:

1. Аналіз стану проблеми для сучасних малообертових судових двигунів.
2. Проведення комплексного аналізу для вибору найбільш ефективних методів удосконалення системи впорскування.
3. Розроблення технічних рішень та розрахункова перевірка їх ефективності, визначення шляхів втілення запропонованих рішень .
4. Розробка заходів з охорони праці та навколишнього середовища при модернізації головного двигуна судна

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО ГОЛОВНОГО ДВИГУНА

1.1 Призначення і конструктивний тип судна

Контейнеровоз MAERSK NOUMEA, (IMO 9231482) взятий у якості прототипу у даній кваліфікаційній роботі призначено для перевезення 2530 20-футових контейнерів. Можливе одночасне перевезення до 430 рефрижераторних контейнерів з можливістю вивантаження кожного з них у різних портах. Для цього судно обладнано чотирма кранами вантажопідємністю 40 т. кожен. Побудовано судно на верфі Hyundai Heavy Ind. Co., Ltd. у місті Ульсан (Ulsan) у 2015 році. Заводський номер судна – 1305. Власником судна є компанія Noumea Shipping Ltd., а керуючою компанією є Eurobulk Ltd. Судно експлуатується під прапором Ліберії, порт приписки – Монровія.

Класифікація: М. 100 А5 з висотою надводного борта 5,24 м, Контейнеровоз IW SOLAS-II-2, Reg.19C2P57.

Район плавання – необмежений. Тип судна – одногвинтовий, двопалубний дизельний контейнеровоз з півбаком і подвійними бортами, подвійним дном у доль усього корпусу судна, одним подовжнім перебиранням у кормовій частині, з кормовим розташуванням машинного, вантажного, житлових і службових приміщень, з бульбовою формою носового краю й крейсерською кормою, зрізаною в надводній частині по типу транця, з надлишковим надводним бортом. [2], корпус підсилено для плавання у льодах. Судно має вісім водонепроникних переборок. Найбільший люк має розміри: довжина – 12,60 м; ширина – 25,72 м.

Загальний вигляд судна наведено на рис. 1.1. Головні розміріння судна наведено у табл. 1.1.

**Таблиця 1.1 – Головні розмірні судна відповідно до правил
обміру суден 1969 року**

Параметр	Значення
Найбільша довжина	210,07 м.
Регістрова довжина	200,55 м.
Зареєстрована ширина	30,20 м.
Обмірна висота борта	16,70 м.
Осадка	11,500 м.
Валова регістрова місткість	26582 т.
Чистий регістровий тоннаж	12715 т.
Повна вантажопідйомність судна	34654 т.
Баластова вода	10220 м ³
Паливо	3918 м ³
Найбільша висота	
- півбак	26,37 м.
- корма	38,50 м.

Водотоннажність судна в морській воді щільністю 1,025т/м³ при осаді 11,4 м складає близько 34654 тонн, при цьому диферент на корму складає близько 0,7 м. Чистий тоннаж 12715 тонн, дедвейт судна 33807, об'єм вантажних приміщень 9716 м³.

При плаванні судна в баласті мінімальне осідання носом складає близько 6,3 м, кормою – близько 7,3 м.

Дальність плавання по запасах палива, масла і води при експлуатаційно-тривалій потужності складає 14500 миль.

Екіпаж судна становить 27 чоловік. Автономність плавання по запасах сухої провізії складає 55 діб, по запасах іншої провізії й прісної води – 45 діб.

Додатково передбачені ємності для запасів палива, що забезпечують збільшення дальності плавання до 17500 миль за рахунок зменшення вантажопідйомності.

Швидкість судна на іспитах при осаді на рівний кіл осіданням 11,4 м на

глибокій хвилі при хвилюванні моря не більш 2-х балів і вітрі не більш 3-х балів зі свіжопофарбованим корпусом, потужністю головного двигуна, що складає близько 90% (21560 кВт) максимально тривалої потужності, складає 21 вузол.



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд судна MAERSK NOUMEA

Швидкість судна на іспитах при осаді на рівний кіль 11,4 м на глибокій воді при хвилюванні моря не більш 2-х балів і вітрі не більш 3-х балів зі свіжопофарбованим корпусом, потужністю головного двигуна, що складає 90% (21560 кВт) максимально тривалої потужності, складає 21 вузол.

1.2 Склад енергетичної установки судна Maersk Noumea

Головний двигун. Енергетична установка судна може експлуатуватися без постійної вахти у машинному відділенні. Як головний двигун на контейнеровозі встановлений дизель, типу Sulzer RTA72U (7ДКРН 72/250), збудований у 2014 році фірмою Hyundai Engine & Machinery Co., Ltd. Двигун

є: двотактний, реверсивний, крейцкопфний, з газотурбінним наддуванням (з постійним тиском газів перед турбіною), з убудованим упорним підшипником, пристосований до роботи на важких сортах палива.

Допоміжна установка в складі:

- чотирьох допоміжних автоматизованих дизель-генераторів потужністю 2000 кВт кожний при частоті обертання 750 хв^{-1} що забезпечують током усі споживачі судна з напругою 440/220 В;

- одного аварійного дизель-генератора потужністю 188 кВт напругою 440/220 В при частоті обертання дизеля 1000 хв^{-1} .

Головний двигун і передача встановлені в трюмі на фундаментах зв'язаних із днищевим набором корпусу судна (рис. 1.2).

Розміщення устаткування суднових електростанцій

Основне устаткування СЕС: чотири ДГ розташовані на другій, платформі з метою захисту суднових приміщень від шумового впливу на рівній відстані друг від друга по лівому борту. Устаткування аварійної електростанції встановлено в спеціальному приміщенні на шлюпковій палубі для забезпечення безпеки при аварійних ситуаціях. Центральний пост керування (ЦПК) ізолюваний, що дає можливість установити в цьому приміщенні головний розподільний щит (ГРЩ).

1.3 Аналіз особливостей конструкції двигунів Sulzer-RTA

Двигуни фірми Sulzer серії RTA є представниками двигунів нового покоління, які широко використовуються на сучасних судах. В останні роки фірма Sulzer вела інтенсивну роботу зі збільшення агрегатної потужностей двигунів. При цьому оберти не мінялися, і навіть були знижені, форсування здійснювалося за рахунок підвищення тисків наддування й середнього ефективного тиску до 1,9 МПа. Зниження обертів визначалося прагненням, у першу чергу, збільшити пропульсивний ККД гребного гвинта, а також досягти більше низьких питомих витрат палива.

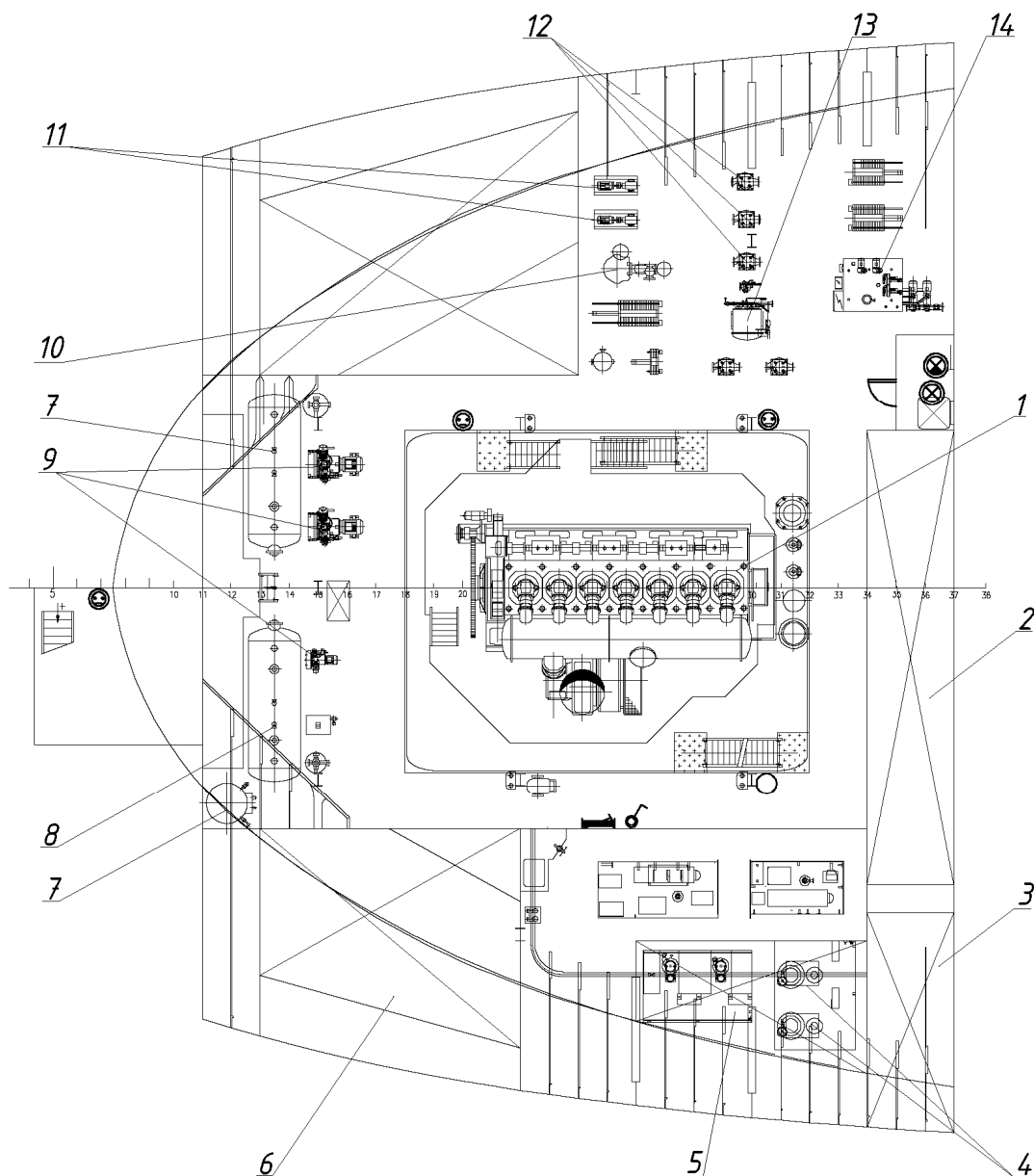


Рисунок 1.2 – Загальний план машинного відділення. 1 – головний двигун; 2 – цистерна основного запасу палива; 3 – цистерна запасу моторного палива; 4 – сепаратори палива; 5 – сепаратори масла; 6 – баластні цистерни; 7 – інснератор; 8 – повітряний ресивер; 9 – компресори; 10 – сепаратор л'яльних вод; 11 – насоси перекачки палива; 12 – насоси забортової води; 13 – водоопріснювальна установка; 14 – установка кондиціювання повітря

Загальний вигляд двигуна RTA у поперечному перетині представлений на рис. 1.3. На основі базової моделі RTA були розроблені 6 модифікацій двигунів різної розмірності з діаметрами циліндрів від 48 до 96 см з обертами від 67 до 127 хв⁻¹.

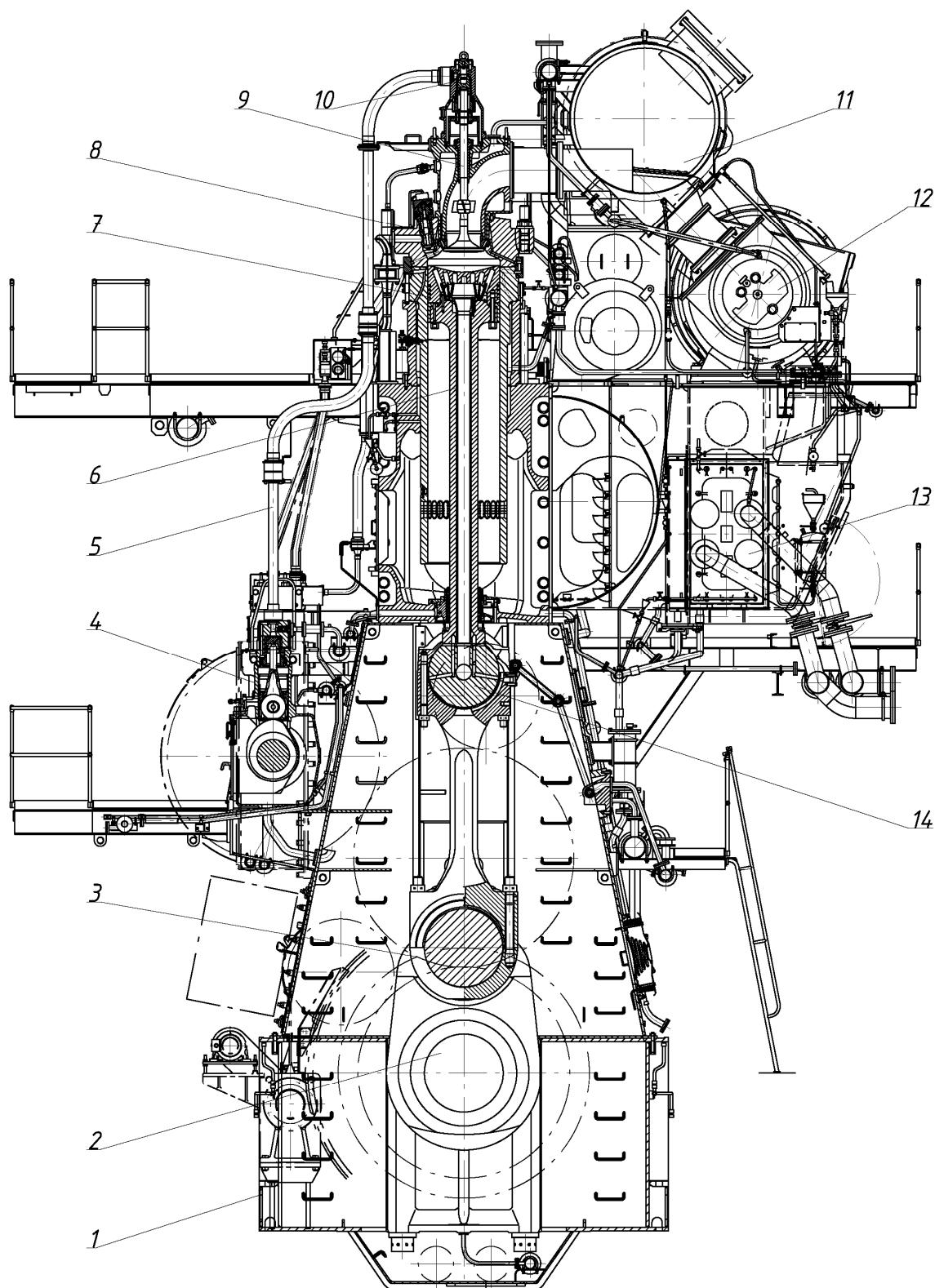


Рисунок 1.3 – Двигун RTA72U-B (поперечний перетин): 1 – остів; 2 – колінчатий вал; 3 – шатун; 4 – блок насосів; 5 – трубка високого тиску; 6 – шток поршня; 7 – поршень; 8 – кришка циліндру; 9 – випускний клапан; 10 – актюатор приводу клапана; 11 – впускний ресивер; 12 – турбокомпресор; 13 – повітроохолоджувач; 14 – крейцкопфний вузол

Щоб при зменшенні обертів не знижувати циліндрову потужність, фірма прибігала до збільшення ходу поршня (S/D з 2,9 (RTA) до 3,45 (RTA M,U), 3,75 (RTA T) і 4,17 (RTA T з діаметрами 48 і 58 см)). Збільшення ходу поршня не тільки збільшувало робочий об'єм циліндра, але й сприятливо позначилося на сумішоутворенні й сприяло зниженню витрати палива. У табл. 1.2 надано основні технічні характеристики дизеля Sulzer RTA 72U-B.

Таблиця 1.2 – Основні технічні характеристики дизеля RTA 72U-B

Параметр	Значення
Заводська марка	7RTA 72U-B
Марка дизеля за ДСТ 10150	7ДКРН 72/250
Циліндрова потужність, N_e цил., кВт	3080
Частота обертання, n , хв^{-1}	99
Середній ефективний тиск, p_e , МПа	1,83
Тиск після компресору, p_k , МПа	0,36
Максимальний тиск циклу, p_z , МПа	14,5
Ефективна питома витрата палива, g_e кг/(кВт×год.)	0,171

Остів двигуна складається із зварної фундаментної рами гондольного типу (рис. 1.4 а), окремих для кожного циліндра зварених колон що утворюють коробку картеру (рис. 1.4 б), з'єднаних між собою болтами й індивідуальних литих чавунних сорочок циліндрів, що зв'язуються болтами у жорсткий єдиний блок.



Рисунок 1.4 – Фундаментна рама (а) та коробка картеру (б) двигуна RTA72U-B

У закритій фундаментній рамі, простори між поперечними балки утворить мотильови колодязі, між якими через спеціальні отвори в поперечних балках перетікає масло. Система поздовжніх і поперечних балок утворює картер двигуна. Піддон використовують для збору відпрацьованого мастила, що стікає з деталей двигуна. Днище піддона виконують похилим для стоку масла у відповідну трубу. На судновий фундамент рама опирається привалочними полками, у яких є отвори під болти кріплення.

Станину двигуна виготовляють у вигляді зварених коробчастих конструкцій з листової сталі. У нижній частині є привалочна поверхня, якою станина опирається на фундаментну раму й з'єднується з нею. Станина служить для підтримки блоку циліндрів. Крім того, станина є базовою деталлю для кріплення основної маси допоміжних механізмів двигуна, таких як розподільні вали, паливні насоси, механізми привода клапанів.

На бічних поверхнях поперечних стійок станини розміщують вертикальні чавунні плити, називані паралелями, які сприймають зусилля від повзунів крейцкопфа. Для розбирання підшипників і огляду деталей руху на бічних стінках станини є люки, які закриваються знімними кришками.

Робочий циліндр складається із зовнішньої сорочки й втулки циліндра. Втулку запресовують у розточення сорочки циліндра, між ними передбачені порожнини для циркуляції охолоджувальної води. У сорочках для підведення надувочного повітря передбачають повітряні порожнини. Сорочки потужних двотактних двигунів виготовляють окремо для кожного циліндра й з'єднують болтами. Така конструкція робить двигун більше жорстким.

Сорочки двотактних двигунів у нижній частині мають спеціальну діафрагму для відділення порожнини картера від підпоршневого простору. У діафрагмі встановлюється ущільнення поршневого штока (рис. 1.5). З боку впуску є впускні вікна, які з'єднують порожнини продувочного повітря з ресивером надувочного повітря. Для можливості очищення засорочкового простору в сорочці роблять горловини із кришками.

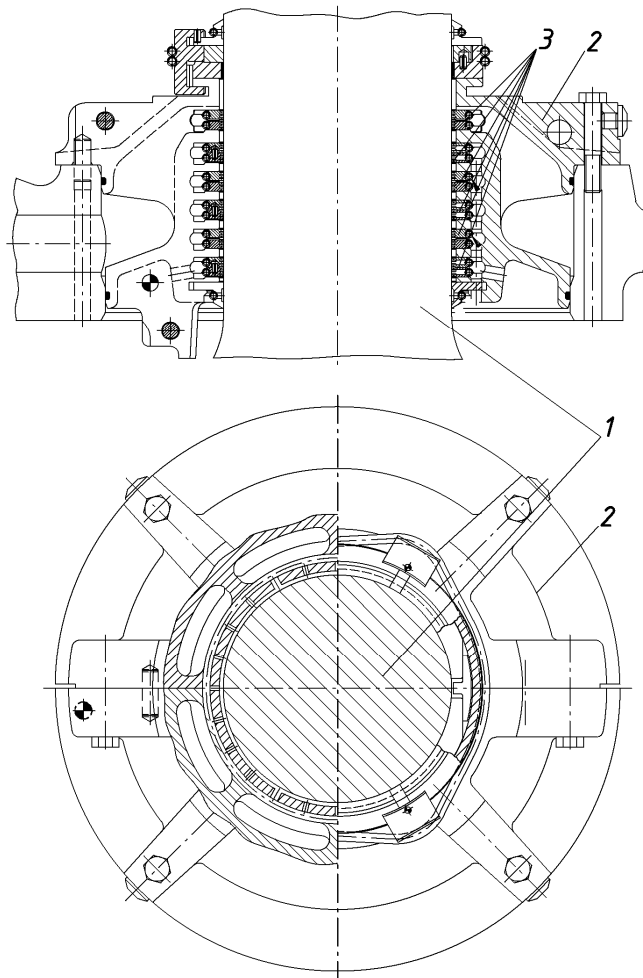


Рисунок 1.5 – Сальник штоку поршня. 1 – шток поршня; 2 – корпус сальника; 3 – маслос'ємні кільця

Циліндропоршнева група. Фірма Sulzer розробила й впровадила в модельний ряд RTA пакет трибологічних заходів, що включає: дворівневу подачу масла на дзеркало циліндра; ретельну обробку робочої поверхні втулок із глибоким хонінгуванням по всій їхній довжині; теплову ізоляцію втулок у середині ходу поршня а також установку ізольованих трубок в охолодні свердління у верхній частині; попереднє профілювання всіх поршневих кілець; хромо-керамічне покриття верхніх кілець; покриття всіх інших кілець; установку антиполірувального кільця у верхній частині втулок; збільшення товщини хромового покриття поршневих канавок.

Антиполірувальне кільце на втулці перешкоджає відкладенню нагарів на поверхні головки поршня, що запобігає поліруванню циліндра.

Особливо важливим є підтримка температури робочої поверхні втулки циліндра на рівні, що перевищує температуру конденсації парів води. У противному випадку неминуча холодна (сірчиста) корозія, що приводить до інтенсивних зносів. Застосовувана ізоляція втулки в її середній частині й установка ізольованих трубок у свердління у фланці втулки дозволяють підвищити температури до рівня, при якому виключається конденсація.

Система змащення циліндрів акумуляторного типу створює необхідну товщину масляної плівки і її відновлення на всьому протязі ходу поршня. Витрата циліндрового масла становить $1,4 \text{ г}/(\text{кВт} \times \text{год.})$. Знос циліндрів у двигунах РТА становить 0,1 мм, а поршневих кілець 0,4 мм на 1000 годин.

Робочі втулки (рис. 1.6) разом з поршнем і кришкою циліндра утворюють замкнутий об'єм, у якому відбувається робочий процес двигуна. Внутрішня поверхня втулок піддається зношуванню від стирання рухливими деталями, і корозійному впливу внаслідок конденсації на її стінках водяної пари, які розчиняють у собі продукти окислювання сірки й азоту з утворенням мінеральних кислот. Зовнішня поверхня втулок, що граничить із водою, піддається кавитаційному руйнуванню в наслідок мікропереміщень стінки й окислюванню при взаємодії з киснем, розчиненим у воді.

Втулки виготовляють із перлітного чавуну, легованого хромом і нікелем. Верхню частину втулки виготовляють стовщеною, тому що в цій області діють найбільші тиски. Верхня частина втулки виконується у вигляді масивного фланця усередині якого для зняття теплових напруг просвердлені похилі отвори, через які проходить вода із системи охолодження.

Верхнім фланцем втулка опирається на опорний борт сорочки й притискається до нього циліндровою кришкою. У розточення нижнього опорного пояса втулку вставляють із зазором, тому що при роботі двигуна вона розширюється від нагрівання більше, ніж сорочка охолодження. Крім того, ковзаюча посадка дозволяє втулці при нагріванні безперешкодно розширюватися в осьовому напрямку. Це сприяє зниженню механічних напруг і дає можливість виготовляти цільні втулки досить великого діаметру.

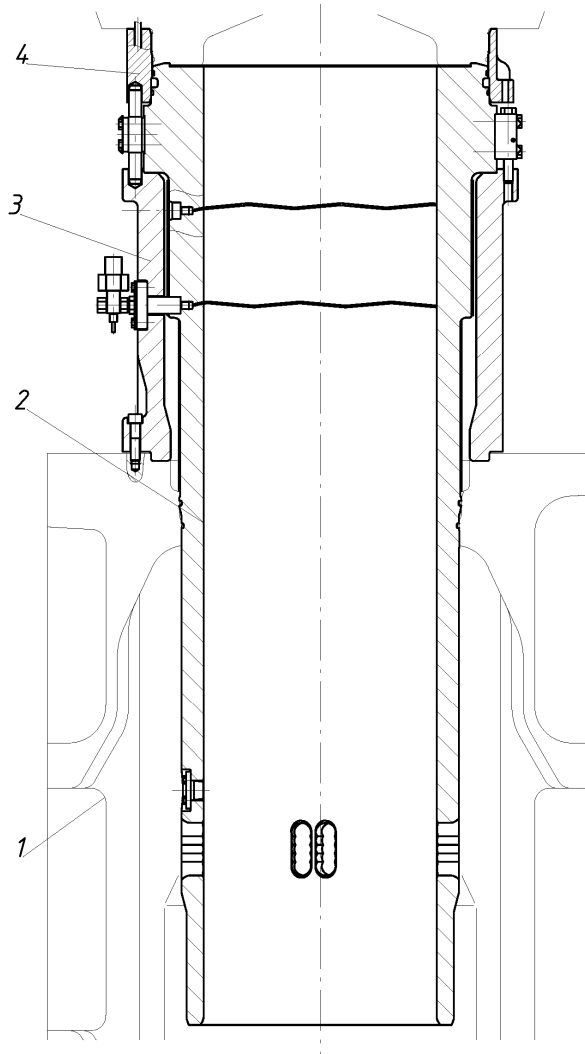


Рисунок 1.6 – Втулка та сорочка циліндру двигуна RTA72U-B. 1 – сорочка циліндру; 2 – втулка циліндру; 3 – сорочка охолодження; 4 – перехідне кільце

У нижній частині втулки прорізаються газорозподільні вікна. У двигунів із прямоточними схемами продувки вікна прорізані під нахилом до осі втулки циліндра, щоб забезпечити обертовий рух повітря в циліндрі. Для герметизації різних порожнин, через які проходить втулка циліндра на ній встановлюються кільця з витону, які розміщаються в спеціальних канавках. Кільця встановлюються попарно для підвищення надійності ущільнення.

Внутрішні поверхні втулок для підвищення зносостійкості гартують струмами високої частоти. Для зниження тертя між втулкою й поршнем з поршневыми кільцями на внутрішній стороні втулки хонингуванням наноситься мікрорельєф у вигляді канавок розташованих під кутом. Ці

канавки затримують масло й забезпечують змащення поршневих кілець.

Анкерні зв'язки являють собою довгі шпильки, що проходять через фундаментну раму, станину й сорочки циліндрів, зв'язуючи всі елементи остова в єдину жорстку конструкцію (рис. 1.7). На двигуні RTA72U-B застосовано довгі, наскрізні анкерні зв'язки. Для підвищення резонансної частоти шпильок вони фіксуються від осьових коливань за допомогою підтискних болтів (рис. 1.7 *а,в*). На сучасних суднових дизелях анкерні зв'язки затягують спеціальними гідравлічними домкратами (рис. 1.7 *б*).

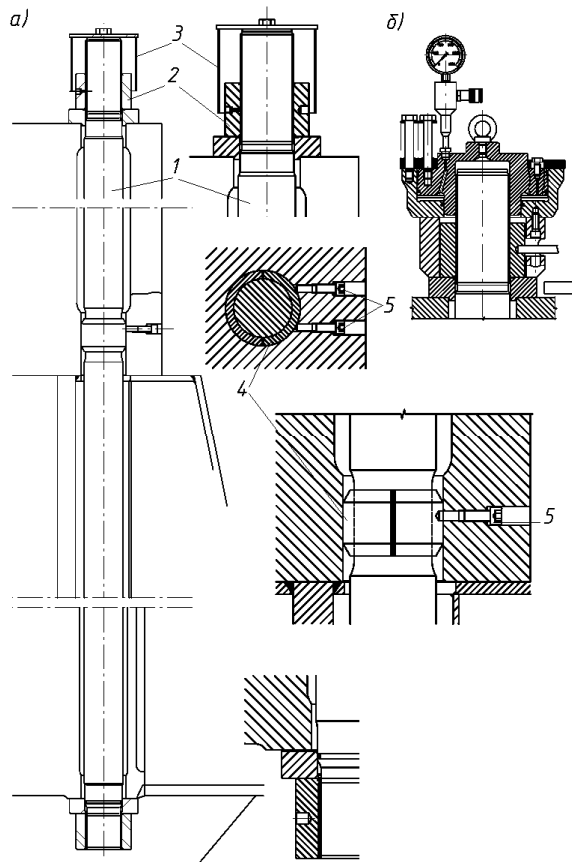


Рисунок 1.7 – Конструкція анкерних зв'язків МОД серії RTA (*а*).
б – гідравлічний домкрат для затягування анкерних зв'язків: 1 – шпилька; 2 – гайка; 3 – захисний ковпак; 4 – накладний бандаж; 5 – фіксуючі гвинти

Анкерні зв'язки виготовляють із високоякісних легованих сталей і шліфують по всій довжині для зняття напруг у матеріалі. Затягування анкерів виконується із зусиллями, що перевищують максимальний тиск циклу. Цим забезпечується розвантаження деталей остову від зусиль, викликаних тиском

газів на кришку циліндра, тому деталі остову працюють тільки на стиск.

Кришки циліндрів (рис. 1.8) разом із днищем поршня й поверхнею втулки утворюють робочу порожнину циліндра, а при положенні поршня у ВМТ – камеру згоряння двигуна (рис. 1.10 *a*). Вони сприймають силу від тиску газів і піддаються дії високих температур.

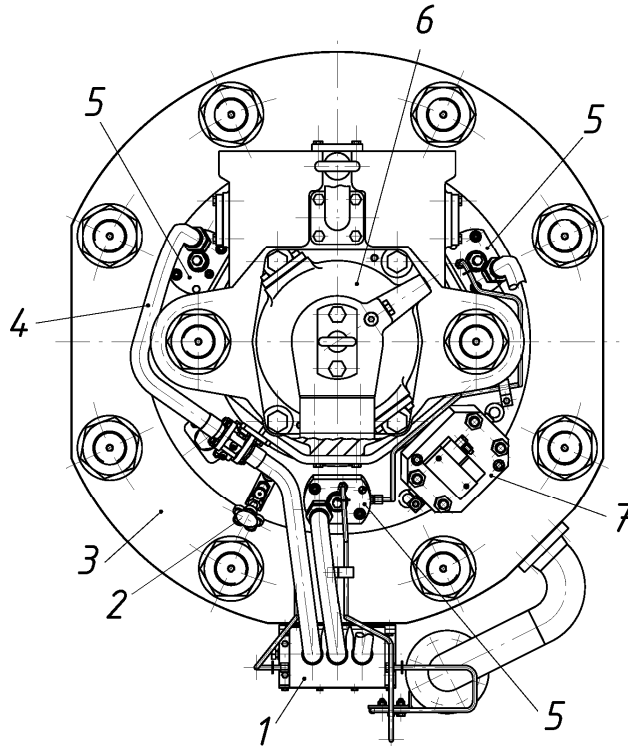


Рисунок 1.8 – Оснащення кришки циліндрів двотактного дизеля RTA 72UB. 1 – розподільник палива по форсунках; 2 – індикаторний кран; 3 – фланець кришки; 4 – трубка високого тиску; 5 – форсунка; 6 – привод випускного клапана; 7 – пусковий клапан

Температура газів з боку вогневого днища може перевищувати 1600°C. Поверхня кришки, що утворює вогневе днище, інтенсивно охолоджується, для чого у її середині роблять порожнини для циркуляції води. Порожнини для охолодження вогневого днища виконані у вигляді радіальних свердлінь по яких вода підводить для охолодження не тільки корпусу, але й сидла клапана. Всі свердління виходять у водяний колектор, утворений проточкою на кришці циліндра. Для очищення порожнин передбачаються з кришками.

Низька температура кришки й інтенсивне охолодження нижньої частини

стакану форсунки дозволили застосувати для її охолодження паливо замість води, що робить ці двигуни більше зручними в експлуатації.

Для ущільнення стику між кришкою циліндра й втулкою застосовуються сталеві кільця які при затягуванні обжимаються, забезпечуючи ущільнення стику. Кришка кріпиться до блоку вісьма еластичними шпильками. У центрі кришки розташовується розміщений в окремому корпусі вихлопний клапан (рис. 1.9), що виготовляється з жаростійкого сплаву Нимопик 80А.

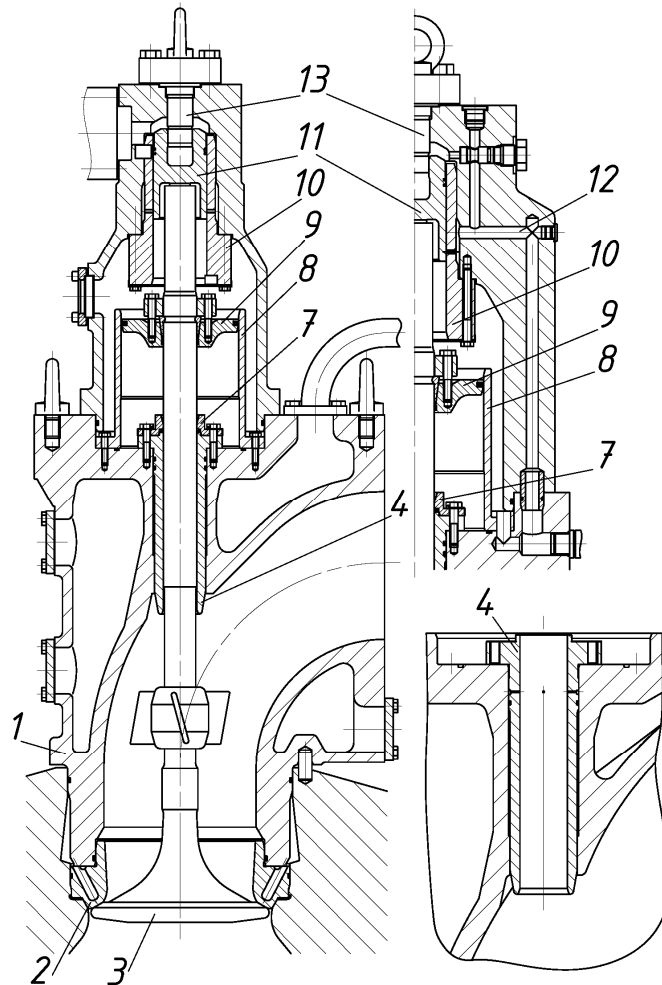


Рисунок 1.9 – Клапанний вузол дизеля RTA 72 U з гідропневматичним приводом клапана. 1 – корпус; 2 – сідло клапана; 3 – клапан; 4 – напрямна втулка клапана; 5 – пневматична пружина; 6 – тарілка пружин; 7 – сальник штока клапана; 8 – робочий циліндр пневматичної пружини; 9 – пневматичний поршень; 10 – гідравлічний циліндр привода клапана; 11 – гідравлічний поршень привода клапана; 12 – дренажний канал збору протечек; 13 – упор гідрогальма клапана

Температури клапана в зоні ущільнювального конуса не перевищують 450°C, що запобігає високотемпературній натрій-ванадієвій корозії.

Встановлений на штоку клапана імплер, під дією потоків газів обертає клапан, забезпечуючи рівномірність розподілу температур. Відкриття клапана здійснюється гідравлічним актюатором, що приводиться в дію кулачком на розподільному валу. Для повернення клапана в закрите положення застосовується повітряна пружина.

Поршень, сприймає силу тиску газів і передає її через деталі руху на колінчатий вал, забезпечує ущільнення газового стику з втулкою циліндра, та управляє газовими потоками. Поршень працює в умовах високих, механічних, динамічних і температурних навантажень, що пред'являє ряд особливих вимог до його конструкції, матеріалу й технології виготовлення.

Камера згоряння в сучасному високофорсованому двигуні є одним з найважливіших елементів двигуна, що визначають його надійність. У двигунів РТА охолодження поршня відбувається за допомогою свердлінь в елементах, що утворюють камери які сприймають основні теплові потоки. Підбір перетинів отворів, використання теплоізоляції на окремих ділянках дозволяють управляти термічними та механічними напруженнями.

На рис. 1.10 показані конструкція складеного поршня двигуна.

Головка виконана з жароміцних молібденових сталей, а тронк – з легованих чавунів. Складена конструкція поршня дозволяє скоротити витрату жароміцних сталей, знизити його масу, а якщо буде потреба окремо замінити головку поршня. Для збільшення механічної міцності в конструкції двигуна застосовують стовщене днище із системою похилих свердлінь (рис. 1.10). Для охолодження головок поршнів використовується масло, що підводиться у внутрішню порожнину поршня. До днища поршня охолодна рідина підводить шляхом струминного охолодження, через систему сопел.

Перше поршневе кільце має зносостійке хромокерамічне покриття та сформований профіль робочої поверхні, інші кільця також спрофільовані й мають покриттям, що забезпечує гарну припрацьовуваність при обкатуванні.

Охолодження поршнів організоване так, щоб максимально понизити температуру в районі канавок поршневих кілець, особливо верхнього.

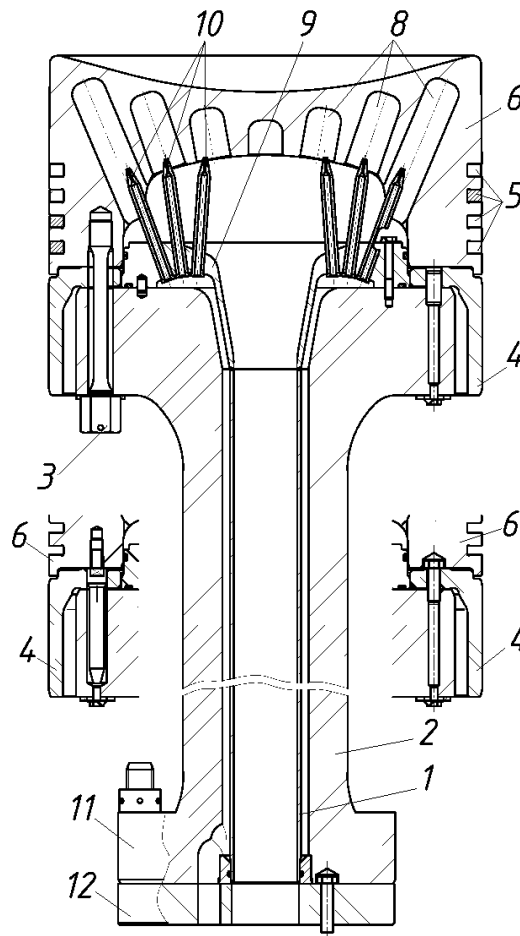


Рисунок 1.10 – Поршень зі штоком двигуна RTA 72. 1 – зливальна труба; 2 – шток поршня; 3 – кріпильні елементи; 4 – спідниця поршня; 5 – канавки з поршневими кільцями; 6 – головка поршня; 7 – тепловий бар'єр; 8 – порожнина охолодження, 9 – фланець труби охолодження; 10 – охолодні сопла; 11 – фланець кріплення штока; 12 – регулююча проставка

Оскільки двигун має прямоточно-клапанну продувку, тронк виконує тільки напрямну функцію, тому його виготовляють порівняно коротким. Це дозволяє значно збільшити хід поршня без збільшення висоти двигуна.

Шток поршня з'єднує поршень із поперечкою крейцкопфа й передає зусилля від поршня до крейцкопфа й навпаки. Конструктивно шток поршня сучасних МОД являє собою порожній циліндр із двома фланцями на кінцях. До верхнього фланця довгими податливими шпильками кріпляться елементи

поршня. Нижнім фланцем шток з'єднується з поперечкою крейцкопфа за допомогою шпильок, які вкучено в поперечку через отвори у фланці штока.

Крейцкопф. На розглянутому МОД застосовуються крейцкопфні механізми двосторонньої дії, що забезпечують можливість одержання максимальної потужності незалежно від напрямку обертання двигуна. Крейцкопф складається з поперечки й повзунів (рис. 1.11).

Поперечка. Середня частина поперечки має привалочну поверхню для кріплення фланця поршневого штока. Використання фланцевого з'єднання дозволяє збільшити жорсткість поперечки й використати підшипник крейцкопфа із суцільною нижньою поверхнею. Це дає можливість зменшити питомі тиски на опорну поверхню та збільшити термін служби підшипника.

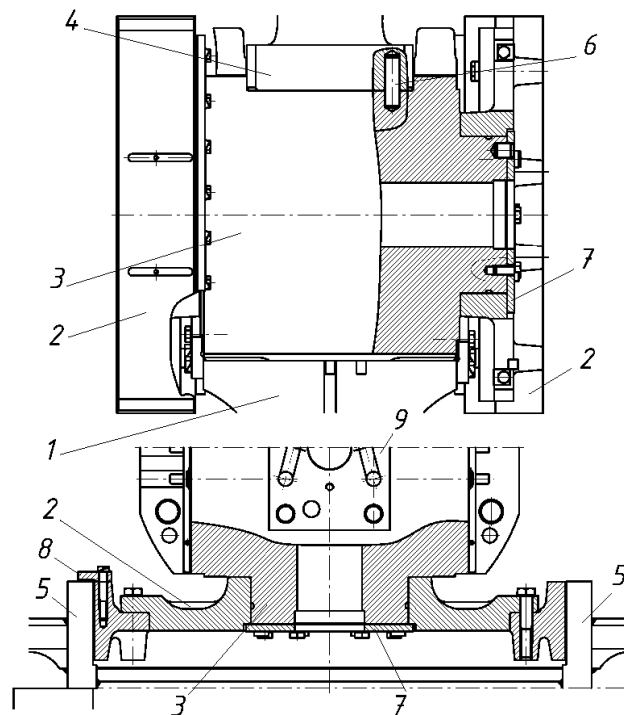


Рисунок 1.11 – Крейцкопф і його елементи. 1 – шатун; 2 – повзун; 3 – поперечка; 4 – шток поршня; 5 – паралелі; 6 – установочний штифт; 7 – фіксуючі кришки; 8 – бічні опорні планки, 9 – привалочна поверхня поперечки

На привалочній поверхні поперечки виконані різьбові отвори для болтів кріплення, отвору для установочних штифтів, а також канали для підведення

й відводу охолодної рідини. По краях від привалочної поверхні розташовуються шийки для з'єднання із цапфами верхньої головки шатуна. По краях поперечки на спеціальних шийках кріпляться два повзуни, розташовані з обох сторін від площини хитання шатуна. Крім того, до оброблених поверхонь поперечки кріпляться, труби масляної системи.

Шатун (рис. 1.12) передає зусилля від поперечки крейцкопфа на мотильову шейку колінчатого вала. Шатун здійснює складний поступальний-обертальний рух, при якому на нього діють сили від тиску газів, сили інерції поступально й обертуючихся мас, і сили інерції, що виникають при хитанні шатуна.

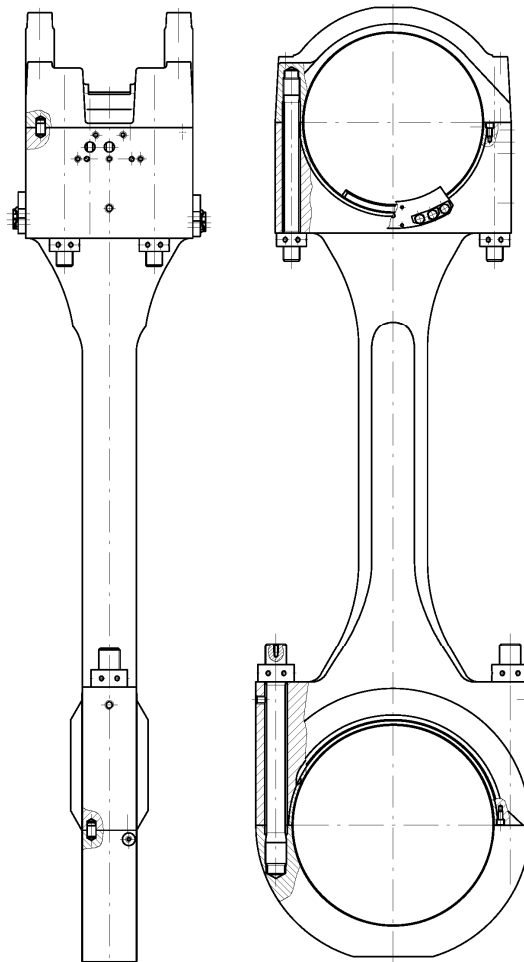


Рисунок 1.12 – Шатун дизеля RTA 72

Верхню головку шатуна виконано у вигляді рознімного вушка, що є плавним продовженням стрижня. У вушку є розточення під підшипник поперечки. Верхня кришка має виріз для проходу штока поршня. Для

фіксації положення кришки щодо тіла головки використовуються установочні штифти. Підшипник поперечки виконаний у вигляді двох вкладишів. Для більше рівномірного підведення масла до всієї поверхні підшипника на вкладишах виконані канавки. Вони дозволяють збільшити витрату масла через підшипник, поліпшивши тим самим умови для охолодження вкладишів, а також для виносу із зони тертя продуктів зношування.

Колінчатий вал (рис. 1.13) служить для перетворення поступального руху поршнів в обертальний та для передачі механічної енергії її споживачам. Це одна з найбільш відповідальних, дорогих й складних у виготовленні деталей.

Колінчатий вал виконаний напівскладовим. Окремі деталі вала з'єднуються між собою за допомогою гарячої пресової посадки з натягом. Основним елементом вала є кривошип, що складається із двох щік з'єднаних циліндричною перемичкою виконуюча роль мотилевої шейки. Кривошипи між собою з'єднуються за допомогою циліндричних елементів, що виконують функції рамових шийок. При цьому геометрія щік повинна забезпечувати їхнє надійне обтиснення.

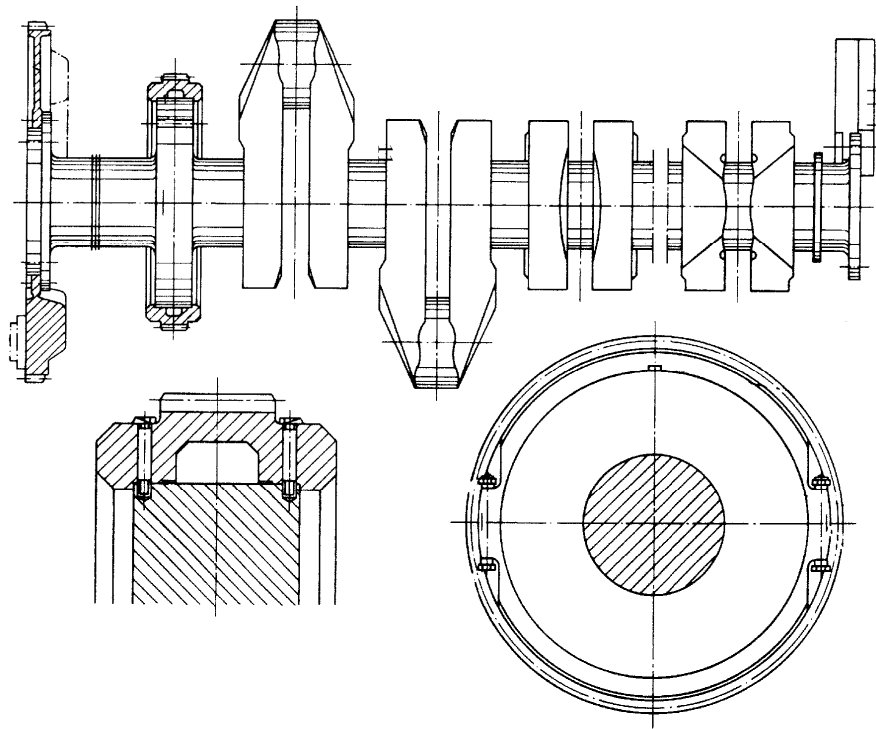


Рисунок 1.13 – Колінчастий вал дизеля RTA 72

РОЗДІЛ 2

АНАЛІЗ ТЕНДЕНЦІЙ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЙ ПАЛИВНИХ СИСТЕМ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ ТА ВИБІР НАПРЯМУ МОДЕРНІЗАЦІЇ ДВИГУНА СУДНА ПРОТОТИПУ

2.1 Система паливоподачі, основні положення

До паливних систем суднових двигунів ставляться досить жорсткі вимоги:

- вприскування повинно забезпечувати якісне розпилювання палива;
- тиск палива треба визначати, виходячи із якісного розпилювання;
- вприскування повинно відповідати закону паливоподачі, що забезпечуватиме якісне сумішоутворення і згоряння при вприскуванні;
- забезпечення ідентичності процесу паливоподачі від циклу к циклу.

Вказані вимоги здебільшого обумовлюються вибором типу та конструкцією як ПНВТ, так і форсункового пристрою.

Паливні насоси високого тиску (ПНВТ) призначені для створення високого та надвисокого (понад 200 МПа) тиску, поциклового дозування палива залежно від навантаження та його подачі у суворо визначений момент часу або кут обертання колінчастого вала.

За способом паливоподачі у циліндри двигуна розрізняють насоси безпосереднього тиску й акумуляторні паливні системи.

У паливних насосах безпосереднього вприскування паливоподача здійснюється у форсунку, а в акумуляторних – в окремий об'єм, пов'язаний з форсункою. Залежно від величини об'єму акумуляторні системи бувають великої і малої ємності. У системах з акумуляторами великого об'єму один або декілька насосів подають паливо у загальну ємність, із якої воно подається до форсунок. В системах з малими акумуляторами паливо спочатку нагнітається в акумулятор, з якого після підвищення тиску – до

форсунки. Після зменшення швидкості плунжера інтенсивність впорскування підтримується потенціальною енергією акумулятора. Вказана система забезпечує стабільність паливоподачі у широкому діапазоні частот обертання колінчастого вала і навантажень двигуна. Для СОД і МОД найбільш поширеними є, індивідуальні насоси на кожний циліндр, які розташовуються у зоні кришок циліндрів. Це скорочує довжину трубопроводів високого тиску і забезпечує кращу ідентичність паливоподачі по циліндрах.

Основною відмінністю сучасних конструкцій ПНВТ є спосіб дозування палива. Найбільше поширення у суднових двигунах отримали золотникові насоси та насоси з клапанним дозуванням.

Закон паливоподачі визначається тривалістю, максимальним тиском впорскування й характером протікання хвилі тиску в початковій та кінцевій фазах. Тривалість впорскування має складати $20...35^\circ$; максимальний тиск впорскування для двотактних двигунів $70...95$ МПа, а для чотиритактних – $90...100$ МПа. Визначилась тенденція підвищення максимального тиску впорскування понад 150 МПа для покращення сумішоутворення.

Вказані параметри забезпечуються профілем кулачка. На рис. 2.1 наведено графіки зміни положення плунжера (h), та його швидкості (C_n) як функція кута обертання кулачкового вала двигуна RTA 72U. На рис. 2.3 розглянуто закономірності зміни тиску у ПНВТ (p_n), форсунці (p_ϕ), та підйом голки клапану форсунки (h).

Геометричний початок паливоподачі $\varphi_{\text{ппн}}$ відповідає моменту перекриття впускного клапану ПНВТ чи наповню вального отвору у втулці, коли плунжер має максимальну швидкість. Геометричний кінець подачі $\varphi_{\text{кпн}}$ відповідає закінченню активного ходу, або відкриванню перепускного клапану ПНВТ. Різниця між цими кутами зветься геометричною тривалістю паливоподачі

$$\varphi_{\text{ппп}} = \varphi_{\text{ппн}} - \varphi_{\text{кпн}} ,$$

яка зазвичай складає $9...10^\circ$ оберту кулачкового вала ПНВТ.

Розглянуті вище моменти початку й кінця подачі палива по насосу є геометричними, дійсні моменти подачі від них відрізняються. На це впливають декількох факторів. Перший фактор визначається стискальністю палива, що перебуває в надплунжерній порожнині й у паливопроводі до форсунки. Чим більше в них палива, тим більша частина ходу плунжера витрачається на його стиск і тем пізніше почнеться дійсна подача палива форсункою $\varphi_{\text{нпф}}$. Одночасно, пізніше закінчиться процес упорскування внаслідок розширення палива, стислого в паливопроводі $\varphi_{\text{кпф}}$.

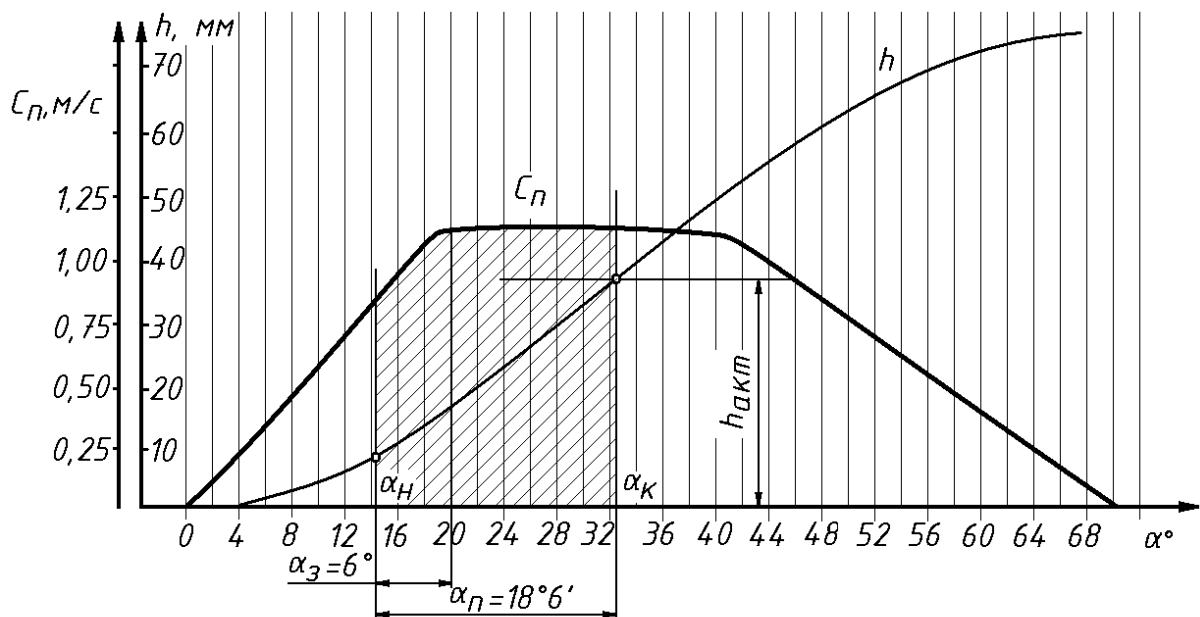


Рисунок 2.1 – Кінематика плунжера двигуна RTA 72U

Другим фактором, розходження в геометричних і дійсних фазах подачі, є наявність дроселювання палива у щілинах, що утворюються між крайками плунжера й стінками впускних і відсічних вікон, або у клапанах. Завдяки впливу дроселювання тиск у надплунжерному просторі починає підніматися раніше, до того, як закриється впускний отвір, тобто раніше відбувається дійсна подача. Дійсний кінець подачі, обумовлений початком відсічення ($\varphi_{\text{кпн}}$), у зв'язку із дроселюванням також зміщується убік запізнення.

Третім фактором розходження між геометричними і дійсними фазами подачі палива в камеру згоряння є швидкість руху створюваних плунжером імпульсів тиску по паливопроводу до форсунки. Ця швидкість визначається

величиною швидкості звуку в стислому середовищі палива. Вона становить 1100...1400 м/с. Внаслідок податливості деталей і наявності трубопроводів фактичний початок впорскування зміщується від теоретичного на $3...4^\circ$. Таке зміщення $\varphi_{зп}$ зветься кутом затримки початку впорскування. Взагалі дійсна тривалість впорскування $\varphi_{ппф}$ перевищує теоретичну у $3...3,5$ рази, тому що паливопровод чинить опір руху палива й по мірі просування хвилі тиску до форсунки частина тиску губиться (Δp). Момент досягнення тиску відкриття голки форсунки відбудеться також із запізнюванням ($\varphi_{зп}$). Причому це запізнення тим більше, чим більше в'язкість палива й, тим самим, більше втрати тиску в паливопроводі. Ілюстрацією зсуву подачі палива форсункою щодо фаз подачі насосом служить рис. 2.2. Тут видно, що тиск, при якому могла б відкритися голка форсунки $p_{нпф}$ у насосі досягається значно раніше. Вся фаза подачі форсункою зміщена убік запізнення.

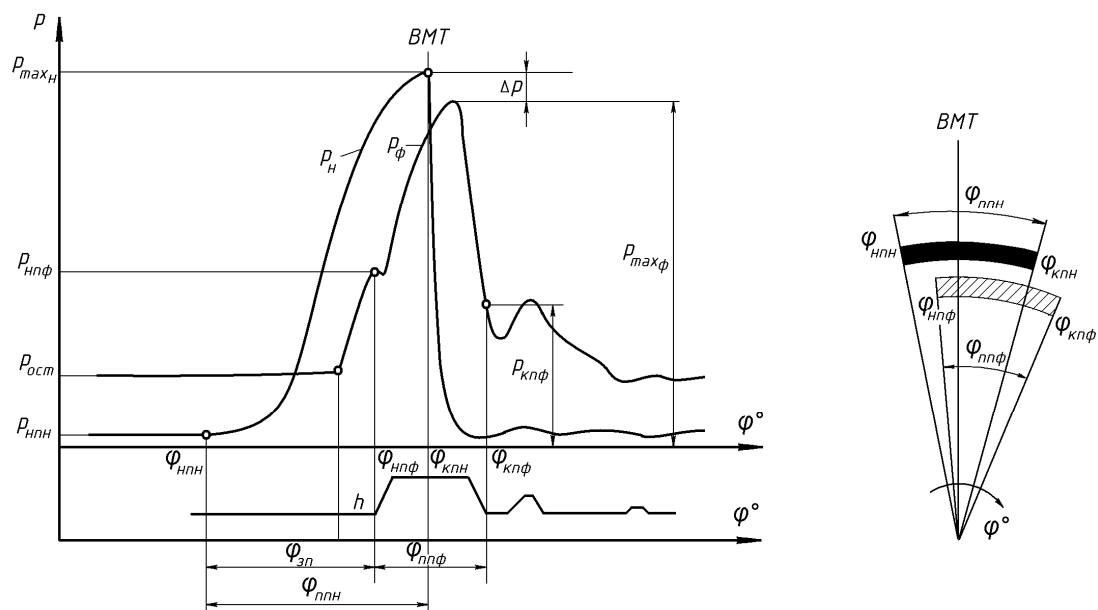


Рисунок 2.2 – Закономірності зміни тиску у ПНВТ (p_n), форсунці (p_f), та підйом голки клапану форсунки (h)

З метою скорочення тривалості паливоподачі збільшують об'ємну швидкість палива за рахунок збільшення діаметра плунжера або його швидкості. Збільшення максимальної швидкості плунжера не суттєво впливає на скорочення тривалості подачі палива, що пояснюється повільним

збільшенням середньої швидкості. Збільшення швидкості плунжера на 40 % викликає скорочення тривалості подачі палива всього лише на 3...5 %.

Варто також звернути увагу на появу по закінченні основної подачі повторного відкриття голки (це явище зветься підвприском), що пояснюється виникненням у форсунки хвилі тиску більшого за $p_{\text{кпф}}$. Виникнення хвильових процесів у паливопроводах і форсунках особливо часто проявляється у швидкохідних двигунах й у паливних системах з великою довжиною паливопроводів. Конструктори двигунів прагнуть від них позбутися або, принаймні, знизити їхній вплив на процес паливопостачання, прибігаючи до скорочення довжини й об'єму паливопроводів до форсунок (оптимальний варіант у їхньому повному виключенні у насос-форсунках). Стиснуте паливо являє собою пружне середовище у якому при русі плунжера й стиску палива в під плунжерному об'ємі, виникає пряма хвиля тиску, яка прямує до форсунки зі швидкістю звуку (1000...1400 м/с). У форсунці, зустрічаючи перешкоду у вигляді голки, хвиля відбивається й виникає зворотна хвиля, що рухається назустріч прямим хвилям. Додавання прямих і зворотних хвиль при невдало підібраних геометричних елементах системи нагнітання може привести до резонансу, при якому амплітуда хвилі збільшується, і це приводить або до багаторазових відкриттів і закриттів голки (дробове упорскування), або до повторних короточасних упорскувань палива після основної подачі. Розпилювання палива в цей період практично відсутнє, тому що тиски низькі. Відбувається підтікання палива під голку, що, у свою чергу, провокує швидке закоксування соплових отворів.

Характер протікання фронту хвилі тиску у початковій фазі визначається геометрією паливного кулака, а у кінцевій – ефективністю розвантаження трубопроводів високого тиску. Таке розвантаження здійснюється за допомогою нагнітального клапана на виході з ПНВТ.

Якість розпилювання, характеризується тонкістю або дисперсністю краплевидних продуктів розпаду струменів палива у КЗ, далекобійністю факелів палива, кутом конуса та ін.

Дисперсність оцінюється величиною найбільшого діаметра крапель, що створюються при розпаді струменя (факела) палива. Для сопел з $l/d_c \geq 5$ швидкість витікання палива із соплових отворів становить 200...400 м/с.

Під далекобійністю розуміють глибину проникнення паливного факела у КЗ за період сумішоутворення. Для якісного згоряння, забезпечення рівномірності коефіцієнта надлишку повітря паливо повинно розподілятися рівномірно по всьому об'єму КЗ. Із збільшенням тиску наддуву, що характерно при форсуванні двигунів, далекобійність паливного факела зменшується. Тому саме з форсуванням двигуна по тиску наддуву збільшують і тиск впорскування палива.

Кут конуса струменя α_ϕ дозволяє оцінити відповідність форми факела і конструкції (та об'єм) КЗ. Значення цього кута конуса залежить від густини середовища, куди впорскується паливо змінюється від 15...18° у малофорсованих двигунах до 32...35° у високофорсованих дизелях.

З метою забезпечення якісного розпилювання палива його впорскування у циліндр здійснюється з деяким запізненням відносно початку активного ходу плунжера навантаження голчатого клапану форсунки пружиною. Тиск початку відкриття голки звичай становить 15...45 МПа.

Останнім часом у судових двигунах розпилювачі старого зразка замінені на нові з меншим підголковим об'ємом. На рис. 2.3 наведено прикладі старого та нового розпилювачів двигунів серії RTA фірми Sulzer.

Розпилювач форсунки виходить безпосередньо у КЗ. Температура розпилювача залежить від площі лобової проекції, що омивається газами, інтенсивності охолодження водою, способу установки форсунки в головці і місця розташування. Практика експлуатації свідчить, що максимально допустима температура носка розпилювача не повинна перевищувати 210 °С. Найбільший вплив на температуру носка чинить величина його виступання у КЗ, що збільшує теплопідведення. Тому на форсованих дизелях діаметр носка та його виступання виконують мінімальними.

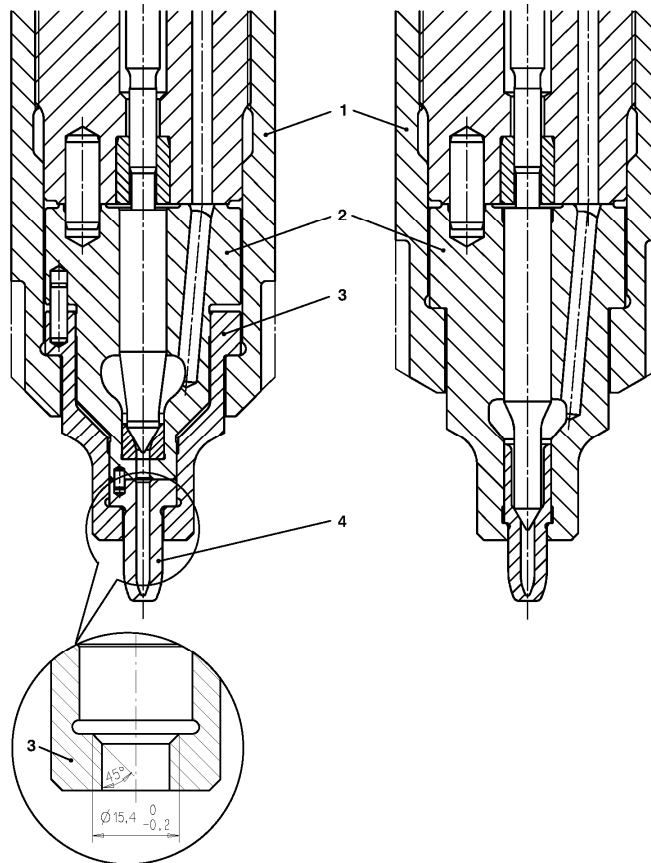


Рисунок 2.3 – Конструкція стандартного розпилювача (ліворуч), та розпилювача зі зменшеним об’ємом підголкового простору (праворуч): 1 – корпус форсунки; 2 – корпус розпилювача; 3 – додатковий корпус; 4 – змінний наконечник

На серійних форсунках суднових двигунів сьогодні застосовуються переважно форсунки закритого типу. Одним з недоліків таких форсунок, що не сприяє поліпшенню екологічності та подальшому форсуванню двигунів, зокрема по частоті обертання колінчастого вала, є велика маса рухомих деталей. У результаті зменшується швидкодія підйому й посадки голки форсунки, зростає небезпека прискорення зносу ущільнювального конуса, і як наслідок – проривання гарячих газів у порожнині всередині форсунки.

Паливопроводи призначені для з’єднання надплунжерного простору паливного насоса з форсунками. З метою мінімального впливу трубопроводів на роботу паливної апаратури вони повинні мати мінімальний об’єм, малий гідравлічний опір, забезпечувати ущільнення стиків високого тиску,

дозволяти перебирання, мати велику міцність. Руйнування означених трубок викликає тяжкі аварії, що спричиняють пожежі.

2.2 Аналіз особливостей конструкції паливостачальної апаратура двигуна що підлягає модернізації

Найбільш загальна схема паливного насоса із клапанним регулюванням подачі й механічним приводом клапанів представлена на рис. 2.4. Насоси даного типу обладнуються двома клапанами, а регулювання може здійснюватися по початку й по кінцю подачі (рис. 2.5).

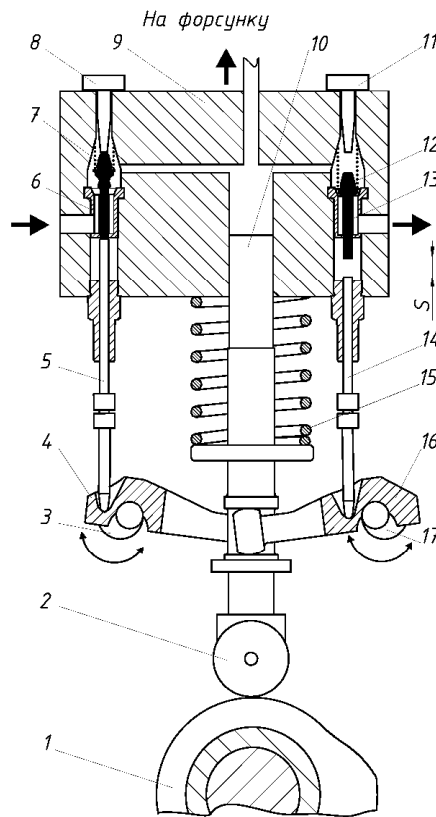


Рисунок 2.4 – Схема ПНВТ із клапанним регулюванням і механічним приводом клапанів. 1 – кулачковий вал; 2 – ролик штовхача; 3, 17 – ексцентрик; 4 – важіль привода наповнювального клапана; 5, 14 – штанга штовхача; 6 – наповнювальний клапан; 7, 12 – пружина клапана; 8, 11 – обмежник ходу клапана; 9 – корпус; 10 – плунжер; 13 – відсічний клапан; 15 – зворотня пружина плунжера; 16 – важіль привода відсічного клапана

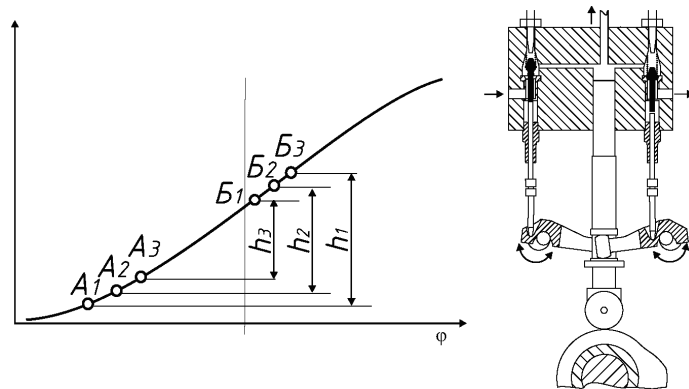


Рисунок 2.5 – Клапанне регулювання по початку й кінцю подачі

Геометричний початок нагнітання визначається моментом закриття наповнювального клапана, а геометричний кінець нагнітання залежить від моменту відкриття відсічного клапана. Моменти відкриття клапанів визначаються величиною зазорів S у механізмі привода, які регулюються поворотом ексцентрикових валів (рис. 2.10). Привод клапанів здійснюється через систему важелів і штанг від виточення на нижній частині плунжера. Наповнювальний клапан приводиться в дію через двоплечий важіль, а відсічної, через одноплечий. Ексцентрикові вали важелів приводяться від регулятора частоти обертання двигуна, що управляє кутом випередження початку подачі, кутом закінчення упорскування й, отже, тривалістю подачі палива в циліндр, від якої прямо залежить величина циклової порції палива.

ПНВТ клапанного типу з механічним приводом клапанів для дизелів серії RTA були розроблені фірмою Sulzer і успадковані фірмою Wartsila. Загальний вид блоку насосів, у який входять ПНВТ показаний на рис. 2.6 а. На цьому ж рисунку показані окремі елементи конструкції насоса.

Для зупинки двигуна на кришці насоса встановлюється механізм аварійної зупинки, що має пневматичний привод. Повітря для живлення механізму надходить із системи керування двигуном. При надходженні команди «Стоп», пневматичний поршень переміщається нагору й через шток, піднімає траверсу, що у свою чергу піднімає наповнювальні клапана й фіксує їх у відкритому положенні (рис. 2.6 в). Надплунжерна порожнина з'єднується з камерою низького тиску й упорскування палива припиняється.

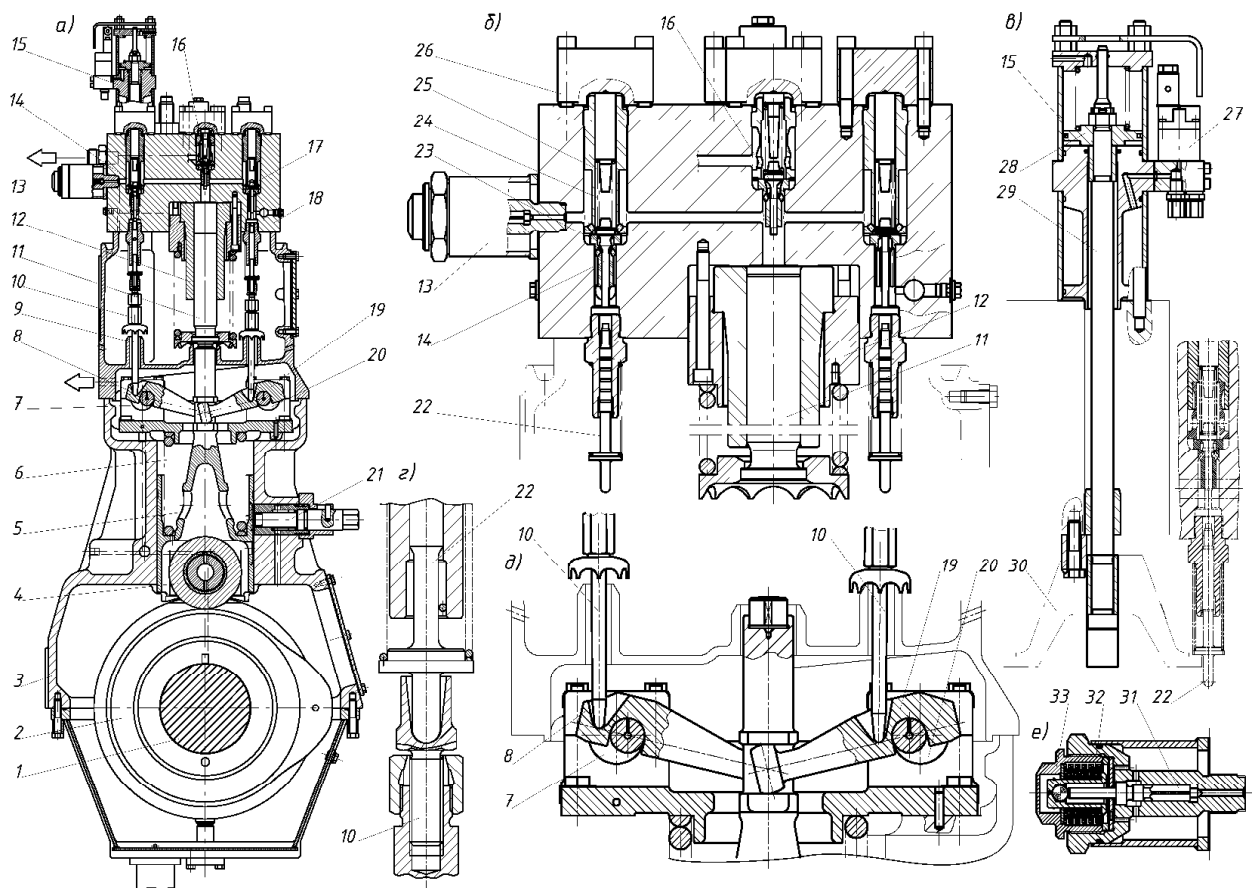


Рисунок 2.6 – Секція високого тиску із клапанним керуванням подачею дизеля RTA72 фірми Wartsila і її елементи. а – загальний вигляд ПНВТ; б – кришка насоса із клапанами; в – механізм аварійної зупинки двигуна; г – штанга штовхача привода клапанів; д – механізм привода клапанів; е – запобіжний клапан. 1 – вал блоку насосів; 2 – кулачок приводи плунжера; 3 – корпус насоса; 4 – ролик штовхача; 5 – штовхач; 6 – зворотня пружина; 7 – ексцентриковий вал важелів привода наповнювальних клапанів; 8 – важіль привода наповнювального клапана; 9 – штанга штовхача; 10 – механізм регулювання зазорів у приводі клапана; 11 – плунжер; 12 – втулка плунжера; 13 – запобіжний клапан; 14 – наповнювальний клапан; 15 – механізм аварійного відключення подачі палива; 16 – нагнітальний клапан; 17 – відсічної клапан; 18 – кришка насоса; 19 – важіль привода зливального клапана; 20 – ексцентриковий вал важелів привода зливальних клапанів; 21 – устрій фіксації штовхача; 22 – штовхач клапана; 23 – сидло клапана; 24 – зворотна пружина клапана; 25 – упор клапана; 26 – кришка клапанного колодязя; 27 – механізм керування клапаном аварійної зупинки; 28 – пневматичний поршень механізму аварійної зупинки; 29 – шток механізму аварійної зупинки; 30 – траверсу підйому наповнювальних клапанів; 31 – голка запобіжного клапана; 32 – тарілчаста пружина запобіжного клапана; 33 – регулювальний ковпак запобіжного клапана

У надплунжерній порожнині встановлений запобіжний клапан (рис. 2.10e). Привод паливного насоса здійснюється кулачком з симетричним профілем (рис. 2.7). Це дозволяє забезпечити однаковий закон подачі при реверсуванні двигуна.

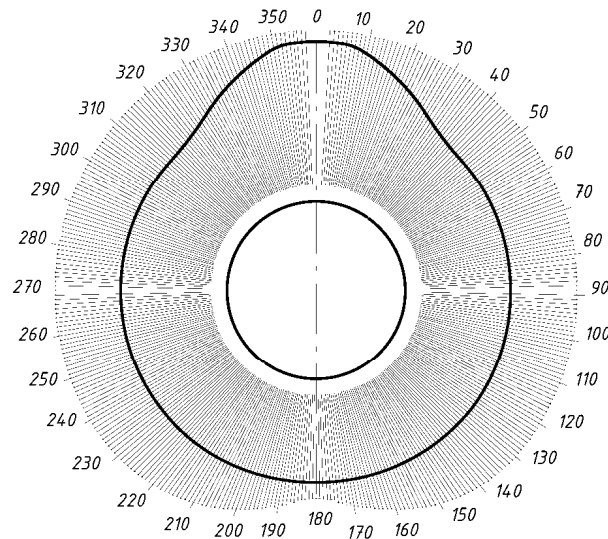


Рисунок 2.7 – Профіль паливного кулачка ПНВТ двигунів серії RTA

Кулачки розташовуються на ковзних муфтах які кріпляться до статора розташованого на приводному валу сервоприводу реверсного механізму. У якості сервоприводу використовується гідравлічний механізм коловратного типу (рис. 2.8) ротор якого утворюють два шибери, закріплених на валу.

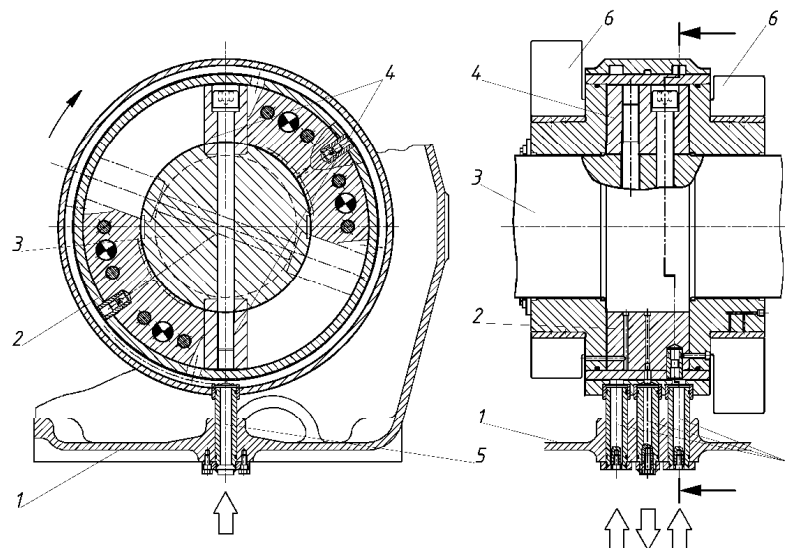


Рисунок 2.8 – Сервопривод механізму реверса дизелів серії RTA.
1 – корпус насоса; 2 – статор; 3 – вал привода; 4 – шибери; 5 – трубки підведення керуючого масла; 6 – кулачки привода ПНВТ

Привод ексцентрикових валів, керуючих початком і кінцем подачі, здійснюється від регулятора частоти обертання через спеціальний механізм привода, у якому реалізований алгоритм керування кутом початку подачі.

На навантаженнях менш за 75%, збереження заданого максимального тиску циклу недоцільно, так як росте жорсткість робочого процесу, що характеризується швидкістю зростання тиску. Збільшення жорсткості приводить до збільшення ударних навантажень на деталі КШМ. Для зниження жорсткості робочого процесу на режимах часткових навантажень передбачене зменшення кута випередження упорскування (рис. 2.9).

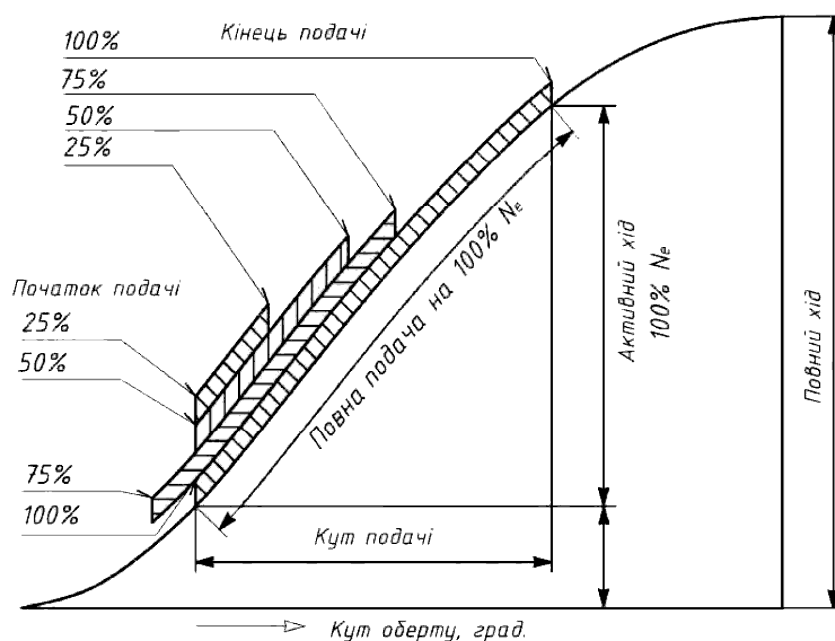


Рисунок 2.9 – Фази подачі палива в ПНВТ дизелів серії RTA

Крім того зменшення кута випередження упорскування приводить до того, що подача палива починається на більше швидкісній ділянці руху плунжера. У результаті якість розпилу поліпшується, а повнота згоряння палива збільшується.

Форсунки двигунів RTA. У конструкції форсунок двигунів RTA (рис. 2.10) зменшено поверхні соплового наконечника й здійснена циркуляція палива між упорскуваннями й у період стоянок, що дозволило відмовитися від охолодження. Клапан перемикання режимів упорскування-циркуляція розміщена в штуцері підведення палива до форсунки.

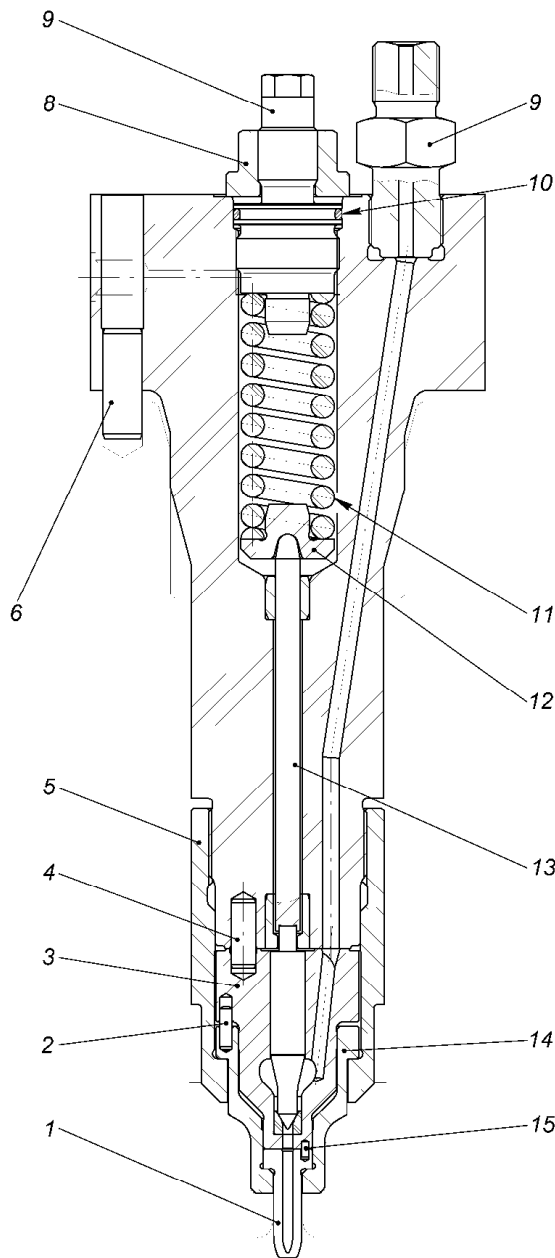


Рисунок 2.10 – Форсунка двигуна RTA 72: 1 – корпус розпилювача; 2 – установочний штифт; 3 – корпус голчастого клапана; 4 – установочний штифт; 5 – накладна гайка; 6 – установочний штифт; 7 – контргайка; 8 – регулювальний гвинт; 9 – штуцер підведення палива; 10 – ущільнення регулювального гвинта; 11 – пружина; 12 – упорна тарілка; 13 – шток; 14 – прокладка; 15 – установочний штифт

Тиск палива, що надходить від паливопідкачуючий насоса в ПНВТ і далі до форсунки в період між упорскуваннями й при зупиненому двигуні не перевищує 1,0 МПа й пружина притискає клапан до сидла. Через бічний

нижній отвір паливо надходить на циркуляцію в канали корпусу форсунки, тим самим, підтримуючи її температуру на рівні 120...140°C. Вихід циркулюючого палива з форсунки здійснюється через зливний отвір.

При стоянці, не залежно від її тривалості, вся паливна система залишається заповненою паливом з необхідної для упорскування в'язкістю й температурою. При наступному пуску двигуна це дозволяє виключити виникнення підвищених навантажень на привод ПНВТ і виключається обрив соплових наконечників. Виключається також деформація розпилювачів, що призводить до зависання голок, при різких змінах температур.

Коли починається чергове упорскування палива, тиск що надходить із ПНВТ палива росте, і клапан циркуляції піднімається, вікно у верхній частині клапана перекривається й циркуляція припиняється. Паливо надходить в сопловий наконечник і через розпилюючі отвори в циліндр.

2.3 Аналіз сучасних тенденцій в організації робочого процесу суднових двигунів

Впровадження в практику двигунобудування нових конструкторських рішень й у першу чергу електронних систем керування подачею палива, дозволили оптимізувати робочі процеси стосовно до заданих умов експлуатації. У цьому зв'язку представляється цікавим виділити деякі шляхи вдосконалювання робочого процесу двигунів шляхом оптимального вибору закону подачі палива в циліндр. Застосовувані в останні роки підвищення тисків упорскування обумовлювалося прагненням підвищити швидкість і повноту згоряння палива. Це приводить до концентрації всього процесу згоряння на вузькому відрізку часу, у результаті чого підвищується жорсткість згоряння, що супроводжується ударами в підшипниках і підвищенням рівня шуму двигуна. На рис. 2.11а, показане упорскування з різким ростом тисків у початковій стадії й наступному спаді, супроводжуваним зменшенням швидкості надходження палива в циліндр.

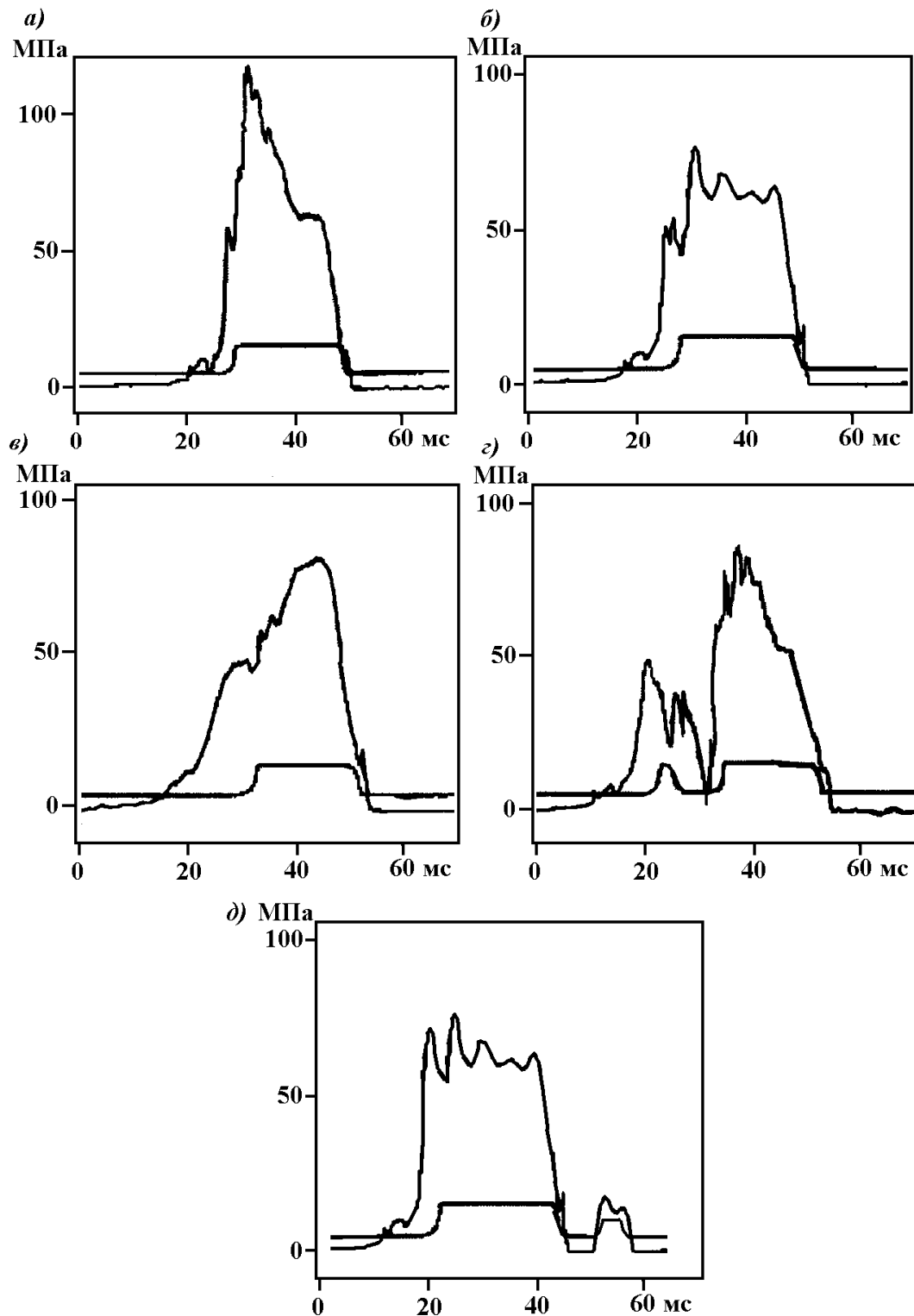


Рисунок 2.11 – Варіанти законів упорскування реалізовані в системі з електронним керуванням процесом. *а* – зі швидким наростанням тиску в початковій стадії; *б* – з постійним тиском; *в* – із плавним наростанням і різким скиданням тиску; *г* – двофазне упорскування з передвприском; *д* – двофазне упорскування з післявприском

Така реалізація закону упорскування характерна для акумуляторних систем з малими об'ємами акумулятора або для ПНВТ із пружинним приводом. Високий тиск у початковій стадії сприяє високій швидкості витікання перших порцій палива що поступають у камеру згоряння. У результаті цього перші порції добре розпорошуються, розподіляючись по всьому об'єму камери згоряння, передполум'яні процеси протікають швидше, а час затримки самозапалювання зменшується. Займання та згоряння перших порцій приводить до того, що наступне паливо, незважаючи на гіршу якість розпилю, надходить у середовище з підвищеною температурою й тиском у якій уже є відкрите полум'я. Це сприяє швидкому випару наступних порцій палива й інтенсивному згорянню.

Другий варіант закону подачі з постійним тиском упорскування властивий акумуляторним системам з великим об'ємом акумулятора, коли втрата порції палива рівній цикловій подачі не приводить до істотного падіння тиску в системі (рис. 2.11б). Цей спосіб характеризується тим, що в продовж всього упорскування якість розпилювання залишається стабільно високою, у результаті чого передполум'яні процеси й наступне згоряння протікає досить швидко. В обох розглянутих випадках буде досягнута висока економічність двигуна, але й більші теплові й механічні навантаження на ЦПГ і КШМ. Щоб уникнути відзначених явищ на ряді режимів, коли фактор часу, що відводить на згоряння палива, не настільки критичний (наприклад у МОД на всіх режимах або в СОД на режимах пуску, роботи на знижених обертах) бажано організувати подачу з більш низькими тисками. Метод зниження ударності навантаження й рівня шуму застосовується рядом фірм при роботі двигуна на знижених обертах, але з високим навантаженням. Він перебуває в зміні закону подачі шляхом зменшення тисків упорскування на початковій стадії, що забезпечує менш концентровану подачу на початку упорскування й, відповідно, менше зростання тисків і температур у циліндрі. У той же час, поліпшується розпилювання палива наприкінці подачі, а, отже, досягається менше догорання на лінії розширення.

Менша швидкість наростання тиску в початковій стадії при менших температурах досягаються при двофазному упорскуванні (рис. 2.11 з, 2.12).

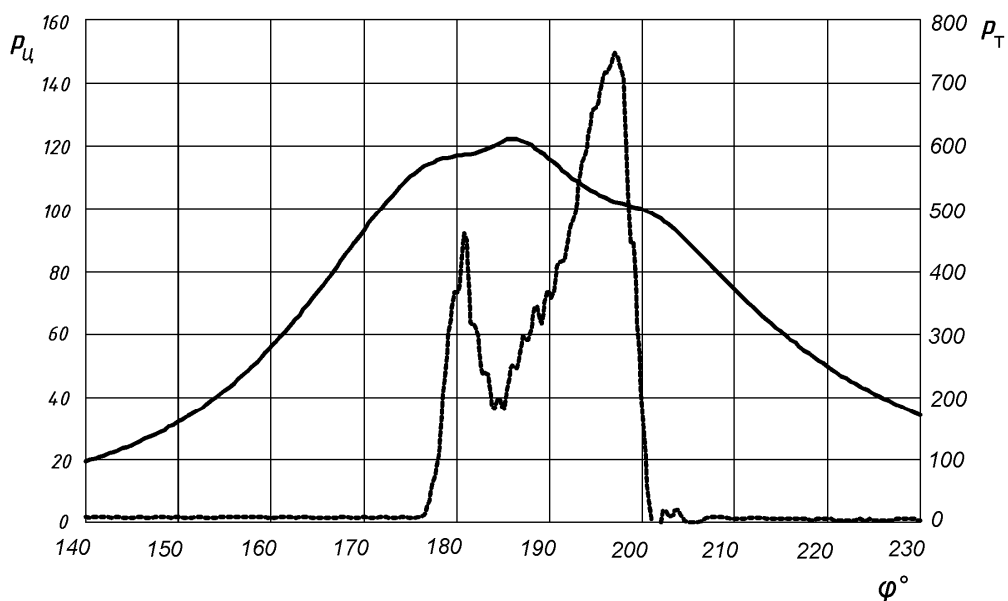


Рисунок 2.12 – Робочий процес малооборотного двигуна з передвприском: — тиск у циліндрі; - - - тиск палива

До цього варіанта прибігають, коли стоїть завдання зменшення вмісту у вихлопних газах NO_x , що зв'язано в першу чергу з зростанням температур. Такий закон подачі реалізується шляхом організації передвприску, коли невелика порція палива впорскується в циліндр до початку основної подачі. Наявність передвприску створює умови для більш повного згоряння, тому що основна подача відбувається, коли в камері присутнє полум'я від спалювання попередньо поданої порції, тому займання основної маси відбувається практично миттєво й процес згоряння йде зі значно меншими швидкостями, обумовленими швидкістю надходження палива в циліндр. Максимальний тиск циклу знижується та відбувається зниження викидів NO_x , при переході на режим з попереднім упорскуванням з 1200 до 480 rpm.

Щоб уникнути чадіння, деякі виробники вдаються до подачі невеликої додаткової порції палива наприкінці згоряння (рис. 2.11д). Згоряння свіжої порції палива інтенсифікує процеси допалювання часток вільного вуглецю, й тим самим зменшує їхній вміст у відпрацьованих газах.

До розширенню можливостей в організації робочого процесу призводить установки на одному циліндрі двигуна кількох форсунок. Ця змушена міра для двигунів із прямоточними схемами продувки виявилася дуже зручною для організації процесів з послідовним введенням у циліндр окремих порцій палива. Простіше всього така схема може бути реалізована у двигунах з електричними системами керування, але окремі процеси можуть бути реалізовані й у двигунах із традиційними схемами паливостачання. Серед відомих способів подачі палива декількома форсунками можна виділити:

- подача запальної порції палива однієї з форсунок, а через проміжок часу необхідний на займання й згоряння першої порції палива, інші форсунки подають основну частину у вже підготовлене середовище (рис. 2.13а);
- перша форсунка подає запальну порцію палива, після її вигорання в циліндр подається друга порція другою форсункою, а до кінця вигорання третя форсунка подає третю порцію (рис. 2.13б);
- форсунки подають рівні порції палива з деякою затримкою друг відносно друга (рис. 2.13в).

У всіх розглянутих випадках реалізації робочого процесу вдавалося домогтися зниження витрати палива й викидів оксидів азоту.

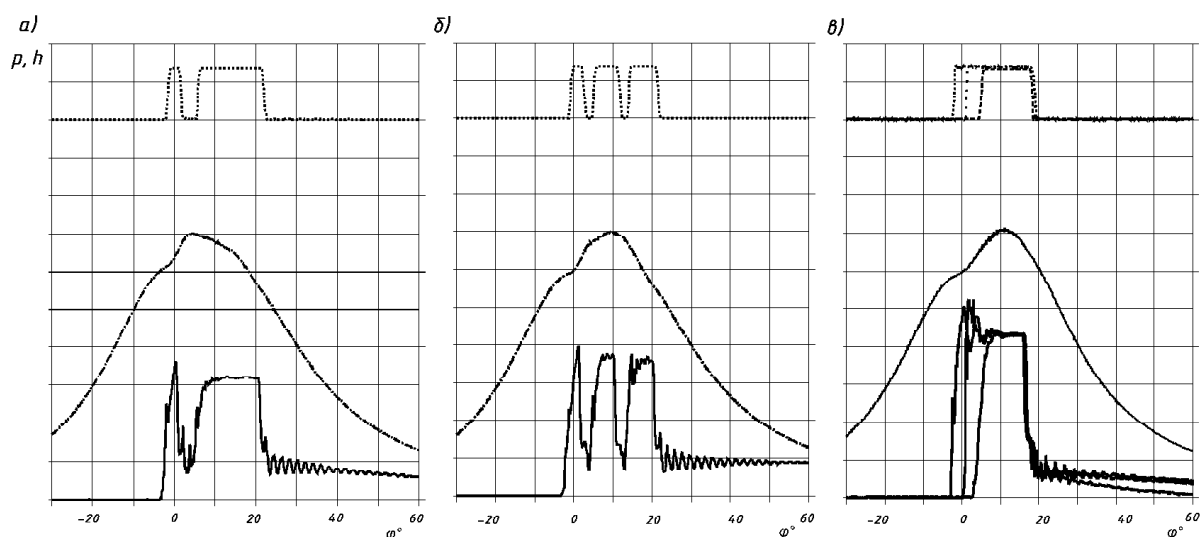


Рисунок 2.13 – Організація робочого процесу й способи подачі палива в циліндр двигуна трьома форсунками: - - - підйом голки форсунки; – · – тиск у циліндрі; — тиск палива

2.4 Вибір напрямку модернізації паливної системи двигуна

Наведений вище аналіз тенденцій розвитку паливних систем і конструкції паливоподаючої апаратури розглянутого двигуна показав:

- останнім часом відзначається перехід на системи керованого упорскування, які дозволяють більш гнучко адаптувати робочий процес двигуна до тих або інших вимог, наприклад, підвищити паливну економічність на режимах часткових навантажень, поліпшити екологічні показники при проходженні спеціальних зон і так далі;

- у загальному обсязі експлуатації збільшується частка часу, коли двигуни працюють на часткових навантаженнях, які не є оптимальними для більшості двигунів із системами механічного упорскування;

- зниження частоти обертання двигуна приводить до зменшення швидкості упорскування палива в камеру згоряння, і, як наслідок, до погіршення якості розпилювання. До цього ж веде й зменшення циклової подачі при переході на режими часткових навантажень.

Найбільш чутливими до зменшення циклових подач є двигуни, що мають кілька форсунок установлених в одному циліндрі. При поділі малої циклової порції палива на три форсунки упорскування проходить в'яло, краплі утворюються великі, згоряння погіршується, двигун починає диміти.

Оптимальним рішенням, відпрацьованим на двигунах з електронним керуванням, на наш погляд, є при переході на часткові навантаження відключати одну або дві форсунки, направляючи все паливо до форсунок, що залишилися в роботі. Такий принцип уже апробований на двигунах з електронним керуванням серій RT-flex, де добре себе зарекомендував.

Безумовно можна було б переобладнати двигуни серії RTA до рівня RT-flex, повністю замінивши паливні апаратури. Однак на наш погляд, така переробка не буде доцільною. За даними фірми Wartsila в експлуатації знаходиться більше тисячі двигунів серії RTA, багато з яких виробили значну частину свого ресурсу (серія випускається з 1982 року). Навряд чи дорога

модернізація окупиться за строк експлуатації, що залишився.

Як альтернативне рішення, ми пропонуємо об'єднати існуючу систему паливостачання двигуна із системою електронного керування, використавши для модернізації тільки блок керування упорскуванням (*Injection control unit (ICU)*) двигунів RT-flex. Цей блок являє собою систему електрокерованих клапанів, які можуть направляти потік палива від ПНВТ до однієї, двох або всіх трьох форсунок установленим на робочому циліндрі.

Двигун, що розглянуто у проекті, комплектується трьома форсунками на циліндр, відповідно блок керування складається із трьох керуючих модулів. До складу кожного модуля входить два швидкодіючих клапани – спарений клапан керування подачею палива до форсунки, з гідравлічним приводом, і керуючий приводом золотниковий клапан з електромагнітним приводом. Гідравлічна схема модуля керування показана на рис. 2.14.

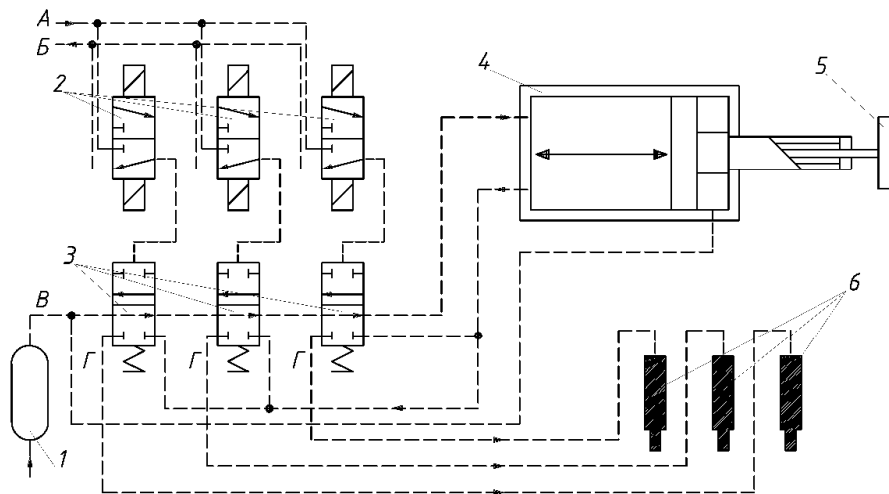


Рисунок 2.14 – Гідравлічна схема модуля керування. 1 – акумулятор; 2 – золотниковий клапан з електричним приводом; 3 – клапан керування подачею палива до форсунки; 4 – вимірювальний циліндр; 5 – датчик витрати палива; 6 – форсунки. А – магістраль керування; Б – магістраль зливу; В – підведення палива під високим тиском; Г – паливо до форсунок

Керування електричним клапаном здійснюється від мікропроцесорного модуля WECS-9500 який теж необхідно буде встановити на двигун при модернізації. Для правильного вибору параметрів упорскування між блоком

керування й мікропроцесорним модулем існує зворотний зв'язок, що здійснюється через датчик контролю кількості вприснутого палива.

Принцип визначення витрати палива заснований на фіксації переміщення спеціального вимірювального поршня розташованого в корпусі блоку керування. Загальний устрій блоку керування двигунів серії RT-flex показан на рис. 2.15.

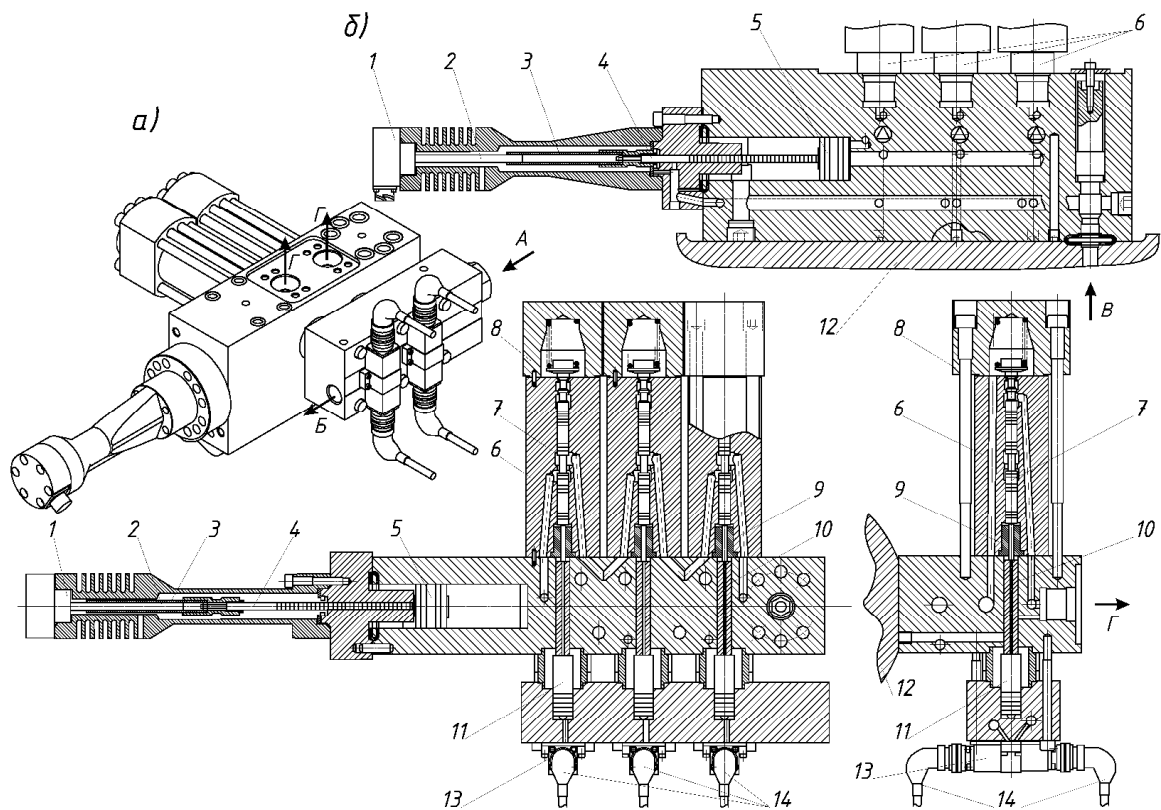


Рисунок 2.15 – Загальний вид блоку керування паливоподачею дизеля RT-flex 50T (а) і устрій блоку керування паливоподачею дизеля RT-flex (б).

1 – датчик витрати палива; 2 – чутливий елемент датчика витрати палива; 3 – рухливий екран; 4 – шток вимірювального поршня; 5 – вимірювальний поршень; 6 – корпус клапана керування подачею; 7 – клапан керування подачею; 8 – кришка модуля керування подачею; 9 – напрямна втулка; 10 – проміжний шток; 11 – гідравлічний поршень привода клапана керування подачею; 12 – корпус акумулятора; 13 – золотниковий клапан з електромагнітним приводом; 14 – приєднувальні роз'єми. А – подача керуючого масла; Б – злив керуючого масла; В – подача палива з акумулятора; Г – відвід палива до форсунок

Корпуса клапанів керування подачею виконують у вигляді окремих елементів, які відповідно до кількості форсунок на один циліндр кріпляться на загальному корпусі блоку. Модулі, що входять у блок керування паливоподачею, можуть забезпечувати як синхронну подачу палива одночасно всіма форсунками так індивідуальний для кожної форсунки режим упорскування. Таким чином, після модернізації, для забезпечення мінімально стійких обертів у системі керування можна передбачити послідовне відключення кожної із трьох форсунок у межах одного циліндра, або роботи на двох або навіть на одній форсунці (рис. 2.16). Відключення однієї або двох форсунок приводить до збільшення тривалості й стабільності подачі форсунки, що залишилася в роботі. Це дозволить забезпечити можливість усталеної роботи двигуна при числі обертів 10...12% від номіналу. Щоб уникнути перегріву й коксування розпилювачів, форсунки включаються в роботу по черзі, через кожні 20 хвилин. Між окремими циліндрами існує затримка в перемиканні форсунок рівна 10 секундам, що дозволяє знизити димність відпрацьованих газів у зв'язку з упорскуванням у циліндр новою форсункою порції більш холодного палива.

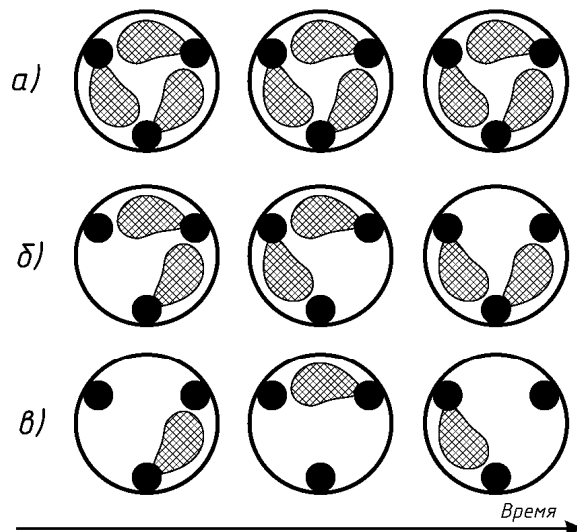


Рисунок 2.16 – Режими упорскування палива, що забезпечується модернізованою системою подачі. *а* – повне навантаження, всі форсунки працюють; *б* – середнє навантаження, працюють тільки дві форсунки; *в* – мале навантаження, працює одна форсунка

РОЗДІЛ 3

ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА ТА АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ РОЗРАХУНКУ

З метою перевірки висунутих у данній кваліфікаційній роботі припущень, зробимо тепловий розрахунок двигуна стосовно до нових умов організації робочого процесу на часткових (50% від N_e) навантаженнях прийнявши, що вприск палива видобувається у три етапи (рис. 2.19 в).

Аналіз, наведений вище, показав, що для процесу із запальним запалюванням, характерне вигорання палива практично відповідно до швидкості його надходження в камеру згорання двигуна. Тому будемо вважати, що тривалість згорання буде така ж як і тривалість подачі, з урахуванням інерційності системи упорскування. В реальному двигуні весь процес упорскування буде укладатися в $13...16^\circ$ по куту повороту колінчатого вала.

Для розрахунку основних параметрів робочого процесу скористаємося методом Гринівецького-Мазінга. для побудови розгорнутих діаграм робочого процесу використовуємо метод визначення енергетичного балансу в робочому циліндрі двигуна. Цей метод був розроблений у Центральному науково-дослідному дизельному інституті (ЦНДІ) міста Санкт-Петербурга під керівництвом професора Б.М. Гончара. Ми скористаємося даною моделлю реалізованої у вигляді програми розрахунку з використанням персонального комп'ютера. Для порівняння розрахункових результатів з вихідними даними, при виконанні проекту нами був проведений тепловий розрахунок для базового двигуна з використанням у якості вихідних його паспортних параметрів. Після цього у вихідні дані була внесена корективу пов'язану із тривалістю згорання і всі розрахунки повторені. Далі з метою скорочення матеріалу, наводиться тільки розрахунок робочого процесу двигуна після модернізації.

3.1 Тепловий розрахунок робочого процесу модернізованого двигуна

Відповідно до аналізу технічної документації двигуна [8], визначимо основні вхідні данні для виконання теплового розрахунку (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Вхідні данні для теплового розрахунку

Параметр	Значення
Діаметр циліндра D , м	0,720
Хід поршня S , м	2,500
Кількість циліндрів i	7
Ефективна потужність двигуна N_e , кВт	10780
Частота обертання n , хв. ⁻¹	99,0
Кут закриття впускних вікон $\varphi_{зк}$, град.	40,0
Геометричний ступінь стискування ε	13,5
Довжина шатуна l , м	3,500

Визначимо долю втраченого ходу на лінії стискування:

$$\psi_a = h_a / S$$

$$h_a = R \left[(1 - \cos \varphi_{зк}) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi_{зк}) \right]$$

де R – радіус кривошипу $R = S / 2 = 2,500 / 2 = 1,250$ м.

λ – постійна КШМ, $\lambda = R / l = 1,250 / 3,500 = 0,357$

$$h_a = 1,250 \times \left[(1 - \cos 40^\circ) + \frac{0,357}{4} \times (1 - \cos 2 \times 40^\circ) \right] = 0,385$$

$$\psi_a = 0,385 / 2,500 = 0,154$$

Дійсна ступінь стискування:

$$\varepsilon_0 = \varepsilon (1 - \psi_a) + \psi_a = 13,50 \times (1 - 0,154) + 0,154 = 11,58$$

Визначимо склад палива (табл. 3.2)

Таблиця 3.2 – Основні характеристики палива

Елементарний склад палива:	Парам.
- вуглець, С	0,87
- водень, Н	0,124
- кисень, О	0,004
- сірка, S	0,002
Середня молекулярна маса, кг/кмоль	230
Нижча теплота згоряння, кДж/кг	42500
Коефіцієнт надлишку повітря	2,86

Теоретично необхідна кількість повітря:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,12}{4} + \frac{0}{32} + \frac{0,004}{32} \right) =$$

$$= 0,497 \text{ кмоль}$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \times 0,870 + 8 \times 0,124 + 0,002 - 0,004 \right) =$$

$$= 14,43 \text{ кг/кг}$$

Кількість свіжого заряду:

$$M_1 = \alpha L_0 = 2,86 \times 0,497 = 1,422 \text{ кмоль.}$$

Кількість продуктів згоряння

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,870}{12} = 0,073 \text{ кмоль,}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,124}{2} = 0,062 \text{ кмоль,}$$

$$M_{S_2} = \frac{S}{32} = \frac{0,002}{32} = 0,000063 \text{ кмоль},$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_o = 0,210(2,9 - 1) \times 0,497 = 0,194 \text{ кмоль},$$

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha L_o = 0,790 \times 2,9 \times 0,497 = 1,124 \text{ кмоль},$$

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M = 0,073 + 0,062 + 0,000063 + 0,1942 + 1,1236 = 1,4524 \text{ кмоль}.$$

Значення тиску повітря на виході з компресора p_k :

$$p_k = (2,5 \dots 3,8)p_0 = 1,75 \times 0,103 = 0,180 \text{ МПа},$$

де p_0 – тиск навколишнього середовища ($p_0 = 0,103 \text{ МПа}$).

Температура повітря на виході з компресора:

$$T'_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 288,0 \left(\frac{0,180}{0,103} \right)^{\frac{1,90 - 1}{1,90}} = 375,4 \text{ К},$$

де T_0 – температура навколишнього середовища ($T_0 = 288,0 \text{ К}$);

n_k – показник політропи стискування повітря у турбокомпресорі, $n_k = 1,9$.

Температура у впускному ресивері після компресора:

$$T_k = T'_k - \sigma_{ox}(T'_k - T'_a) = 375,4 - 0,600 \times (375,4 - 288) = 323,0 \text{ К}.$$

де T'_a – температура забортної води ($T'_a = 288,0 \text{ К}$);

σ_{ox} – ступінь охолодження повітря в повітроохолоджувачі ($\sigma_{ox} = 0,600$).

Тиск залишкових газів для двигунів з високим наддуванням приймають:

$$p_r = (0,75 \dots 0,98)p_k = 0,900 \times 0,180 = 0,162 \text{ МПа};$$

Щільність заряду в циліндрі:

$$\rho_k = \frac{p_k \times 10^6}{R_{\epsilon} T_k} = \frac{0,180 \times 10^6}{287,0 \times 323,0} = 1,945 \text{ кг/м}^3;$$

де $R_g = 287$ кДж/(кг×К) газова постійна повітря.

Втрати тиску за рахунок опору впускної системи:

$$\Delta p_a = c \frac{\omega_{вп}^2}{2} \rho_{\kappa} \times 10^{-6} = 3,0 \frac{46,3^2}{2} 1,945 \times 10^{-6} = 0,006 \text{ МПа},$$

де $R_g = 287$ кДж/(кг×К) газова постійна повітря;

c – коефіцієнт опору впускної системи ($c = 3,0$);

$\omega_{вп}$ – середня швидкість повітря в прохідних перетинах впускних органів ($\omega_{вп} = 46,30$ м/с).

Тиск у робочому циліндрі на початку стиснення:

$$p_a = p_{\kappa} - \Delta p_a = 0,180 - 0,006 = 0,174 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma_r = \frac{(T_{\kappa} + \Delta T) \times p_r}{T_r \times (\epsilon_0 p_a - p_r)} = \frac{(323,0 + 10) \times 0,162}{770,0 \times (11,58 \times 0,174 - 0,162)} = 0,035 \text{ МПа}.$$

де ΔT – ступінь зміни температури заряду у впускному тракті ($\Delta T = 10$ К);

T_r – температура залишкових газів ($T_r = 770,0$ К).

Температура наприкінці процесу впуску:

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{323,0 + 10 + 0,035 \times 770,0}{1,0 + 0,035} = 347,7 \text{ К}.$$

Коефіцієнт наповнення циліндру:

$$\eta_v = \frac{T_{\kappa}}{(T_{\kappa} + \Delta T) \times (\epsilon_0 - 1)} \left(\frac{\epsilon_0 p_a}{p_{\kappa}} - \frac{p_r}{p_{\kappa}} \right) =$$
$$= \frac{323,0}{(323,0 + 10) \times (11,58 - 1)} \left(\frac{11,58 \times 0,174}{0,180} - \frac{0,162}{0,180} \right) = 0,942$$

Тиск наприкінці процесу стиску:

$$p_c = p_a \times \epsilon^{n_l} = 0,174 \times 11,58^{1,405} = 6,05 \text{ МПа},$$

де n_1 – показник політропи стиску ($n_1 = 1,405$).

Температура наприкінці процесу стиску:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} = 347,7 \times 11,58^{1,405-1} = 967,02 \text{ К.}$$

Коефіцієнт молекулярної зміни заряду під час згоряння:

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma M_1}{M_1 + \gamma M_2} = \frac{1,452 + 0,035 \times 1,422}{1,422 + 0,035 \times 1,452} = 1,020$$

Рівняння згоряння для дизелів має вигляд:

$$\frac{\xi_z H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + (\mu c'_v + 8,314\lambda) t_c = \mu(c''_v + 8,314) t_z$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння в діапазоні температур 1000...2800 °С:

$$c''_v = 27,0211 + 0,002039 t_z - 2,234\alpha$$

Підставивши у рівняння згоряння отримаємо:

$$\begin{aligned} & \frac{0,910 \times 42500}{1,42(1 + 0,035)} + (1,020 \times 22,42 + 8,314 \times 1,400) \times 693,9 = \\ & = 1,017 \times ((27,02110 + 0,002039 \times t_z - 2,234 \times 2,860) + 8,314) t_z \end{aligned}$$

Після перетворення отримаємо у квадратне рівняння виду:

$$A + B t_z - C = 0:$$

$$0,002075 t_z^2 + 29,45137 t_z - 50102,11 = 0,$$

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A},$$

$$t_z = \frac{-29,45137 + \sqrt{29,45137^2 + 4 \times 0,002075 \times 50102,11}}{2 \times 0,002075} = 1527,6 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 1527,6 + 273,15 = 1800,7 \text{ К.}$$

Тиск наприкінці згоряння:

$$p_z = p_c \lambda = 6,05 \times 1,400 = 8,47 \text{ МПа},$$

де λ – ступінь підвищення тиску ($\lambda = 1,400$).

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,017}{1,400} \times \frac{1800,7}{967,0} = 1,35 \text{ }.$$

Ступінь наступного розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12,50}{1,35} = 9,24 \text{ }.$$

Тиск наприкінці розширення:

$$p_e = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{8,47}{9,24^{1,200}} = 0,588 \text{ МПа.}$$

Температура наприкінці розширення:

$$T_e = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1800,72}{9,24^{1,200-1}} = 1154,4 \text{ К.}$$

де n_2 – показник політропи розширення ($n_2 = 1,200$).

Уточнимо температуру залишкових газів:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1154,4}{\sqrt[3]{\frac{0,588}{0,162}}} = 751,6 \text{ К.}$$

Визначимо погрішність прийнятого припущення:

$$\Delta = \frac{751,6 - 770,0}{(770 / 100)} = -2,39 \%$$

Теоретичний середній індикаторний тиск циклу:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda (\rho - 1) \right] =$$

$$= \frac{6,05}{12,50 - 1} \left[\frac{1,40 \times 1,353}{1,200 - 1} \left(1 - \frac{1}{9,24^{1,200 - 1}} \right) - \frac{1}{1,405 - 1} \left(1 - \frac{1}{12,50^{1,405 - 1}} \right) + \right.$$

$$\left. + 1,40 (1,353 - 1) \right] = 1,217 \text{ МПа.}$$

Дійсний середній індикаторний тиск циклу:

$$p_i = \phi p'_i = 0,920 \times 1,217 = 1,120 \text{ МПа.}$$

де ϕ – коефіцієнт повноти індикаторної діаграми ($\phi = 0,920$).

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{\rho_k H_u \eta_v} = \frac{1,120 \times 14,38 \times 2,86}{1,945 \times 42500 \times 0,942} = 0,594$$

Питома індикаторна витрата рідкого палива:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} = \frac{3600}{42,500 \times 0,594} = 142,49 \text{ г/(кВт×год.)},$$

де H_u підставляємо в МДж/кг.

Середній тиск механічних втрат:

$$p_m = A_p + B_p V_{п.ср.} \text{ МПа,}$$

де $V_{п.ср.}$ – середня швидкість поршня:

$$V_{п.ср.} = Sn / 30 = (2,500 \times 99,0) / 30 = 8,250 \text{ м/с};$$

A_p, B_p – коефіцієнти. При попередніх розрахунках можна приймати наступні значення: $A_p = 0,105$; $B_p = 0,0120$.

$$p_m = 0,105 + 0,0120 \times 8,250 = 0,204 \text{ МПа.}$$

Середній ефективний тиск:

$$p_e = 1,120 - 0,204 = 0,916 \text{ МПа.}$$

Механічний ККД двигуна:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{1,120}{1,217} = 0,920$$

Ефективний ККД:

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,594 \times 0,920 = 0,547$$

Питома витрата палива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{142,493}{0,920} = 154,88 \text{ г/(кВт×год.)}$$

Уточнемо основні параметри й показники двигуна:

- об'єм робочого циліндра двигуна

$$V_{лц} = \frac{\pi D^2 S}{4 \times 10^6} = \frac{3,142 \times 720,0^2 \times 2500}{4 \times 10^6} = 1018 \text{ дм}^3;$$

- повний об'єм двигуна

$$V_{л} = V_{лц} i = 1018 \times 7,0 = 7125,13 \text{ дм}^3;$$

- ефективна потужність одного циліндра

$$N_{e_{\text{ц}}} = \frac{p_e V_{\text{л}} n}{30 \tau} = \frac{0,916 \times 1019 \times 99,0}{30 \times 2} = 1538,055 \text{ кВт};$$

- повна потужність:

$$N_e = N_{e_{\text{ц}}} i = 1538,055 \times 7,0 = 10766,39 \text{ кВт};$$

- обертовий момент:

$$M_e = \frac{3 \times 10^4 \times N_e}{\pi n} = \frac{3 \times 10^4 \times 10766,39}{3,142 \times 99,0} = 1039026 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- годинна витрата палива

$$G_{\text{т}} = N_e \times g_e \times 10^{-3} = 10766,39 \times 154,88 \times 10^{-3} = 1874,7 \text{ кг/год.}$$

Побудова індикаторної діаграми.

- об'єм камери згоряння

$$V_c = \frac{V_{\text{л}_{\text{ц}}}}{\varepsilon - 1} = \frac{1017,88}{12,50 - 1} = 88,58 \text{ дм}^3;$$

- повний об'єм циліндра

$$V_a = V_c + V_{\text{л}_{\text{ц}}} = 88,58 + 1018 = 1106 \text{ дм}^3$$

Проміжне значення тисків визначимо по формулах:

- на лінії стиску

$$p_{ci} = p_c \left(\frac{V_c}{V_i} \right)^{n_1}$$

- на лінії розширення

$$p_{ei} = p_z \left(\frac{V_z}{V_i} \right)^{n_2}$$

Представимо отримані значення з кроком розбивки всього об'єму на 40 ділянок (табл. 3.3).

Таблиця 3.3 – Дані для побудови індикаторної діаграми

Точка	Геометричні дані		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ε	V_i	P_{ci}	P_{vi}
0,0	1,00	1107,22	0,17	0,59
1,0	1,02	1083,81	0,18	0,60
2,0	1,05	1060,40	0,19	0,62
3,0	1,07	1036,99	0,19	0,64
4,0	1,10	1013,58	0,20	0,66
5,0	1,13	990,17	0,21	0,68
6,0	1,16	966,76	0,21	0,70
7,0	1,19	943,35	0,22	0,73
8,0	1,23	919,94	0,23	0,75
9,0	1,26	896,53	0,24	0,78
10,0	1,30	873,12	0,25	0,80
11,0	1,34	849,71	0,26	0,83
12,0	1,38	826,30	0,27	0,87
13,0	1,43	802,89	0,29	0,90
14,0	1,47	779,48	0,30	0,94
15,0	1,53	756,07	0,32	0,98
16,0	1,58	732,66	0,33	1,02
17,0	1,64	709,25	0,35	1,07
18,0	1,71	685,84	0,37	1,12
19,0	1,78	662,43	0,39	1,17
20,0	1,85	639,02	0,41	1,23
21,0	1,93	615,60	0,44	1,30
22,0	2,02	592,19	0,47	1,37
23,0	2,12	568,78	0,50	1,45
24,0	2,23	545,37	0,54	1,54

Продовження таблиці 3.3.

Точка	Геометричні данні		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ε	V_i	P_{ci}	P_{vi}
25,0	2,35	521,96	0,58	1,64
26,0	2,49	498,55	0,63	1,75
27,0	2,64	475,14	0,68	1,88
28,0	2,81	451,73	0,74	2,03
29,0	3,00	428,32	0,82	2,20
30,0	3,23	404,91	0,90	2,40
31,0	3,48	381,50	1,01	2,63
32,0	3,79	358,09	1,13	2,91
33,0	4,15	334,68	1,28	3,24
34,0	4,59	311,27	1,48	3,66
35,0	5,13	287,86	1,73	4,18
36,0	5,81	264,45	2,06	4,86
37,0	6,71	241,04	2,52	5,77
38,0	7,94	217,63	3,20	7,06
39,0	9,71	194,22	4,24	8,47
40,0	12,50	170,81	6,05	8,47

Отримана в такий спосіб розрахункова індикаторна діаграма робочого процесу представлена на рис. 3.1.

Розрахункову індикаторну діаграму скругляємо, так як в реальному двигуні за рахунок випередження впорскування палива робоча суміш запалюється до приходу поршня у ВМТ і підвищує тиск наприкінці процесу стиску. Відкриття випускного клапана до приходу поршня у ВМТ знижує тиск наприкінці розширення, а також має місце процес випуску й наповнення робочого циліндра. Положення точки c' залежить від кута початку впорскування палива у камеру згоряння c'' , а положення точки c орієнтовно визначається по формулі:

$$p_c^* = (1,15 \dots 1,25)p_c = 1,133 \times 6,05 = 6,86 \text{ МПа.}$$

3.2 Аналіз результатів теплового розрахунку

Результати теплового розрахунку представлені на рисунку 3.3. та у таблиці 3.2

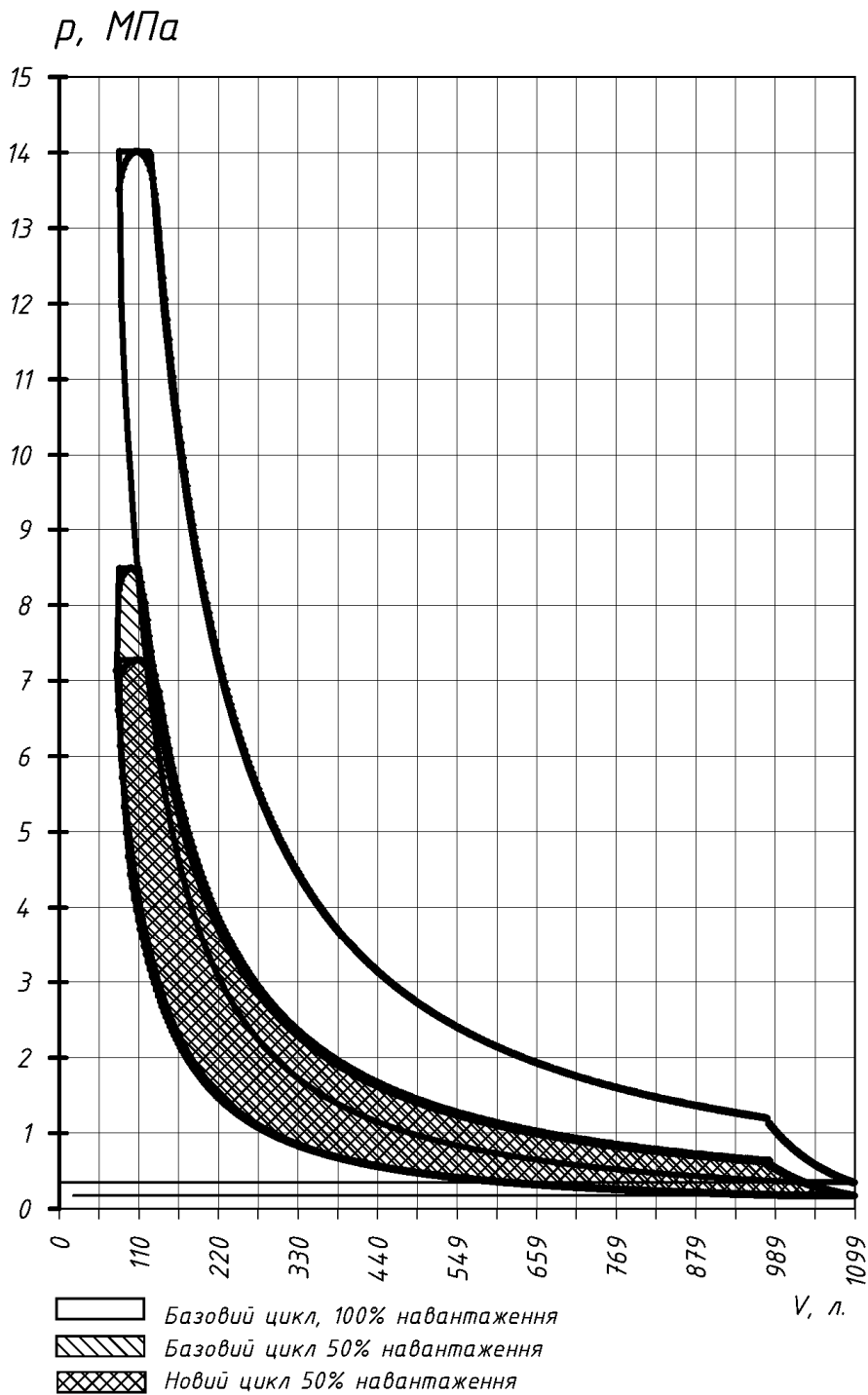


Рисунок 3.1 – Порівняння робочого процесу базового двигуна ДКРН 72/250 (RTA 72U) на навантаженнях 100 та 50% и модернізованого двигуна на навантаженні 50%

Таблиця 3.4 – Порівняння основних параметрів базового та модернізованого варіанту двигуна RTA 72UB

Параметр	Од. виміру	Базовий	Новий
Ефективна потужність, $50\%N_e$	кВт	10675,98	10766,2
Кут тривалості подачі палива, $\varphi_{вп}$	°ПКВ	25,0	15,0
Максимальний тиск згоряння, p_z	МПа	7,26	8,47
Максимальна температура циклу, t_z	°С	1593,9	1527,6
Температура залишкових газів, t_2	°С	482,43	478,45
Середній індикаторний тиск, p_i	МПа	1,09	1,12
Середній ефективний тиск, p_e	МПа	0,887	0,916
Питома ефективна витрата палива, g_e	г/(кВт×год.)	179,78	174,24

Результаті розрахунку дозволяють сподіватися що запропоновані технічні рішення є ефективними, що ведуть до покращення показників двигуна. Так запропонована зміна у організації процесу вприску дозволяє: практично при незмінній потужності двигуна зменшити витрати палива на 5,54 г/(кВт×год.), максимальний тиск згоряння хоча и підвищився з 7,26 до 8,47 МПа (тобто на 1,21 МПа) однак залишається значно менш допустимого (14,2 МПа).

РОЗДІЛ 4

ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ПРИ ПРОВЕДЕННІ РОБІТ ПО МОДЕРНІЗАЦІЇ ТА ОБСЛУГОВУВАННЮ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА ТА ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

4.1. Нормативна правова база охорони праці та охорони навколишнього середовища

4.1.1 (МАРПОЛ 73/78) Міжнародна конвенція по запобіганню забруднення моря із суден 1973 року й Протокол до неї 1978 року

Загальні положення. Учасники Конвенції зобов'язалися здійснювати заходи щодо запобігання забруднення морського середовища шляхом скидання шкідливих речовин або стоків, що містять такі речовини.

Конвенція застосовується до суден, яких дано право плавати під прапором Сторони Конвенції. Вона не застосовується до військових кораблів, військово-допоміжних суден, однак Сторони Конвенції повинні забезпечити, щоб ці кораблі й судна діяли відповідно до Конвенції, наскільки це доцільно й практично можливо.

Будь-яке порушення вимог Конвенції, де б воно не відбувалося, забороняється. Санкції за порушення вимог Конвенції встановлюються законодавством держави прапору судна, що зробив порушення.

Правила запобігання забруднення наведені в Додатках до Конвенції:

Додаток I. Правила запобігання забруднення нафтою.

Додаток II. Правила запобігання забруднення шкідливими рідкими речовинами, перевезеними наливом.

Додаток III. Правила запобігання забруднення шкідливими речовинами, перевезеними морем в упакованні.

Додаток IV. Правила запобігання забруднення стічними водами із

суден.

Додаток V. Правила запобігання забруднення сміттям із суден.

Додаток VI. Правила запобігання забруднення атмосфери із суден.

Інцидент означає подію, яка спричинила або може спричинити скидання в море шкідливої речовини або стоків, що містять таку речовину.

Будь-яке порушення МАРПОЛ 73/78 у межах юрисдикції кожної зі Сторін Конвенції карне або відповідно до закону цієї Сторони або відповідно до закону прапора держави.

4.1.2 (СОЛАС) Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р.

Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі (СОЛАС, від англ. SOLAS, Safety of Life at Sea) у її формах, що послідовно видавалися, є, мабуть, найбільш важливим з усіх міжнародних угод по безпеці торговельних суден. Кожне судно, виконуюче міжнародний рейс що й підпадає під дію цього нормативного документа, повинне виконувати його вимоги. А якщо ні, то воно може бути затримане, а по деяких позиціях і не допущене в порт. Поточна версія документа відома як СОЛАС-74.

Головною метою даного нормативного документа є встановлення мінімальних стандартів, що відповідають вимогам по безпеці при будівлі, устаткуванні й експлуатації суден.

Держави прапора повинні забезпечити, щоб судна, що плавають під їхнім прапором, виконували вимоги СОЛАС, і безліч сертифікатів запропоновано Конвенцією для доказу того, що це виконане. Подібні документи, що за звичай називаються «конвенційними», видаються або самою Адміністрацією прапора, або від її імені («за уповноваженням Адміністрації») – при наявності відповідного доручення.

Діючий текст Конвенції СОЛАС включає Статті, що викладають загальні зобов'язання, процедури внесення змін і т.п., і супроводжується Додатком, розділеним на 12 глав.

4.1.3 Міжнародний кодекс по керуванню безпечною експлуатацією суден і запобіганню забруднення (МККБ)

Резолюція ІМО А.741 (18) «Міжнародний Кодекс по Керуванню Безпечною експлуатацією суден і Запобіганню Забруднення» (МККБ), прийнята Асамблеєю 4 листопада 1993 року, є Кодексом управлінської системи, розробленої з метою забезпечення гарантій безпеки на морі, запобігання травм і загибелі людей, забруднення навколишнього середовища, зокрема, океанів і морів, і схоронності майна. Обов'язковий характер МККБ одержав через главу IX Конвенції СОЛАС-74 (Керування безпечної експлуатації суден) стосовно до всіх суден валовою місткістю 500 тонн і більш, також може (на добровільній основі) застосовуватися до всіх суден (правило 1.3.А.741 (18)). Уряді держав призиваються застосовувати МККБ до вантажних суден валовою місткістю 150 тонн і більш, які мають право плавання під їхніми прапорами (Резолюція при Конференції Договірних Урядів – травень 1994 року).

МККБ передбачає призначення цілого ряду відповідальних осіб, які розроблять саму систему, сертифікують її й здійнять осмислену підтримку СКБ на судні, постійно коректуючи й погоджуючи її на всіх рівнях. Для постійного контролю над виконанням вимог СКБ необхідна також підготовка й призначення осіб внутрішнього аудита.

4.2 Техніка безпеки на морському транспорті

Особливості роботи на морському транспорті вимагають дотримання техніки безпеки. У МКВ розташована безліч машин і механізмів, частини, що рухаються, яких викликають підвищену небезпеку. Тому, щоб створити сприятливі умови у МКВ виконуються наступні вимоги Регістра [13]:

- рушійні частини механізмів повинні мати захисні кожухи і обмежувачі;
- майданчики і трюми захищені лесрами заввишки 1,1 м;
- настили у МКВ виконуються з рифленого металевого листа, а

конструкції гарт забезпечують проходження повітря для вентиляції.

До небезпечних і шкідливих факторів технологічного процесу модернізації елементів паливних систем дизелів відносяться:

- можливість пошкоджень при роботі з приладдям демонтажу;
- поразка дихальних шляхів при поведенні мийних робіт з використанням хімічних речовин;
- пошкодження при проведенні складально-розкладальних робіт без використання або з використанням електромеханічного інструменту (механічне, електромеханічне);
- шум і вібрація при роботі механізованого інструмента;
- можливість поразки електричним струмом при використанні електромеханічного інструменту;
- можливість виникнення пожежі;
- отруєння продуктами консервації нових елементів паливних систем;
- падіння переносних і утримуючих у висячому положенні пристосувань та елементів конструкції двигуна.

Усі робітники повинні бути забезпечені: спецодягом і спецвзуттям, індивідуальними засобами захисту.

Для захисту очей від попадання палива та хімічних речовин повинні застосовуватися захисні окуляри. До виконання робіт зв'язаних з переміщенням вантажів, допускаються особи не молодше 18 років, що пройшли медичний огляд курс навчання, та здали іспит і мають кваліфікацію на право проведення даного виду робіт. Стропування і завантаження запасних частин на судно роблять за спеціально призначені обухи відповідно до вимог стропування при цьому використовують спецоснащення. Вентиляція в районі монтажу повинна задовольняти вимогам ГСТ-5.5325. Освітлення ділянки монтажу повинне бути не менш 400 Лк (комбіноване) відповідно до ГСТ-5.0308-80.

Для місцевого освітлення дозволяється застосовувати переносні світильники напругою не більш 12В.

Дерев'яні пристосування, використовувані при демонтажі повинні оброблятися рідиною з глибокою проникною здатністю з вогнезахисними складовими під тиском відповідно до вимог 74-0302-51-82. При роботі з пальними рідинами при розконсервації механізмів виконувати вимоги ГОСТ7403-82. Перед виконанням демонтажу повинний бути перевірений протипожежний інвентар і засіб пожежогасіння відповідно до вимог ПП-50-130-85. При виконанні робіт по даному технологічному процесу необхідно дотримувати вимоги наступних документів [21, 22]:

- «Правила безпечної експлуатації піднімальних механізмів»;

- «Інструкція з безпечного ведення робіт для стропальників, що обслуговують піднімальні механізми»;

- «Типові правила пожежної безпеки для промислових підприємств»;

- «Процеси переміщення вантажів на підприємстві».

Загальні вимоги безпеки ДГСТ 12.3-020-80.

На судні передбачено два виходи з МКВ, розташованих на різних бортах судна, на максимальному видаленні один від одного. Ширина проходів в МКВ не менш 0,6 м. Отримали розповсюдження на проектованому судні блокуючи пристрої, що закривають доступи в небезпечні зони, а так само запобігаючи виникненню аварій при роботі устаткування. Забезпечена безпека робочих місць, безпека розташування і використання органів управління, а також сигналізація небезпечних ситуацій.

При проведенні робіт на судні застосовується змінний струм з напругою 220/380 В, що є небезпечним для життя людини. Для освітлення приладів, внутрішньому зв'язку і сигналізації передбачено напругу 220В [21, 22], переносних інструментів 24В.

Для забезпечення безпеки при роботі устаткування вся електроустаткування заземляється.

Для розподілу електроенергії на судах застосовують тільки системи з ізолюваною або компенсованою нейтраллю. Опір ізоляції фідерів освітлювальних установок при напрузі до 100 В повинно бути 0,3 МОм, а

при напрузі від 100 до 220 В – 0,5 МОм. Для забезпечення безпечної експлуатації електричних установок передбачені також інші багато кого заходи, у тому числі діелектричні покриття, мати і доріжки у електрощитів, двері, що замикаються, електрощитів, трансформаторних і інших приміщень.

Пожежі у МКВ можуть виникнути при порушенні правил збереження ПМР.

Технічні заходи щодо пожежної безпеки [21]:

- встановлення сигналізації, що до оповіщення при пожежі;
- передбачено два аварійних виходи з МКВ;
- автономна система вентиляції у МКВ; цистерни палива та масла

обладнані повітряними трубами з запобіжними сітками та поплавковими камерами. Виходи повітряних труб розташовані у місцях нафтопродуктів, що виключають скупчення, їх пар. У МКВ по обох бортах установлені шухляди з піском. Вогнегасники розташовані так, щоб з будь-якої точці приміщення до найближчого вогнегасника відстань не перевищувала 10 м.

У МКВ при роботі ГД, дизель-генераторів, котлів, механізмів СЕУ виділяються шкідливі та токсичні речовини: окис азоту, бензол, окис вуглецю. Допустимі концентрації шкідливих речовин допускаються наступні: окис вуглецю – 20 мг/м³; окис азоту – 5 мг/м, бензол – 5 мг/м³; пари свинцю – 0,01 мг/м³. Для підтримки допустимої концентрації шкідливих речовин у МКВ застосовується вентиляція.

Джерелом шуму на судні є головний двигун, дизель-генератори, допоміжні механізми, вентилятори та т.п. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Обслуговуючий персонал МКВ забезпечується засобами індивідуального захисту. Для зниження вібрації машини встановлюють на амортизатори, застосовують звуковбирні матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується ковдрами, антивібраційними рукавицями.

Джерелами теплових випромінювань є нагріті поверхні механізмів, устаткування, трубопроводів. Інтенсивність теплового випромінювання, що

допускається, 350...500 Вт/м². Шкідливі випромінювання негативно впливають на здоров'я людей, викликають розлад нервової системи, погіршення зору, слуху і т.д. Інтенсивність високочастотного випромінювання не повинна перевищувати 10 Вт/см² при опроміненні в продовж дня і 100 Вт/см² при опроміненні до двох годин у добу.

Освітленість у МКВ повинна бути наступної [22]: продуктивність освітлення не менш 75 лк для ламп накаливання та 115 лк для люмінесцентних, аварійне освітлення – не менш 10% основного, повинне бути мале аварійне та переносне освітлення.

ВИСНОВКИ

У ході підготовки та написання даного кваліфікаційної роботи було проаналізовано найбільш суттєві конструктивні особливості сучасного суднового малообертового двигуна моделі Sulzer RTA 72U. На підставі проведеного аналізу розроблено ряд заходів щодо поліпшення умов роботи паливної системи розглянутого двигуна, а саме:

- проаналізовано основні тенденції розвитку сучасних малообертових дизелів, що використовуються у якості головних;
- проаналізовано основні тенденції розвитку сучасних систем паливостачання та впорску палива у камеру згоряння двигуна;
- розроблені технологічні рекомендації щодо ремонту та модернізації форсунок в умовах суднової майстерні;
- розроблено комплекс заходів щодо забезпечення безпеки персоналу при виконанні робіт по обслуговуванню та ремонту агрегатів газоповітряного тракту головного двигуна;
- результати розрахунку дозволяють сподіватися, що запропоновані технічні рішення є ефективними і ведуть до покращення показників двигуна. Так запропонована зміна у організації процесу впорску дозволяє: практично при незмінній потужності двигуна зменшити витрати палива на 5,45 г/(кВт×год.), максимальний тиск згоряння хоча і підвищився з 7,26 до 8,47 МПа (тобто на 1,21 МПа) однак залишається значно менш допустимого (14,2 МПа);.

Було розроблено комплекс заходів щодо запобігання забруднення навколишнього середовища та з охорони праці під час модернізації головного двигуна розглянутого у кваліфікаційній роботі судна.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Engine Documentation. Sulzer RTA72U-B. Operating Manual. Wartsila Switzerland Ltd. – 2002. – 324 с.
2. Engine Documentation. Sulzer RTA72U-B. Maintenance Manual. Wartsila Switzerland Ltd. – 2002. – 355 с.
3. Engine Documentation. Sulzer RTA72U-B. Spare Parts Code Book. Wartsila. Switzerland Ltd. – 2002. – 312 с.
4. **Mollenhauer K. Tschoeke H.** Handbook of Diesel Engines. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010. – 634 p.
5. **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, MA 01803. 2004. – 914 с.
6. **Bilousov I.V.** Internal combustion engines of modern marine vessels. Textbook for higher maritime educational institutions / I.V. Bilousov, M.P. Bulgakov – Astroprint, Odesa, 2024 – 512 p. ISBN 978-617-7797-54-7
7. **Bilousov I.** Modern Marine Internal Combustion Engines. A Technical and Historical Overview. Springer Series on Naval Architecture, Marine Engineering, Shipbuilding and Shipping. 2020. – 285 p. ISBN 978-3-030-49748-4 <https://doi.org/10.1007/978-3-030-49749-1>
8. **Наливайко В.С.** Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко. — Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
9. **Latache M.** Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Elsevier Ltd. – 2021. – 957 p.
10. **Woodyard D.** Marine diesel engines and gas turbines. Ninth Edition, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803, 2009. – 896 p.
11. **Білоусов Є.В.** Навчальний посібник до курсу «Суднові двигуни внутрішнього згоряння та їх експлуатація» (виконання розрахунково-графічної роботи) Навчальний посібник / Є.В. Білоусов, Р.А. Варбанець,

В.П.Савчук // Херсон – ХДМА, Одеса – ОНМУ, 2021 – 215 с.

12. **Суворов П.С.** Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебное пособие. Одесса, ОНМА, 2012. – 626 с.

13. **Белоусов Е.В.** Топливные системы современных судовых дизелей. Херсон, ХГМА, 2014. – 260 с.

14. **Єкушенко О.А.** Представлення числових профілів робочого процесу двигунів внутрішнього згоряння у pV-координатах. / О.А. Єкушенко, М.С. Завадський, Д.С. Крикуненко, С.С. Ліщенко, Є.В. Білоусов // Матеріали XII Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми» 5-7 листопада 2025 року, Миколаїв, НУК. 2025.

15. **Heywood J.B.** Internal Combustion Engine Fundamentals. Second Edition. McGraw-Hill Education. New York, Chicago, San Francisco, Athens, London, Madrid, Mexico, City Milan, New Delhi, Singapore, Sydney, Toronto. – 2018. – 1721 p.

16. **Okubo M.** New Technologies for Emission Control in Marine Diesel Engines. / **M. Okubo**, T. Kuwahara // Butterworth-Heinemann, Kidlington, Oxford, United Kingdom, Elsevier Inc. 2020. – 284 p.

17. **Brawn D.T.** A History of the Sulzer low-speed marine diesel engine. Sulzer Brothers Ltd., 8401 Winterthur (Switzerk Design: W. Guntensperger, SPW, 8802 Kilchberg (Switzerland)

18. **Kuiken K.** Diesel Engines I for ship propulsion and power plants from 0 to 100,000 kW. Groningen, Netherlands: Target Global Energy Training. 2008. – 509 p.

19. **Іванов Б.М.** Основи охорони праці на морському транспорті. / Б.М. Іванов, М.О. Колегасв, Ю.І. Касилов, О.І. Іванов // КОМПАС, Одеса, 2003 – 416 с.