

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»

тему: Застосування нових принципів в організації робочого процесу суднового малообертового двигуна K90MC-C фірми MAN з метою підвищення паливної економічності та екологічних показників

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-24

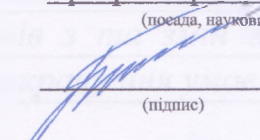

(підпис)

Крикуненко Д.С.

Керівник роботи:

проф. кафедри ЕМ, д.т.н., проф.

(посада, науковий ступінь, вчене звання)


(підпис)

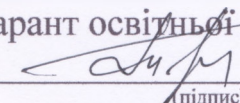
Білоусов Є.В.

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 Крикуненко Дмитро Сергійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Застосування нових принципів в організації
робочого процесу суднового малообертового двигуна K90MC-C фірми MAN з
метою підвищення паливної економічності та екологічних показників

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 збільшення тиску наддуву за рахунок застосування
більш ефективного турбокомпресорного агрегату з більш високими парамет-
рами ефективності.

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

5. Перелік графічного матеріалу Графічне відображення результатів аналізу
і розрахункових досліджень (4-5 позицій), креслення, з розточуванням,
визначення 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

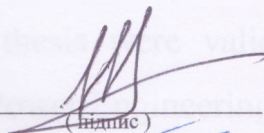
Дата видачі завдання

«15» вересня 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Підготовка та проробка літературних джерел	16.09.2025	
2	Написання першого розділу	23.09.2025	
3	Виконання розрахунків та написання другого і третього розділу	07.10.2025	
4	Розробка заходів з охорони праці	28.10.2025	
5	Розробка заходів з охорони навколишнього середовища.	18.11.2025	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	25.11.2025	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи та графічної частини	08.12.2025	

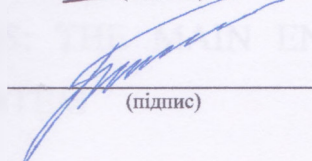
Студент


(підпис)

Крикуненко Д.С.

(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 74 сторінок, на яких розміщено 24 малюнки, 7 таблиць. Під час підготовки роботи було використано 18 джерел інформації.

У роботі розроблено комплекс заходів щодо обґрунтування доцільності модернізації головного двигуна контейнеровозу Belmonte III шляхом удосконалення робочого процесу. Розроблено технологічні інструкції щодо виконання робіт з модернізації двигуна. Виконано розробку заходів щодо забезпечення охорони праці та запобігання забруднення навколишнього середовища. Результати кваліфікаційної роботи пройшли апробацію на 12-й науково-технічній конференції "Marine Power Engineering: State and Problems" у листопаді 2025 року.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ГОЛОВНИЙ ДВИГУН, ТУРБОКОМПРЕСОР, СИСТЕМА НАДДУВАННЯ

ABSTRACT

This thesis consists of 74 pages, containing 24 figures and 7 tables. Eighteen sources of information were used in preparing the thesis.

This thesis developed a set of measures to justify the feasibility of upgrading the main engine of the Belmonte III container ship by improving the workflow. Technological instructions for the engine upgrade were developed. Measures to ensure occupational safety and prevent environmental pollution were developed. The results of this thesis were validated at the 12th scientific and technical conference "Marine Power Engineering: State and Problems" in November 2025.

KEYWORDS: THE MAIN ENGINE, TURBOCHARGER, PRESSURE-CHARGING SYSTEM

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО СУДНО-ПРОТОТИП ТА ЙОГО ЕНЕРГЕТИЧНУ УСТАНОВКУ.....	7
1.1 Аналіз параметрів енергетичної установки судна.....	8
1.1.1 Характеристика елементів суднової енергетичної установки.....	8
1.1.2 Головна енергетична установка.....	9
1.2 Аналіз конструктивних особливостей головного двигуна.....	11
1.2.1 Двигуни 7ДКРН 90/230 фірми MAN (7K90MC-C6).....	11
1.2.2 Аналіз конструкції головного двигуна.....	12
РОЗДІЛ 2. ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ НАДДУВАННЯ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА З МЕТОЮ ПОКРАЩЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЙОГО РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ.....	35
2.1 Аналіз існуючих систем наддування дизелів та вплив параметрів наддування на робочий цикл двигуна.....	35
2.1.1 Основні поняття та види наддування.....	35
2.1.2 Використання енергії відпрацьованих газів для наддування.....	38
2.1.3 Схеми систем наддування.....	41
2.2 Вихідні дані для розрахунку робочого процесу двигуна при підвищеному тискові наддування.....	44
2.3 Тепловий розрахунок робочого процесу модернізованого двигуна.....	45
2.4 Висновки з результатів розрахунку робочого процесу.....	57
РОЗДІЛ 3. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС ЗМІНИ СТУПЕНЯ СТИСКУ В ПРОЦЕСІ МОДЕРНІЗАЦІЇ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА.....	58
3.1 Основні положення щодо регулювання ступеню стискання у судових малообертових двигунах фірми MAN.....	58
3.2 Технологія зміни положення поршневого штока для зменшення ступеня стиску двигуна.....	60

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ОХОРОНА НАВКОЛИШ- НЬОГО СЕРЕДОВИЩА.....	66
4.1 Охорона праці.....	66
4.1.1 Нормативно-правова база з охорони праці.....	66
4.1.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинному відділені.....	67
4.1.3 Засоби з забезпечення безпечних умов праці.....	68
4.2 Охорона навколишнього середовища.....	69
4.2.1 Нормативно-правова база охороні навколишнього середовища.....	69
4.2.2 Вплив енергетичної установки судна на якість навколишнього морського середовища.....	70
4.2.3 Суднове встаткування для запобігання забруднення судновими відходами.....	70
ВИСНОВКИ.....	72
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	73
ДОДАТКИ	75

ВСТУП

Сучасне судно, незалежно від його призначення, являє собою складну інженерну споруду, призначену для тривалої (автономної) роботи, у тому числі, в екстремальних гідрометеорологічних і льодових умовах.

З сімдесятих років вартість нафтових палив на світовому ринку зросла багаторазово. На теперішній час паливна складова суми витрат по експлуатації двигуна досягла 80%. Тому для судновласників фактор економічності придбав пріоритетне значення.

Малооборотні двигуни найбільше повно задовольняють вимогам високої економічності. Щоб компенсувати втрату потужності двигуна, викликану зниженням частоти обертання, двигунобудівники пішли по шляху збільшення відносини ходу поршня до діаметра (S/D), що дозволило значно збільшити економічність робочого процесу. Термічний ККД останніх модифікацій МОД досягає 53...54%, а питома ефективна витрата палива – 164 г/(кВт×год). Для кращої пристосованості до суден різного призначення в специфікації дизелів типу MC фірми MAN B&W передбачені три серії дизелів, що розрізняються відношенням ходу поршня до діаметра.

Метою даної кваліфікаційної роботи є, обґрунтований вибір ступеню наддування головного двигуна, а також скорочення експлуатаційних витрат за рахунок модернізації системи повітрозабезпечення.

Задачі що вирішуються у роботі полягають у наступному:

- аналіз основних характеристик контейнеровозу «BELMONTE III» та конструкції головного двигуна;
- аналіз шляхів скорочення витрат палива за рахунок удосконалення системи наддування головного двигуна;
- розрахунок робочого процесу двигуна відповідно до запропонованих у роботі змін у системі наддування;
- розробка заходів з охорони навколишнього середовища та охорони праці під час експлуатації СЕУ.

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО СУДНО-ПРОТОТИП ТА ЙОГО ЕНЕРГЕТИЧНУ УСТАНОВКУ

1.1 Загальні відомості про судно взяте у якості прототипу

Контейнеровоз «Belmonte III» призначено для транспортування 3400 стандартних 20-футових контейнерів з яких до 400 можуть бути рефрижераторними. Район плавання необмежений. Це одногвинтове, двопалубне судно з мінімальним надводним бортом з баком, розміщенням машинного відділення та жилої рубки зі зміщенням у корму, з центральними люками, з п'ятьма трюмами, з бульбовою носовою кінцевою частиною та транцевою кормою [1]. Корпус судна має льодове підкріплення та подвійні борти уздовж усього корпусу які доходять до палубної переборки. Корпус поділено на вісім водонепроникаючих відсіків.

Добове витрачання палива головним двигуном при номінальній потужності 31920 кВт при теплотворній здатності палива 42700 кДж/кг приблизно 131 т. Розрахункова швидкість судна при осадці 11,5 м з урахуванням 15 % морського запасу і експлуатаційній потужності головного двигуна 28728 кВт складе 18,8 вузлів.

Судно спроектовано та побудоване на клас Германського Лойду H 100 A5E with freeboard 2,811 m Container Ship IWNNAV-O RSD ERS SOLAS-II-2, Reg.19. Номер IMO 9309289, номер GL-Register 111650. Збудовано судно на верфях компанії Shanghai Shipyard & Chengxi Shipyard Co., Ltd., що знаходиться у місті Шанхай, Китайська народна республіка.

Судно належить компанія Zweite MS "MARIA SCHULTE" Shipping GmbH & Co. KG, управління здійснюється кріюінговою компанією Ocean Shipmanagement GmbH. Порт припису судна – Лімасол. Судно ходить під прапором Кіпру. Позивний судна C4NZ2. Основні характеристики судна наведено у табл. 1. Загальний вигляд судна наведено на рис. 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні характеристики, м

Головні розміри	Параметр
Довжина найбільша, м	231,00
Довжина між перпендикулярами, м	216,54
Ширина, м	32,20
Висота борту, м	18,80
Осадка розрахункова, м	12,00
Повний тоннаж, т	35975
Чистий тоннаж, т	15938
Повна вантажопідйомність судна, т	42141
Об'єм цистерн основного запасу палива, м ³	1859



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд судна «BELMONTE III» з лівого борту

1.1 Аналіз параметрів енергетичної установки судна

1.1.1 Характеристика елементів суднової енергетичної установки

На судні-прототипі встановлений реверсивний малообертовий двигун фірми MAN B&W 7K90MC-C6 побудований фірмою Hyundai Heavy Industries Co., Ltd. (південна Корея) за ліцензією фірми MAN.

Рух судна здійснюється за допомогою прямої передачі потужності на гвинт фіксованого кроку.

Максимально тривала потужність 31920 кВт при тому, що номінальна потужність двигуна 28728 кВт при частоті обертання 104 хв^{-1} . Дизельна установка з МОД та прямою передачею потужності на гвинт забезпечує кормове розміщення машинного відділення. Енергетична установка серійного судна містить у собі головний двигун, валопровід, гребний гвинт, чотири дизель-генератора, один аварійний дизель-генератор, допоміжний котел і утилізаційний котел. Загальні вигляд МВ судна наведено на рис. 1.1.

1.1.2 Головна енергетична установка

Головна енергетична установка розташована в кормовій частині судна і складається з одного головного двигуна 7K90MC-C6 – двотактного, крейцкопфного, реверсивного з газотурбінним наддувом, із постійним тиском газів перед турбінами, простої дії з вмонтованим головним упорним підшипником, з рядним вертикальним розміщенням циліндрів, працюючого на гвинт фіксованого кроку. Двигун працює на високов'язкому залишковому паливі з в'язкість 720 сСт при 50°C .

Електроенергетична установка. Для забезпечення судна електроенергією передбачається чотири дизель-генератора з дизелем марки 5L27/38 виробництва фірми MAN. Двигун 5L27/38 є рядним, тронковим, простої дії, з турбонаддувом [3], який має наступні характеристики:

Потужність (МТП)	1645 кВт.
Кількість циліндрів	5.
Діаметр циліндра	270 мм.
Хід поршня	380 мм.
Частота обертання	750 хв^{-1} .
Питома витрата палива	$192+3 \text{ \% г/(кВт}\times\text{год.)}$.
Питома витрата масла сумарна	$1,7 \text{ г/(кВт}\times\text{год.)}$.

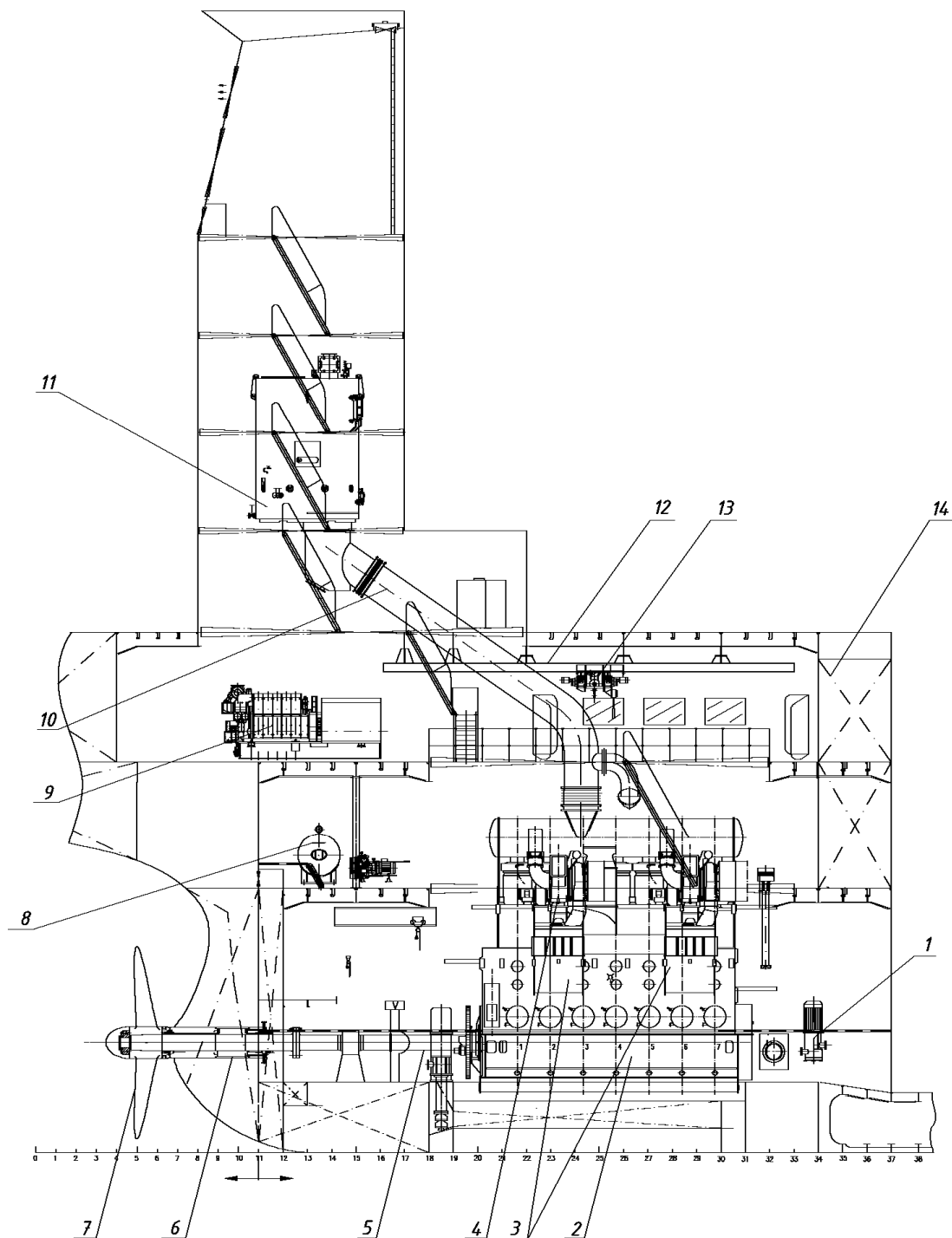


Рисунок 1.2 – Загальний план машинного відділення (у повздовжньому перетині): 1 – насос контуру охолодної води; 2 – головний двигун; 3 – повітроохолоджувач; 4 – турбокомпресор; 5 – валова лінія; 6 – дейдвудний пристрій; 7 – гвинт фіксованого кроку; 8 – ресивер стиснутого повітря; 9 – дизель-генератор; 10 – газохід; 11 – утилізаційний котел; 12 – монорейка; 13 – таль електрична; 14 – цистерни основного запасу палива

Аварійний дизель-генератор з двигуном виробництва фірми MAN марки 6L16/24 – простої дії, нереверсний, з турбонаддувом та вертикальним положенням циліндрів [3], який має потужність 660 кВт.

1.2 Аналіз конструктивних особливостей головного двигуна

1.2.1 Двигуни 7ДКРН 90/230 фірми MAN (7K90MC-C6)

Головний двигун судна це двотактний реверсний дизель великої потужності [2]. Основні характеристики двигуна наведені в таблиці 1.2, загальний вигляд двигуна на рис. 1.3.

Таблиця 1.2 – Основні характеристики двигуна 7K90MC-C6

Параметр	Значення
Діаметр циліндра, см	90
Хід поршня, см	230
Частота обертання, хв^{-1}	104
Ефективна потужність, кВт	31920
Експлуатаційна потужність (ЕП), $(90\% N_e)$, кВт	28728
Частота обертання при ЕП, хв^{-1}	88
Середній ефективний тиск, МПа	1,9
Питома витрата палива, $\text{г}/(\text{кВт} \times \text{год.})$ при 100% навантаження	171
при 80% навантаження	167
Витрата масла:	
- циркуляційного, доб.	7 кг
- циліндрового, $\text{г}/(\text{кВт} \times \text{год.})$	0,95...1,36
Питома витрата масла на вигорання, $\text{г}/(\text{кВт} \times \text{год.})$	0,15
Використовуване паливо	ISO
Тиск наддування, МПа	0,365
Максимальний тиск стиску, МПа	12,2
Максимальний тиск циклу, МПа	14,5
Температура газів, що відробили, перед турбіною, К	681
Температура газів, що відробили, після турбіни, К	518
Напрямок обертуту, якщо дивитись зі сторони фланця	праве
Пуск стислим повітрям тиском, МПа	3,0

1.2.2 Аналіз конструкції головного двигуна

Загальний вигляд двигуна у поперечному перетині наведено на рис. 1.3.

Фундаментна рама, коробка картера й ін. Фундаментна рама виконана цільною (з однієї частини), що складається із двох поздовжніх балок і ряду поперечних балок, які підтримують рамові підшипники (рис. 1.4). Рамові тонкостінні підшипники складаються зі сталевих вкладишів, покритих білим металом і тонким шаром олова. Кожен рамовий підшипник має одну кришку підшипника, що кріпиться шпильками й гайками, пристосованими для затягування гідродомкратами [3, 4].

На передньому кінці фундаментної рами встановлений демпфер поздовжніх коливань.

Демпфер складається з поршня й корпусу рознімного типу, розташованого попереду носового рамового підшипника. Поршень виготовлений у вигляді цільного гребеня на передній рамовій шийці, а корпус закріплений до опори носового рамового підшипника.

Упорний підшипник убудований у кормову частину фундаментної рами.

Коробка картера приболчена до верху фундаментної рами. Подібно фундаментній рамі, вона складається з однієї секції, у передньому кінці якої убудований відсік ланцюгового привода. Коробка картера разом з фундаментною рамою двигуна утворюють картер двигуна.

Коробка картера обладнана сталевими дверима для доступу до крейцкопфів, рамових і мотильових підшипників.

Фундаментна рама, коробка картера й блок циліндра, що встановлений на коробці картера, стягаються разом у єдиний вузол за допомогою наскрізних анкерних зв'язків [5].

Для кожного циліндра коробки картера обладнується випускною трубою із прорізом, у якій рухається телескопічна труба, прикріплена до крейцкопфа. Із труби із прорізом під охолоджувальне масло, через випускную трубу, зливається в піддон фундаментної рами (рис. 1.5).

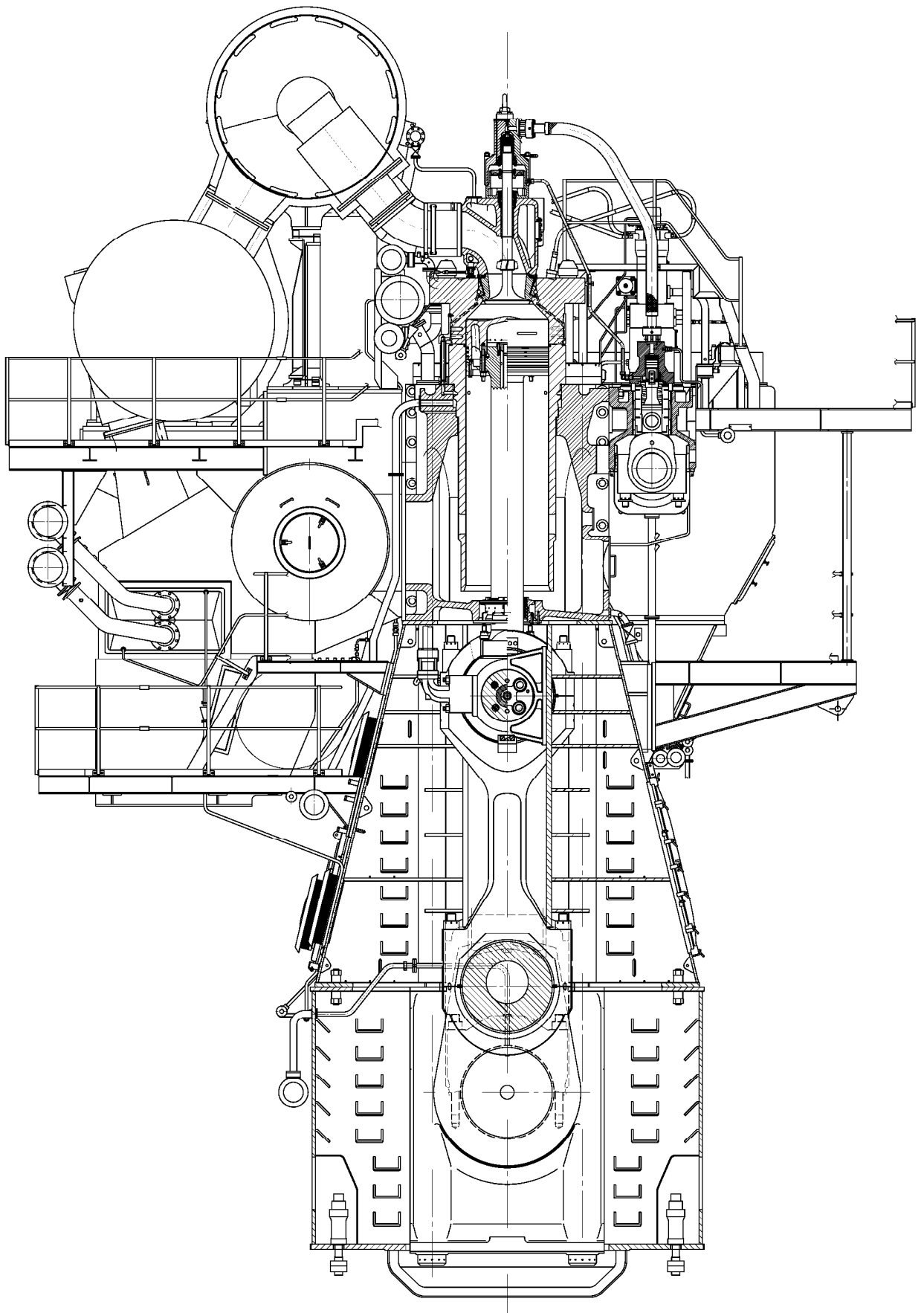


Рисунок 1.3 – Двигуни 7ДКРН 90/230 фірми MAN (7K90MC-C6) [2]

У з'єднанні з випускною трубою встановлені прилади місцевого контролю температури й потоку охолоджувального масла, а також сигналізатори температури й реле потоку.

Фундаментна рама двигуна розташовується на опорних клинах і прикріплена до суднового фундаменту за допомогою довгих фундаментних болтів і проставочних чавунних трубок. Болти пристосовані для затягування гідравлічними домкратами. Двигун встановлений на епоксидних клинах які мають ухил 1:100 і встановлюються з кормового кінця з обох сторін двигуна [6]. Фіксація двигуна в поперечному напрямку забезпечується бічними упорами, що встановлюються з обох сторін напроти носового і кормового рамових підшипників.

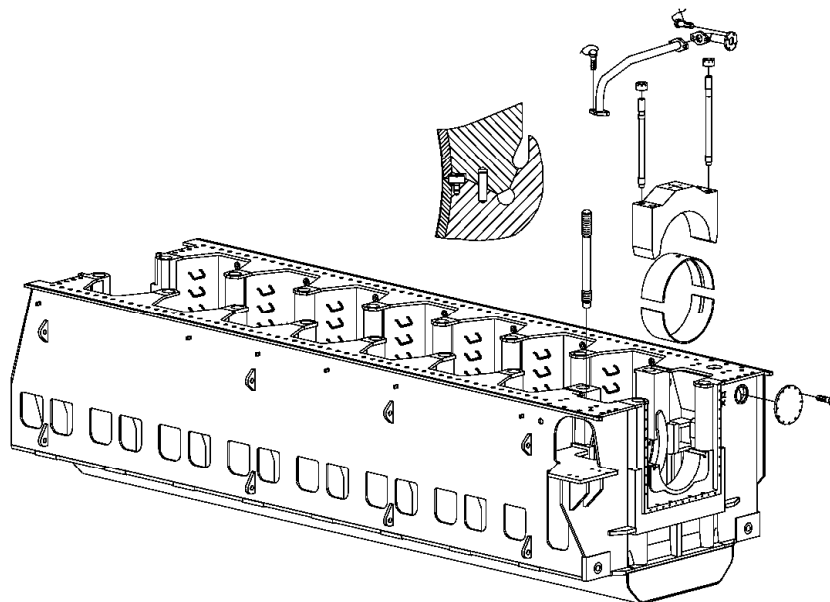


Рисунок 1.4 – Фундаментна рама двигуна серії МС

Кришка циліндра виготовлена зі сталі. Вона має центральний отвір під корпус випускного клапану, що кріпиться чотирма шпильками (рис. 1.6). Крім того, вона має отвори для форсунок, які кріпляться за допомогою амортизаторів з тарілчастими пружинами й гайками.

Інші отвори призначені для установки пускового клапану, підведення пускового повітря, запобіжного клапану й індикаторного крана.

Охолоджувальна сорочка розташована на нижній частині кришки

циліндра, утворюючи порожнину охолоджувальної рідини.

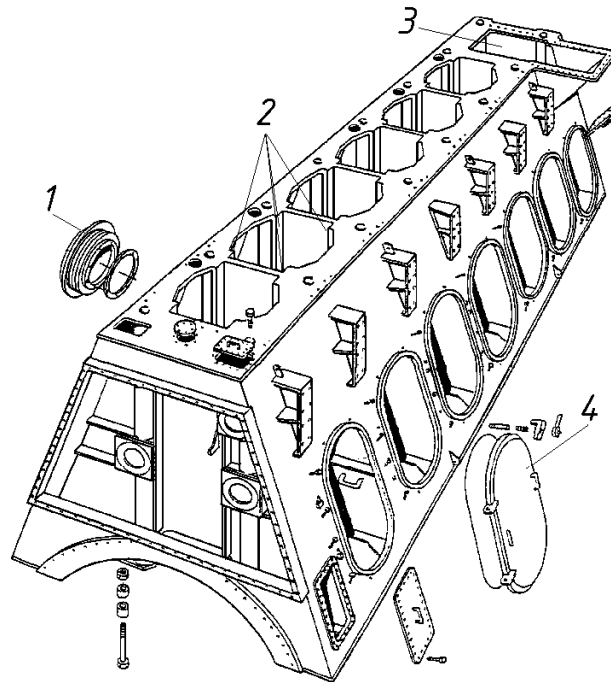


Рисунок 1.5 – Коробка картеру двигуна серії МС: 1 – клапан картеру; 2 – паралелі; 3 – колодязь цепного приводу; 4 – люк картеру

Інша порожнина охолоджувальної рідини утворюється навколо сидла випускного клапана після його установки на кришку. Ці дві порожнини з'єднуються за допомогою великої кількості радіальних каналів у кришці циліндра. Вода подається з сорочки охолодження, що охоплює верхню частину циліндрової втулки, і проходить через водяні переливні патрубки в охолоджувальну сорочку, що охоплює кришку циліндра, а потім через свердління у порожнину навколо сидла випускного клапана.

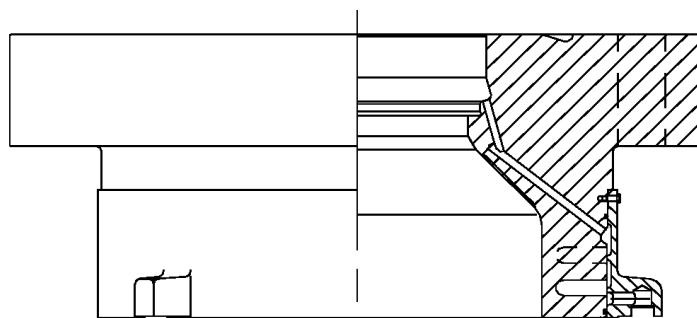


Рисунок 1.6 – Кришка циліндру [2]

Циліндрова кришка притискається до бурту циліндрової втулки за допомогою довгих шпильок і гайок, що угвинчено у блок циліндра. Гайки затягуються за допомогою гідравлічних домкратів. Ущільнення між кришкою й втулкою циліндра здійснюється кільцем з м'якої сталі.

Поршень (рис. 1.7) складається із двох основних частин головки й юбки.

Головка поршня прикріплена до верхнього кінця штока поршня болтами, які застопорені дротом. Юбка поршня прикріплена до головки поршня за допомогою фланцеваних болтів, які також застопорені дротом. На головці поршня є хромовані канавки, для чотирьох поршневих кілець.

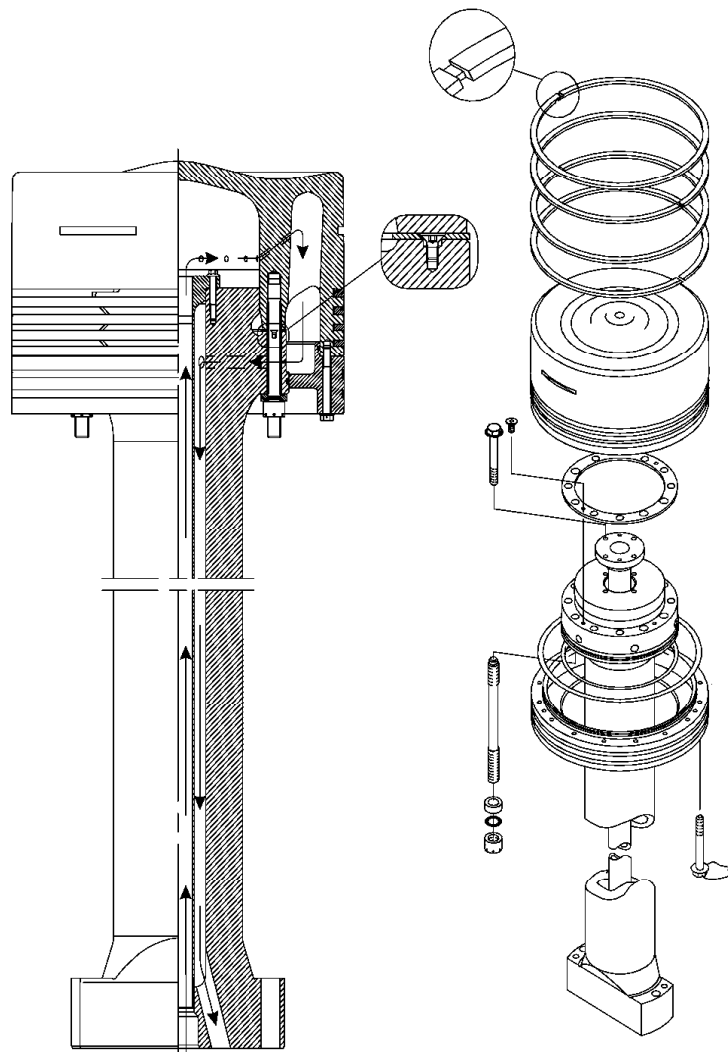


Рисунок 1.7 – Поршень зі штоком

Перше поршневе кільце є розвантажувальним кільцем яке регулює тиск. Кільця покриті хромом із зовнішньої сторони.

Друге, третє та четверте поршневі кільця мають косі замки.

Шток має наскрізне свердління для проходження маслопроводу, що кріпиться до верхнього штоку фланцованими болтами. Охолоджуюче масло підводиться по з'єднанню телескопічної труби на крейцкопфі. Воно проходить через отвір у п'ятці штока поршня й далі до головки поршня по маслопроводу в штоку поршня. З каналу в п'ятці штока поршня, масло проходить через крейцкопф до випускного отвору, й далі по трубі із прорізом усередині картера двигуна, направляється на злив. У точці зливу встановлено прилади контролю потоку масла й його температури. П'ятка штока розташовується у вирізі поперечки крейцкопфа, а шток центрується в ньому за допомогою труби в крейцкопфі.

Між п'ятою штока поршня й крейцкопфом встановлюється прокладка. Товщина прокладки розраховується для кожного двигуна відповідно до обраної потужності. Шток кріпиться до крейцкопфа за допомогою чотирьох болтів які стопоряться дротом.

Сальник штока поршня. В отворі для штока поршня в діафрагмі сорочки циліндра розташовано сальник штока, що запобігає потраплянню масла з картера в підпоршневу порожнину (рис. 1.8) та перешкоджає проникненню продувочного повітря з підпоршневої порожнини у картер. Сальник витягається разом зі штоком під час ревізії поршня, але може бути розібраний для огляду й у картері без виїмки поршня.

Корпус сальника складається із двох частин з'єднаних разом.

У корпусі проточені п'ять кільцевих канавок:

- у самій верхній канавці встановлене маслоснімальне кільце, що складається із трьох частин. Косі крайки запобігають влучанню шламу з підпоршневої порожнини вниз до інших кілець;
- у наступних двох канавках встановлено ущільнювальні кільця.

Кожне з них складається із двох чотирьохсегментних кілець, центруючих двома штифтами. Сегменти кілець утримуються навколо штока поршня за

допомогою ущільнювального кільця й двох спіральних пружин [8, 9].

У двох самих нижніх канавках встановлені маслоз'ємні кільця, які видаляють масло зі штока поршня.

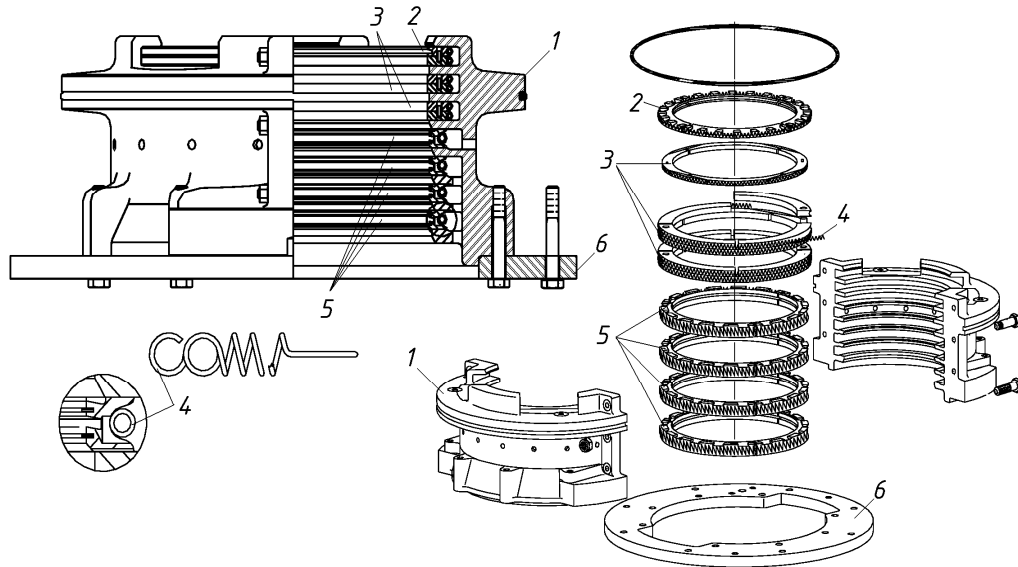


Рисунок 1.8 – Сальник штока. 1 – корпус сальника; 2 – верхнє маслознімальне кільце; 3 – ущільнювальні кільця; 4 – спіральні стяжні пружини; 5 – нижні маслоз'ємні кільця; 6 – основа корпусу сальника

Правильне положення маслоз'німальних кілець забезпечується циліндричними штифтами в тримачах. Із самої нижньої канавки масло повертається до картеру через отвори в корпусі сальника.

Через отвори в корпусі й трубі, канавка вузького малоз'ємного кільця з'єднується з контрольною лійкою зовні двигуна, яка слугує для перевірки правильного функціонування ущільнюючих і малознімальних кілець. Виток повітря свідчить про несправність ущільнювальних кілець, у той час як виток масла вказує на несправність малознімальних кілець.

Циліндровий блок двигуна складається із чавунного блоку, що кріпиться до картера й фундаментної рами наскрізними анкерними зв'язками (рис. 1.9).

Кожна циліндрова втулка встановлюється у двох отворах циліндрового блоку, верхнього та нижнього. Нижня частина блоку циліндрів утворює

порожнину продувочного повітря.

В отворах днища блоку циліндра встановлено сальник штока. На стороні випуску блоку циліндра є впускні вікна які з'єднують порожнини продувочного повітря навколо циліндрових втулок з горизонтально розташованим ресивером наддувочного повітря. Крім того, є впускні труби для охолоджувального масла. Циліндровий блок має кришки для огляду, що забезпечують доступ у порожнину продувочного повітря для очищення.

З передньої сторони блоку циліндрів закріплено корпус для установки розподільного вала. В ньому є отвори, що забезпечують легкий доступ для огляду й регулювання кулачних шайб (кулачків).

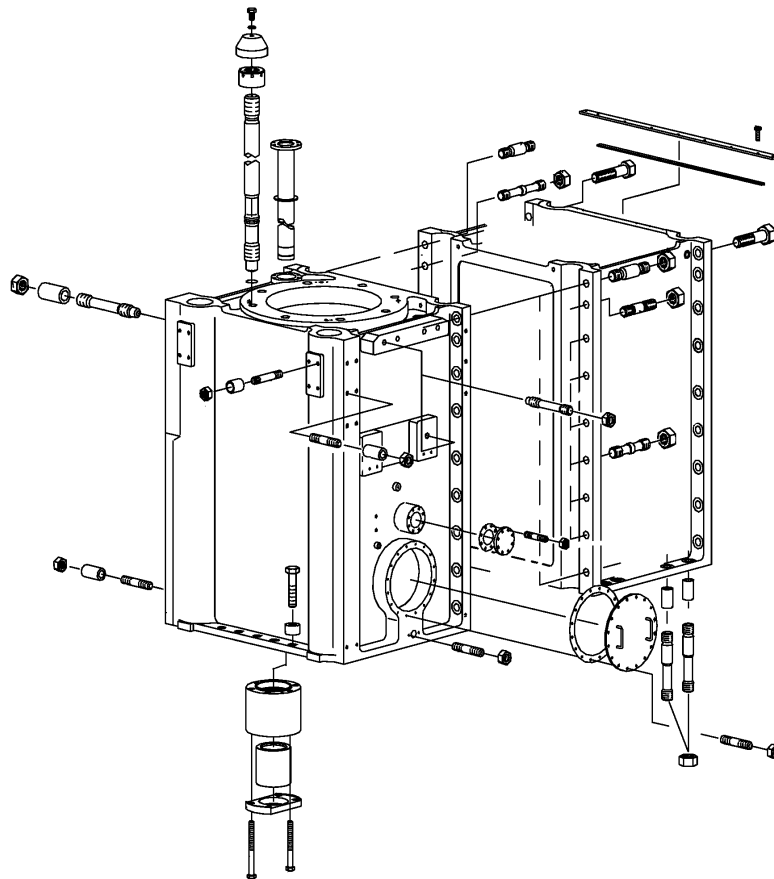


Рисунок 1.9 – Сорочка циліндра

Шпильки для кріплення кришок циліндрів вкручено в блок циліндра.

Циліндрова втулка оточена двома охолоджувальними сорочками.

Ущільнення охолоджувальної рідини у верхній і нижній частинах

сорочок охолодження забезпечується гумовими кільцями з витону [4, 8, 9].

Циліндрова втулка затиснута між верхньою площиною блоку циліндра й кришкою та центрується отвором усередині блоку так, що вона може при її нагріванні під час роботи двигуна вільно розширюватися до низу.

Ущільнення продувочного повітря здійснюється за допомогою двох кілець із витона, встановлених у канавках на циліндровій втулці (рис 1.10).

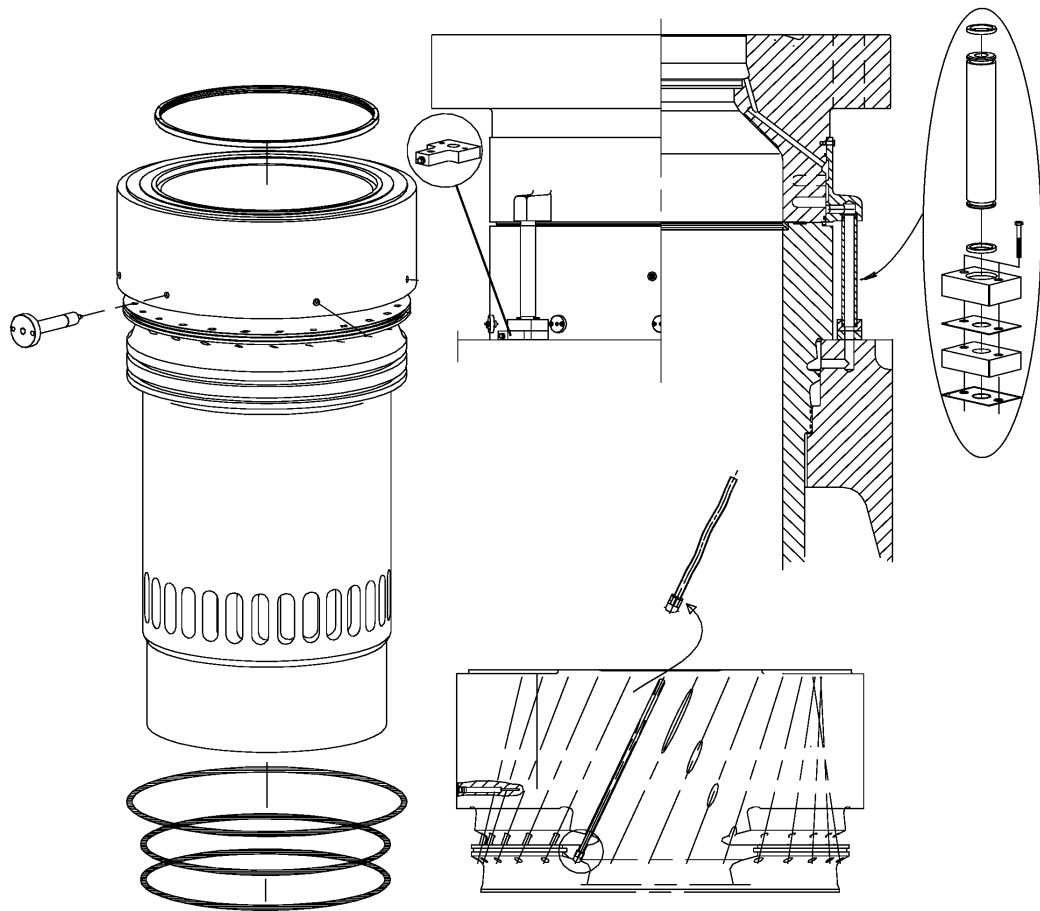


Рисунок 1.10 – Циліндрова втулка

Частина циліндрової втулки, яка розташована в порожнині продувочного повітря, має продувочні вікна, які відкриваються поршнем, коли він перебуває в НМТ. У циліндровій втулці є отвори з незворотніми клапанами для подачі масла в циліндр. По робочій поверхні втулки отвори з'єднані

маслорасподільними канавками.

Лубрикатори циліндра. Лубрикатори приводяться шестірнями з кормового кінця розподільного вала. Подача масла, залежить від середнього індикаторного тиску (p_i), тобто кількість поданого масла визначається навантаженням двигуна.

Крейцкопф із шатуном. Крейцкопф обладнано двома напрямними башмаками, встановленими на його кінцях (рис. 1.11). Центральна частина крейцкопфа виконана як шийка підшипника (цапфи), яка вмонтована в підшипник крейцкопфа. Кришка крейцкопфного підшипника має з верхньої сторони отвір для штока поршня. Підшипник крейцкопфа обладнан вкладишами. Верхній вкладиш залито білим металом, а нижній вкладиш олово-алюмінієвим сплавом. Нижній вкладиш має припрацьовочний шар.

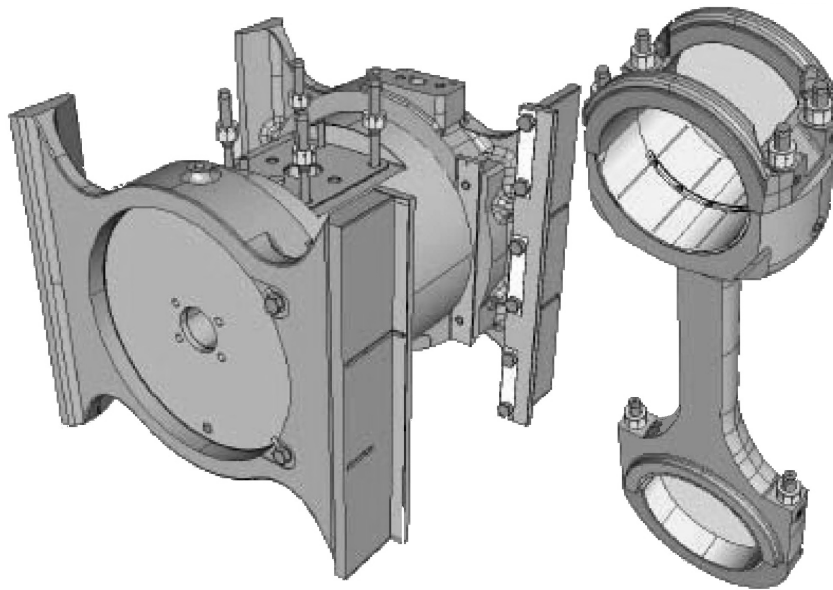


Рисунок 1.11 – Крейцкопф із шатуном

На кормовому башмаку встановлюються два кронштейни. Один підтримує телескопічну трубу по якій до крейцкопфа подається циркуляційне та охолоджувальне масло. З випускної труби масло зливається в трубу усередині картера двигуна із прорізом через який масло повертається в масляну цистерну. Попередньо воно проходить через прилади контролю на кожному циліндрі для реєстрації його температури й потоку.

Крейцкопф має канавки для розподілу масла, яке надходить по телескопічній трубі. Масло використовується частково для охолодження поршня, а частково для змащення підшипників крейцкопфа й башмаків і мотильового підшипника. Поверхні ковзання башмаків залиті білим металом.

Башмаки рухаються вздовж напрямних крейцкопфа в картері двигуна. Їхнє бокове переміщення обмежується напрямними планками.

Мотильовий підшипник оснащено вкладишами які залити білим металом, що й підшипник крейцкопфа. Положення вкладишів крейцкопфного й мотильового підшипників фіксується болтами, встановленими в корпусах підшипників.

Колінчатий вал напівскладовий, тобто його частини збирані за допомогою горячепресової посадки (рис. 1.12).

Масло до рамових підшипників надходить від головної масляної магістралі, тоді як масло для змащення мотильових підшипників подається від крейцкопфів через свердління в шатунах.

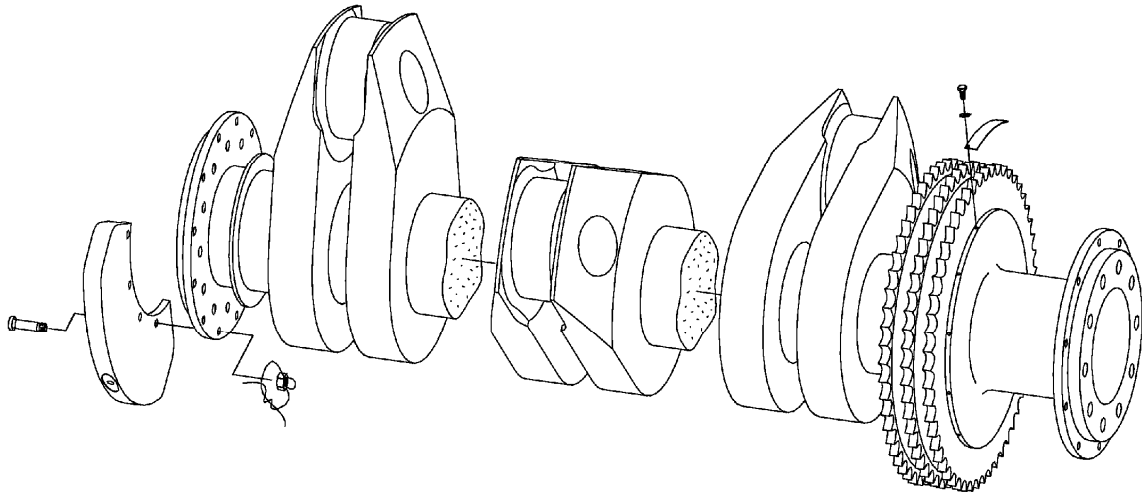


Рисунок 1.12 – Колінчатий вал [2]

На кормовому кінці колінчатого валу встановлено маховик й упорний гребінь упорного підшипника. Зірочка ланцюгового приводу розподільного валу також розташована на кормовому кінці колінчатого валу.

Упорний підшипник призначено для передачі осьового упору гвинта через гребний і проміжний вали на корпус судна (рис. 1.13).

Упорний підшипник вбудовано у кормову секцію фундаментної рами двигуна. Колінчатий вал оснащено упорним гребенем, який передає упор сегментам, розташованим на кожній стороні упорного гребеня.

Упорні колодки опираються на поверхні корпуса упорного підшипника й утримуються за допомогою затискних скоб. Сегменти залиті білим металом на сторонах, що прилягають до упорного гребеня.

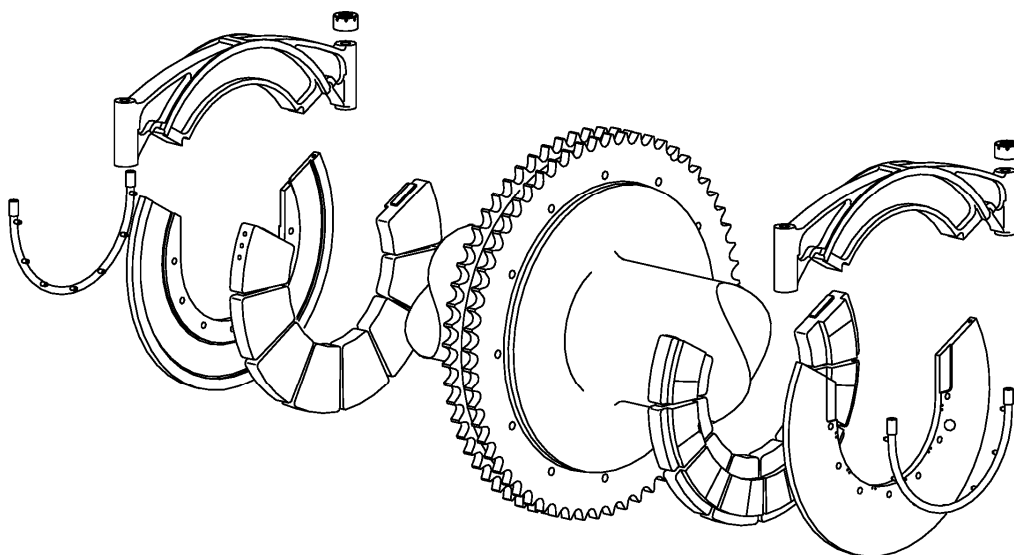


Рисунок 1.13 – Упорний підшипник

Упорний підшипник змазується від системи циркуляційного масла двигуна. Масло подається між сегментами через распилюючі трубки й сопла.

Упорний підшипник обладнаний приладами систем сигналізації й захисту з автоматичною зупинкою по низькому тиску масла й високій температурі сегмента.

Валообертальний механізм прикріплений до фундаментної рами двигуна й приводиться електричним мотором з убудованим дисковим гальмом. Через планетарний редуктор мотор приводить горизонтальний вал, обладнаний шестірнею яка забезпечує зачеплення з маховиком двигуна.

Валообертальний механізм обладнаний пристроєм блокування, що складається з важеля, який повинен бути піднято перед введенням шестірні в зачеплення з маховиком. Відразу після підйому цього важеля спрацьовує клапан блокування, убудований у систему пускового повітря двигуна. Це

блокування запобігає надходженню пускового повітря у двигун протягом усього часу, поки валобертальний механізм перебуває уведено в зачеплення.

Коли важіль блокування перебуває в нижньому положенні він запобігає введенню шестірні валобертального механізму в зачеплення з маховиком.

Ланцюговий привод. Розподільний вал з кулачками приводу паливних насосів високого тиску (ПНВТ), випускних клапанів й індикаторних кранів обертається від колінчатого вала через ланцюгову передачу, розташовану на передньому торці двигуна. Він складається з роликового ланцюга, зірочек ланцюга, що встановлені на колінчатому й розподільному валах. Ланцюг натягається за допомогою натяжного пристрою, розташованого між двома зірочками. Довга вільна гілка ланцюга спрямовується гумовими напрямними. Масло подається через трубки встановлені на напрямних і зірочках ланцюга.

Повітророзподільник і регулятор обертів приводяться в дію через шестірні від носового кінця розподільного валу, а лубрикаторні насоси приводяться в дію від кормового кінця розподільного валу.

Натяжний пристрій ланцюга. Натяжний пристрій ланцюга складається із зірочки із втулкою підшипника, насадженої в гарячому стані. Зірочка встановлена на валу, що обертається ексцентрично в ланцюговому відсіку. Натягування ланцюга відбувається регульованою тягою, що закріплена до ланцюгового відсіку й до важеля на ексцентрику.

Розподільний вал цільний. Обертання розподільного вала синхронізовано за обертанням колінчатого вала. Розподільний вал має, для кожного циліндра:

- одну кулачну шайбу ПНВТ;
- одну кулачну шайбу випускного клапана;
- одну кулачну шайбу індикаторного приводу.

Розподільний вал встановлено на підшипниках з одним нижнім вкладишем, які розміщені в корпусах штовхачів між секціями циліндрів. Підшипники мають тонкостінні вкладиші. Кришки підшипника

прикріплюються до корпусу розподільного вала болтами. Кулачкові шайби ПНВТ і випускного клапана напресовані на вал у гарячому стані [2, 3].

Регулювання випередження ПНВТ двигуна здійснюється шляхом нагнітання масла між кулачковими шайбами або зірочкою та валом, за допомогою чого вони повертаються відносно один одного [4].

Індикаторний кран. Кожен циліндр обладнується індикаторним краном, який з'єднується з камерою згоряння через спеціальний канал.

Індикаторний привод складається з навантаженого пружиною шпинделя, який може рухатися вгору й униз відповідно до переміщення поршня в робочому циліндрі. Цей рух передається від індикаторної кулачної шайби через ролик до шпинделя. Шпиндель має гачок до якого кріпиться шнур індикатора. Під час роботи двигуна шпиндель піднятий над кулачною шайбою, рукоятка шпинделя застопорена.

Система пускового повітря складається із системи керування й деталей пускової системи.

Система реверсу включає два пневматичних клапани (ВПЕРЕД та НАЗАД). Ці клапани керують циліндром реверсу повітророзподільника й пневматичних циліндрів для реверсу роликів ПНВТ.

Система захисту. Повітря до системи захисту подається від автономного джерела. Воно управляється системою контролю двигуна. У випадку автоматичної зупинки (SHUT-DOWN) система захисту подає пневматичний сигнал на клапан керування кожного ПНВТ, за допомогою якого вимикається подача палива високого тиску, після чого двигун зупиняється.

Система захисту приєднана на всіх режимах керування двигуном.

Головний пусковий клапан убудований у головну магістраль пускового повітря. Він складається з великого кулькового клапана й, додатково, малого кулькового клапана, що служить у якості байпаса великому клапану. Обидва клапани працюють від пневмоприводів.

Крім того, вбудовується незворотній клапан, що запобігає зворотному витоку повітря у випадку надлишкового тиску пускового повітря в трубопроводі. Головний пусковий клапан обладнаний пристроєм блокування у вигляді пластини, що за допомогою маховичка дає можливість заблокувати виконавчі механізми.

Повітророзподільник установлений на кінці двигуна й приводиться від кінця розподільного вала за допомогою зубчастих шестірень.

Пусковий клапан (підпружинений) встановлений на кришці циліндра. Він управляється повітрям керування від повітророзподільника.

Випускний клапан. Кожен циліндр обладнано випускним клапаном, який встановлено у центральному отворі кришки циліндра. Корпус клапана закріплено до кришки циліндра для забезпечення газощільності сідла чотирма шпильками з гайками. Гайки пристосовані для затягування гідравлічними пристосуваннями (рис. 1.14).

Корпус клапана. Корпус клапану має змінне сідло. Шпindelь клапана виготовлено з жароміцної сталі, а посадкова поверхня сідла наплавляється твердим сплавом. В отвір для шпинделя клапана встановлюється замінна напрямна втулка. Корпус клапана охолоджується водою яка надходить у корпус клапана із кришки циліндра по переливному патрубку. Вода зливається з корпусу клапана зверху. На передній стороні корпусу клапана передбачена кришка, через яку може бути оглянута та очищена порожнина охолоджувальної рідини.

Ділянка штока шпинделя, яка рухається в ущільнюючому пристрої повітряного циліндра, покривається протизносною сумішшю металевого карбіду й жароміцного сплаву. На нижній циліндричній частині шпинделя встановлено імпілер, що забезпечує обертання клапану при роботі двигуна.

Для перевірки функціонування випускного клапана при роботі двигуна, зверху гідроциліндра встановлюється шток контролю підйому/обертання клапана.

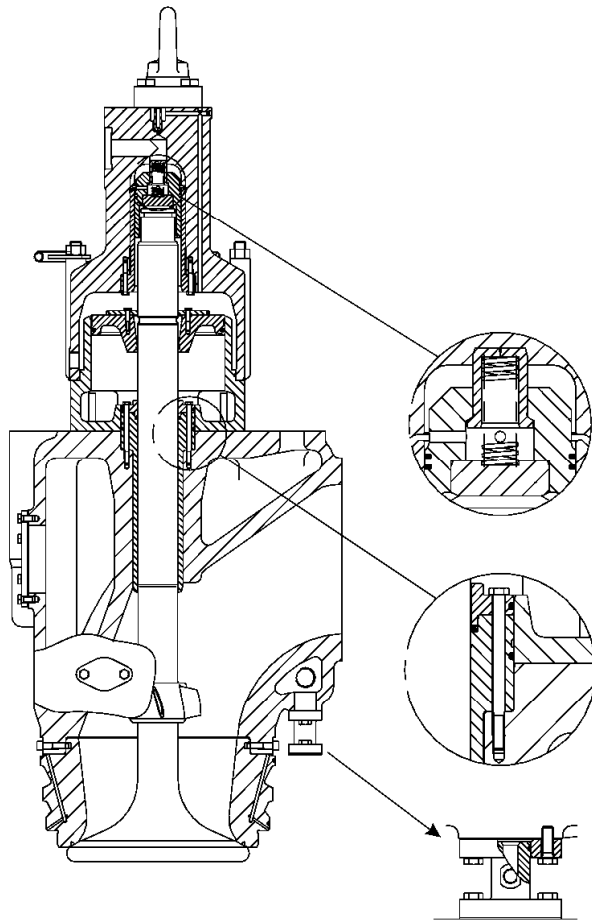


Рисунок 1.14 – Випускний клапан

Обертання шпинделя вказується регулярними змінами у верхньому і нижньому положеннях контрольного штока при випробуванні.

У верхній частині шпинделя встановлено два поршні:

Повітряний поршень служить для закриття випускного клапана. Поршень стопориться на шпинделі двома конічними «сухарями».

Гідравлічний поршень. Поршень служить для відкриття випускного клапана. Він має два поршневі кільця й демпферний пристрій, призначений для демпфірування наприкінці закриття клапана.

Гідравлічний поршень працює від масла, що поступає по трубопроводу, який з'єднує відповідний гідравлічний поршень у приводному механізмі над розподільним валом. Цей поршень, через штовхач, приводиться від випускної кулачної шайби розподільного вала.

Повітряний циліндр. Повітряний циліндр встановлений зверху на корпусі клапана. Повітря для закриття випускного клапана надходить через незворотний клапан у підпоршневу порожнину.

У нижній частині корпусу пневмоциліндру встановлені два ущільнювальні кільця. Запобіжний клапан установлений у днище циліндра.

Гідроциліндр. Гідроциліндр встановлено над повітряним циліндром у верхній частині корпусу випускного клапану і закріплено за допомогою шпильок та гайок. Випускний клапан відкривається під дією натискання гідравлічного поршня в гідроциліндрі на шпindelь клапана.

Комбінований дросельний клапан призначено для деаерації масляної системи. Він змонтований у верхній частині циліндра. Коли випускний клапан закривається, тиск у гідроциліндрі зменшується. Упорна пружина відкриває клапан, забезпечуючи випуск масла й повітря через дросель. Масло подається по каналу в порожнину навколо повітряного циліндра й зливається через отвір разом із протічками масла з поршня.

При роботі випускного клапана, масло під високим тиском закриває клапан, і потік масла припиняється.

Пристрій ущільнюючого повітря встановлено навколо штока шпинделя в нижній частині пневмоциліндру. Ущільнююче повітря підводиться нижче ущільнювальних кілець. Ущільнююче повітря буде запобігати прориву відпрацьованих газів і часток нагару, зношування робочих поверхонь, а також забруднення повітряної системи механізму клапана.

Ущільнююче повітря подається з повітряного циліндра через блок керування ущільнювальним повітрям і дросельною трубою.

Масляний туман присутній у повітрі, з повітряного циліндра поліпшує умови експлуатації ущільнювальних кілець.

У блоку керування ущільнювальним повітрям є клапан, який автоматично відтинає потік повітря, коли виконана команда «Відбій двигуну», і корпус фільтра.

Ресивер наддувочного повітря являє собою резервуар великого об'єму, прикріплений до блоку циліндрів. Наддувочне повітря надходить у ресивер після охолоджувача, вологоуловлювача й безповоротних клапанів.

Ресивер і блок циліндрів з'єднуються через круглі вікна. Дві допоміжні повітродувки кріпляться до корпусу охолоджувача наддувочного повітря. Усмоктувальна сторона допоміжних повітродувок приєднана до порожнини перед безповоротними клапанами в корпусі повітроохолоджувача. Нагнітальна сторона приєднана до ресивера наддувочного повітря через незворотний клапан, запобігаючи зворотному повітряному потоку.

Ресивер наддувочного повітря обладнується лазами, а також запобіжним клапаном.

Під час пуску двигуна та при його роботі на низькому навантаженні турбокомпресор не може подати достатньої кількості повітря для згоряння палива в циліндрі. У цих випадках реле тиску буде автоматично запускати допоміжні повітродувки.

При роботі допоміжні повітродувки засмоктують повітря з машинного відділення через повітряний фільтр і компресор турбокомпресора.

Це дозволяє турбокомпресору підтримувати прийнятну частоту обертання при пуску й низькому навантаженні.

Повітря проходить через нагнітальний повітропровід, повітроохолоджувач і вологоуловлювач до усмоктувальної сторони повітродувок. З повітродувок повітря нагнітається в ресивер наддувочного повітря через незворотні клапани.

Незворотні клапани, встановлені в корпусі повітроохолоджувача, закриваються за рахунок часткового вакууму та гравітаційного впливу на стулки клапанів.

Недостатня кількість продувочного повітря буде мати місце, якщо незворотні клапани не закриті.

Незворотні клапани. Досить важливо, щоб незворотні клапани

допоміжних повітродувок завжди працювали правильно та легко рухалися. Це може бути перевірено переміщенням клапанів вручну, одночасно з періодичними оглядами продувних вікон.

Незворотні клапани захищають повітродувки й двигун у період:

- пуску допоміжних повітродувок;
- роботи з допоміжними повітродувками.

Через відносно високий пусковий струм, повітродувки запускаються по черзі, через 6...10 секунд.

Незворотний клапан повітродувки, яка ще не введена в дію, повинен бути в закритому стані, щоб захистити повітродувку від обертання у зворотному напрямку. Інакше є ризик згоряння електричного двигуна при пуску.

У випадку невідбувшогося пуску допоміжної повітродувки, незворотний клапан повинен бути в закритому положенні. З іншого боку, повітродувка що працює не зможе засмоктати свіже повітря, через турбокомпресор і повітроохолоджувач. Це пояснюється розходженнями в опорі повітряного потоку.

Колектор відпрацьованих газів. Від випускних клапанів відпрацьовані гази надходять у колектор відпрацьованих газів, де пульсуючий тиск від окремих випускних клапанів вирівнюється, і далі гази підводять до турбокомпресора при відносно постійному тиску.

Колектор відпрацьованих газів закріплюється по місцю на еластичних опорах. Між колектором відпрацьованих газів і корпусом випускних клапанів, а також між колектором і турбокомпресором встановлюються теплові компенсатори.

Перед турбокомпресором, усередині колектора відпрацьованих газів, встановлюються захисні ґрати.

Для швидкого монтажу й демонтажу з'єднань між колектором і випускними клапанами застосовуються затискні кільця (хомути). Колектор і

трубопровід відпрацьованих газів ізолюються.

Колектор відпрацьованих газів може бути обладнаний байпасним фланцем для аварійної роботи без турбокомпресорів.

Охолоджувач наддувочного повітря. Елемент повітроохолоджувача виконаний у вигляді блоку. Він встановлюється в корпусі, звареному зі сталевих аркушів. Корпус повітроохолоджувача обладнаний оглядовими кришками.

У повітроохолоджувачі передбачена реверсивна камера, у яку убудований вологоуловлювач. Він складається з ряду пластин, які відокремлюють сконденсовану воду з наддувочного повітря при його проході. Відділена вода накопичується в нижній частині корпусу охолоджувача, звідки виділяється дренажною системою.

Наддувочне повітря у двигун надходить від двох турбокомпресорів, встановлених на стороні випуску двигуна.

Гідропривід випускного клапана. Випускний клапан приводиться кулачною шайбою на розподільному валу, через гідравлічний привід.

Штовхач притискається до кулачної шайби під впливом спіральної пружини, що встановлена між штовхачем і гідроциліндром так, що ролик штовхача буде іти по кулачній шайбі розподільного вала.

Гідроциліндр кріпиться до корпусу розподільного вала чотирма шпильками, дві з яких довше інших, для забезпечення можливості поступового звільнення пружини штовхача при розбиранні частин вузла.

Провертання штовхача обмежується шпонковим з'єднанням.

Поршень, що установлений у гідроциліндрі, опирається на упорну п'яту в кільцевому виточенні штовхача й стопориться в штовхачі за допомогою штикового замка.

Гідроциліндр на корпусі розподільного вала з'єднаний з гідроциліндром випускного клапана маслопроводом високого тиску.

Масло подається з головної масляної магістралі через незворотний

клапан у верхній частині гідроциліндра.

Протічки масла з гідроциліндра на випускному клапані зливаються по патрубку у верхню частину розподільного вала.

Відпрацьовані гази двигуна обертають турбіну турбокомпресора й, через спільний вал, турбіна приводить компресор.

Компресор засмоктує повітря з машинного відділення через повітряні фільтри. З компресора повітря подається через нагнітальний повітропровід до охолоджувача наддувочного повітря, де повітря охолоджується .

Нагнітальний повітропровід, з компенсатором, ізолюється, а зсередини може бути покритий шумопоглинальним матеріалом.

Охолоджувач наддувочного повітря має пристрій для відділення конденсату з повітря. Повітря подається в ресивер наддувочного повітря через незворотні клапани, встановлені в корпусі повітроохолоджувача після вологоуловлювача. Незворотні стулчасті клапани («хлопавки») відкриваються тиском повітря від турбокомпресора.

З ресивера наддувочне повітря надходить у циліндр через продувні вікна, коли поршень перебуває в нижньому положенні. Через відкриті випускні клапани відпрацьовані гази подаються в загальний колектор відпрацьованих газів, де їхній тиск вирівнюється, звідси гази при постійному тиску надходять до турбіни турбокомпресора й обертають її.

Привід паливного насоса високого тиску. У корпусі розподільного вала встановлено приводи ПНВТ і випускного клапана, а також індикаторний привод для кожного циліндра.

На реверсивних двигунах у штовхач ПНВТ убудовано ланку з кутовим переміщенням.

Паливний насос приводиться кулачною шайбою на розподільному валу. Рух передається через штовхач плунжеру у втулці корпусу насоса, що, через паливні трубки високого тиску, з'єднаний з форсунками на кришці циліндра.

Штовхач опускається вниз під дією спіральної пружини, закріпленої між

штовхачем і плитою основи корпусу насоса, так, що ролик штовхача постійно котиться по кулачній шайбі розподільного вала.

Плунжер встановлюється на упорну п'яту у виточенні штовхача й з'єднується з ним штиковим замком. Повороту самого штовхача запобігає напрямні, встановлені у втулці корпусу.

Верхня частина штовхача розміщується усередині основи насоса й закривається ковпачковою кришкою, що встановлена з ущільнюючим пристроєм. Ця кришка, разом з ущільнюючою втулкою, що змонтована в основі насоса, утворюють лабіринт для виключення влучення палива в масляну систему.

Фланець насоса кріпиться до корпусу розподільного вала шпильками й гайками.

Кожен ПНВТ може бути виведений з дії за допомогою ручного піднімального пристрою, що може підняти ролик штовхача над кулачною шайбою і тримати його у верхньому положенні.

Реверсивний механізм. Реверс досягається переміщенням ролика в приводному механізмі ПНВТ кожного циліндра. Ланка, що з'єднує штовхач і ролик, має реверсивний важіль, на верхньому кінці якого встановлюється палець. Палець рухається по реверсивній напрямній, з'єднаній із пневмоциліндром. Ланка є самоблокуючою в кожному з положень «Уперед» або «Назад» без допомоги зовнішніх сил. Кожен циліндр реверсується індивідуально. Реверсивний механізм приводиться в дію стисненням повітрям.

Паливні трубки високого тиску. Всі паливні трубки високого тиску забезпечуються еластичним, армованим сталевим дротом рукавами. Простір між трубою й захисним рукавом з'єднується через просвердлені канали у фланцях зі зливальним отвором у верхній кришці насоса.

Форсунка. Форсунка складається із фланця (головки) і корпусу. Усередині корпусу форсунки встановлені незворотний клапан, шпindel ь і

розпилювач із пружиною, а також сопло.

Коли форсунка встановлена в кришку циліндра деталі форсунки стягаються між собою зусиллям затягування кріпильних гайок, переданим через фланець (головку) форсунки, незворотний клапан, розпилювач, сопло на корпус форсунки. Цим зусиллям вона притискається до конічного отвору в кришці циліндра. При демонтажі форсунки болти втримують фланець і корпус форсунки разом.

РОЗДІЛ 2

ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ НАДДУВАННЯ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА З МЕТОЮ ПОКРАЩЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЙОГО РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ

2.1 Аналіз існуючих систем наддування дизелів та вплив параметрів наддування на робочий цикл двигуна

2.1.1 Основні поняття та види наддування

В основі роботи дизеля лежить перетворення енергії палива, що спалюється, у механічну роботу, тому чим більше спалено палива, тим більшу роботу зможе створювати двигун. Але кількість палива, що може ефективно згоріти в циліндрах заданого розміру, лімітується масою розташованого в них заряду повітря

$$G_b = V_s \eta_v \rho_k.$$

Для збільшення маси заряду повітря потрібно збільшити його щільність. У свою чергу щільність повітря $\rho_{до} = p_k / RT_k$ може бути збільшена, якщо підняти тиск повітря p_k і понизити його температуру T_k . Цей шлях підвищення потужності отримав найменування *наддування* двигуна.

Потужність двигуна завдяки наддуванню оцінюється за допомогою коефіцієнта, називаного *ступенем наддування*,

$$\lambda_n = N_{ен}/N_{ен}.$$

Оскільки циліндрова потужність $N_{ен} = C p_e n$, то, беручи до уваги, що при наддуванні геометричні розміри циліндра, що характеризуються постійною C , і частота обертання n не змінюються, після підстановки й скорочення

одержимо

$$\lambda_n = p_{en} / p_e$$

де p_{en} – середній ефективний тиск, досягнутий завдяки наддуванню;

p_e – середній ефективний тиск, що мав би двигун без наддування.

За досягнутим значенням p_e двигуни підрозділяють на три категорії наведені у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Ступень наддування дизелів

Ступінь наддування	Чотиритактні	Двотактні
Помірна	1,2...1,6	1,15...1,4
Підвищена	1,6...2,1	1,4...1,8
Висока	2,1...4,5	1,8...3,6

Залежно від прийнятого привода нагнітачів наддування суднових двигунів підрозділяють на механічне, газотурбінне і комбіноване.

Механічне наддування – стиск повітря від атмосферного тиску до тиску наддування p_k здійснюється в наддувочному агрегаті (компресорі) відцентрового або об'ємного типу, що приводиться в дію через зубчасту або ланцюгову передачу від вала двигуна.

З підвищенням тиску p_k потужність, що відбирається на привод компресора, збільшується, а механічний ККД відповідно падає, що негативно позначається на економічності. Застосування механічного наддування обмежується помірними значеннями $p_k = 0,15...0,16$ МПа.

До переваг механічного наддування належать конструктивна простота, відносно невисока вартість додаткового устаткування й надійність. Застосовують його в основному у двигунах малої потужності або в потужних двигунах у комбінації із системою газотурбінного наддування.

Газотурбінне наддування – стиск повітря від атмосферного тиску до

тиску наддування p_k здійснюється в наддувочному агрегаті, що представляє собою компресор, об'єднаний з газовою турбіною. У турбіні, встановленій у випускному тракті двигуна, спрацьовується значна частина енергії відпрацьованих газів, що у двигунах без наддування зазвичай скидається в атмосферу. Оскільки привід компресора відбувається турбіною, відпадає необхідність у відборі потужності від двигуна. Важливо також мати на увазі, що при газотурбінному наддуванні з ростом тиску p_k потужність механічних втрат не міняється, а індикаторна потужність збільшується. У результаті механічний ККД зростає, а питома ефективна витрата палива відповідно зменшується. У цьому полягає істотна перевага газотурбінного наддування, що вигідно відрізняє його від механічного.

Комбіноване наддування – стиск повітря здійснюється в турбонаддувочному агрегаті й у приводному нагнітачі, в якості якого у двотактних двигунах раніше використовували підпоршневі порожнини циліндрів або поршневі насоси, що навішувалися збоку циліндрів.

Залежно від способу включення в систему повітрязабезпечення агрегатів наддувочного повітря застосовують наступні види комбінованого наддування:

- *послідовний* (стиск у ТК, потім навішеному компресорі або підпоршневій порожнині),
- *паралельний* (стиск у ТК і в підпоршневій порожнині здійснюється паралельно),
- *послідовно-паралельний*.

Оскільки при комбінованому наддуванні не вся енергія, необхідна для стиску повітря до тиску наддування, відбирається від валу двигуна, а лише її частина, обумовлена витратою потужності на стиск у приводному нагнітачі, то за інших рівних умов механічний ККД двигуна з комбінованим наддуванням більше чим у двигуна з механічним наддуванням і менше двигуна з газотурбінним наддуванням.

Таким чином, із зіставлення систем механічного, газотурбінного й

комбінованого наддування видно, що найбільш економічним є газотурбінне наддування, чим і визначається його переважне застосування в суднових двигунах. До комбінованого наддування прибігають у тих випадках, коли енергія газів недостатня для реалізації газотурбінного наддування (ранні конструкції двигунів MAN, Sulzer), при якому обов'язковою умовою є забезпечення балансу потужностей газових турбін і компресорів, що приводяться ними.

2.1.2 Використання енергії відпрацьованих газів для наддування

При аналізі термодинамічного циклу відзначалася можливість підвищення його ефективності (збільшення питомої роботи циклу) внаслідок продовженого розширення робочого тіла в лопаткових машинах. У дійсному циклі ідея продовженого розширення реалізується шляхом використання енергії відпрацьованих газів у газотурбокомпресорах, що застосовуються для наддування двигуна.

Повна розташовувана енергія відпрацьованих газів E складається (рис. 2.1, а, б) з енергії розширення газів:

- від тиску в циліндрі $p_{\text{имп}}$ до тиску в колекторі перед турбіною p_t – складова E_1 ;

- від тиску p_t до тиску $p_{\text{то}}$ – складова E_2 .

Складова E_1 носить імпульсний (пульсуючий) характер і являє собою піки зміни тиску, температури й швидкості газу, що виникають у випускній системі, перед турбіною в процесі вільного випуску газів із циліндра.

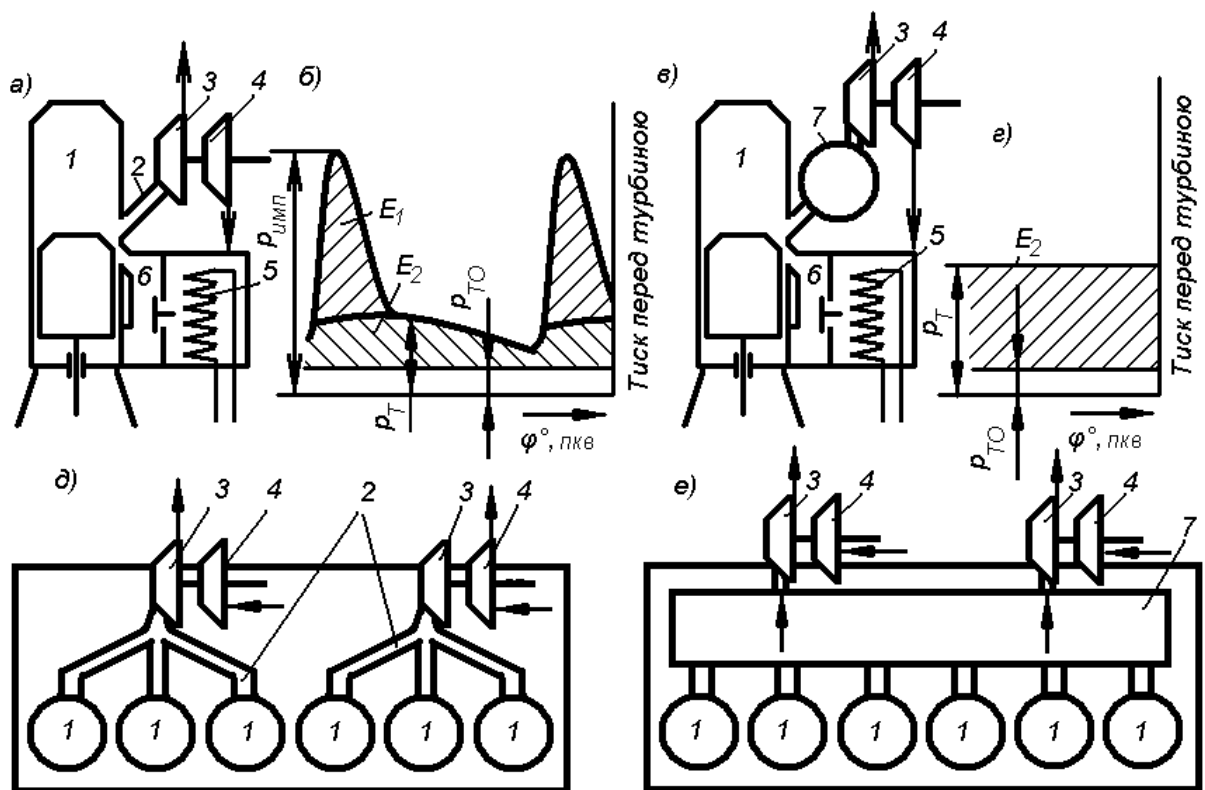
Складова E_2 має постійний характер і являє собою енергію, що характеризується відносною сталістю тиску $p_t = \text{const}$, температури й швидкості газів перед турбіною на ділянці між імпульсами (рис. 2.1, б) або протягом усього періоду випуску (рис. 2.1, в, г).

У газовій турбіні можуть бути використані обидві складової енергії газів, однак ступінь використання імпульсної складової залежить від способу підведення газів до турбіни, залежно від якого газотурбінне наддування

підрозділяють на імпульсний і постійний.

Імпульсне газотурбінне наддування відбувається при змінному тиску газів перед турбіною. При імпульсному наддуванні (рис. 2.1, а, б) потрібно максимально використовувати імпульсну складову енергії газів E_1 . Із цією метою:

- збільшують випередження відкриття випускних органів, щоб відбирати газ із циліндрів при більш високих температурах;
- щоб уникнути розширення газів у випускній системі їх підводять до газової турбіни по коротких патрубках 2 з малими перетинами й по можливості турбіну 3 наближають до циліндрів;
- щоб імпульси окремих циліндрів не накладалися один на інший і не заважали продувці в сусідніх циліндрах, випускну систему двигуна розділяють на кілька самостійних трубопроводів, що підводять газ до однієї або декількох турбін, до кожної турбіни для одержання максимального ККД підключають не більше трьох циліндрів, випуски яких відповідно до порядку роботи максимально розносять один від іншого.



У результаті такої організації випуску в імпульсних газових турбінах двотактних МОД удалося досягти використання 35...45% енергії імпульсу E_I . У чотиритактному двигуні установка декількох турбін по економічних міркуваннях недоцільна, тому об'єми випускних трактів відносно великі, що знижує тиск імпульсу й відповідно частку використовуваної енергії; у чотиритактному середньообертовому двигуні вона становить $(0,2...0,3)E_I$.

Переваги імпульсної системи наддування:

- більше повне використання енергії газів, що полегшує завдання балансування потужностей турбіни 3 і компресори 4 (рис. 2.1, а, д);
- краще забезпечення двигуна повітрям при пуску й на режимах малих частот обертання й навантажень, у зв'язку із чим у двотактному двигуні із прямоотною схемою газообміну виключається необхідність у використанні додаткових нагнітачів з незалежним приводом;
- швидке реагування турбокомпресора на зміну режиму роботи двигуна, що забезпечує його гарну приємність;
- краща продувка циліндрів завдяки більше низькому тиску у випускних патрубках у період продувки.

Недоліки імпульсної системи наддування:

- складність випускного тракту;
- необхідність установки на великих двигунах декількох турбін, максимально наближених до циліндрів які їх живлять, оскільки підключення до однієї турбіни більше трьох циліндрів і збільшення об'єму й довжини випускних патрубків істотно знижують ефективність використання імпульсної складової енергії газів;
- більше низький ККД турбіни (у порівнянні з турбіною на постійному тиску внаслідок нестабільності тиску й швидкості газів на вході в турбіну, перетікання газів через наявність роздільного соплового апарата, більших втрат на вентиляцію та ін.

З ростом тиску наддування p_k і p_e частка імпульсної складової E_I у загальній енергії скорочується, тому, з огляду на наведені недоліки, область

використання імпульсної системи обмежується $p_k = 0,13...0,18$ МПа.

Постійне газотурбінне наддування відбувається при постійному тиску газів перед турбіною (рис. 2.1, в, е). Продукти згоряння із всіх циліндрів I направляються в один загальний випускний ресивер 7, у якому через його великий об'єм тиск газу, незважаючи на циклічність надходження, вирівнюється й підтримується на постійному рівні (рис. 2.1, з), обумовленому кількістю випускних газів, їх параметрами й пропускною здатністю турбіни. З колектора газ надходить в одну або дві турбіни 3. При такій організації випуску кінетична енергія E_1 у турбіні не використовується, частина її губиться на дроселювання газу у випускних органах, на його перетікання із циліндра в ресивер, а частина переходить у потенційну складову, збільшуючи її на ΔE_2 (площа $r r' e' e$ – рис. 1.1). У підсумку при наддуванні з постійним тиском наявна енергія:

$$E_{\text{пгтн}} = E_2 + \Delta E_2.$$

Сталість потоку газу в турбіну, обумовлене $p_t = \text{const}$, дозволяє одержати більше високі значення ККД турбокомпресора ($\eta_{\text{гтк}} = 66...72$ %), що у свою чергу дало можливість у сучасних двигунах повністю перейти на газотурбінне наддування, відмовившись від використання підпоршневих порожнин як додаткових компресорів.

2.1.3 Схеми систем наддування

Наддування двотактного двигуна. Проблема забезпечення двотактного двигуна повітрям у необхідній кількості й із заданим тиском наддування вирішується значно складніше. У силу складнощів у забезпеченні балансу потужності (рівності N_t і N_k на валу компресора) у двигунах ранніх моделей з контурними схемами газообміну (MAN, Sulzer) не можна було здійснити наддування тільки завдяки застосуванню ТК і доводилося прибівати до комбінованих систем наддування з використанням підпоршневих порожнин.

Причини цього наступні:

- через відсутність ходу виштовхування для забезпечення якісної продувки й задовільного наповнення циліндрів повітрям середній тиск газу перед турбіною повинен бути істотно менше тиску повітря в ресивері $p_T = (0,80...0,88)p_s$;

- температура відпрацьованих газів істотно нижче;

- для забезпечення якісного газообміну необхідна велика витрата повітря на продувку, тому наддувочний агрегат (компресор) повинен мати більшу подачу.

Виключення становить дизелі із прямоточно-клапанною схемою газообміну, у яких наявність клапана дозволяє здійснювати більше ранній випуск і внаслідок цього направляти в турбіну газу з більшим тиском і температурою.

Удосконалювання газообміну, зменшення витрати повітря на продувку й, головним чином, перехід на наддування з постійним тиском і підвищення ККД турбокомпресорів до 68 % забезпечили можливість забезпечення двигуна повітрям тільки від турбокомпресорів у діапазоні навантажень від 100 до 40 %. При менших навантаженнях підключається додатковий компресор з електроприводом, що працює паралельно або послідовно із ТК. Відмова від використання підпоршневих порожнин привела до спрощення й удешевлення конструкції двигуна. В останніх модифікаціях двигунів фірм MAN серій K; L; S та Sulzer серій RTA (рис. 2.2) з прямоточною схемою газообміну включення додаткового електрокомпресора необхідно лише при навантаженнях менш 25 %.

У випускному колекторі завдяки великому об'єму встановлюється постійний тиск газів.

Пластинчасті незворотні клапани запобігають перетіканню повітря із другої секції ресивера у першу й тим самим забезпечують можливість роботи електроприводного компресора послідовно зі штатним турбокомпресором двигуна.

2.2 Вихідні дані для розрахунку робочого процесу двигуна при підвищеному тиску наддування

Як показав аналіз основних характеристик двигуна, на теперішній час двигун залишається досить сучасним, не дивлячись на те що був розроблено понад 20 років тому. Однак останнім часом двигуни зазначеної серії були суттєво модернізовані. В значній мірі була покращена їх паливна економічність, у першу чергу за рахунок удосконалення системи наддування. За останні роки, фірмам що є виробниками агрегатів наддування, вдалося значно покращити показники турбокомпресорів, підвищив його адіабатній ККД до 65...72%. За рахунок покращення продувки циліндрів як на режимах номінальної потужності, так і на режимах часткових навантажень вдалося зменшити витрати пального на одиницю потужності двигуна. Сучасні двотактні двигуни мають значний запас потужності турбіни, яка на 10...15% перевищує потреби компресору. Для погодження витратних характеристик компресора и двигуна збільшують фазу продувки, або застосовують перепуск повітря у випускний тракт двигуна. Це приводить до втрати енергії, яка може бути використана для покращення паливної економічності двигуна.

Виходячи з усього наведеного вище, важчаємо за доцільне провести модернізацію двигуна шляхом відмови від перепуску газів, що дозволить збільшити тиск наддування. Для того щоби на підвищувати механічну напруженість двигуна, пропонуємо зменшити ступінь стискання у поршневої частини двигуна.

Для перевірки зазначених припущень виконаємо тепловий розрахунок робочого процесу [11], на підставах якого проведемо розрахунок параметрів турбокомпресору для його вибору з існуючої номенклатури.

Необхідно відзначити, що на підставі розрахунків можна зробити тільки попередні висновки, остаточне рішення щодо модернізації двигуна можна прийняти тільки на підставі досвіду експлуатації [7].

Для виконання розрахунку приймемо наступні вихідні дані (табл. 2.2).

Відповідно до аналізу технічної документації двигуна [8], визначимо основні вхідні данні для виконання теплового розрахунку (табл. 2.2).

Таблиця 2.2 – Вхідні данні для теплового розрахунку

Параметр	Значення
Діаметр циліндра D , м	0,900
Хід поршня S , м	2,300
Кількість циліндрів i	7
Ефективна потужність двигуна N_e , кВт	31920
Частота обертання n , хв. ⁻¹	104,0
Кут закриття впускних вікон $\varphi_{зк}$, град.	40,0
Геометричний ступінь стискання ε	13,5
Довжина шатуна l , м	3,400

2.4 Тепловий розрахунок робочого процесу модернізованого двигуна

Визначимо долю втраченого ходу на лінії стискання:

$$\psi_a = h_a / S$$

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

де R – радіус кривошипу $R = S / 2 = 2,300 / 2 = 1,150$ м.

λ – постійна КШМ, $\lambda = R / l = 1,150 / 3,400 = 0,338$

$$h_a = 1,150 \times \left[(1 - \cos 40^\circ) + \frac{0,338}{4} \times (1 - \cos 2 \times 40^\circ) \right] = 0,349$$

$$\psi_a = 0,349 / 2,300 = 0,152$$

Дійсна ступінь стискання:

$$\varepsilon_0 = \varepsilon (1 - \psi_a) + \psi_a = 13,50 \times (1 - 0,152) + 0,152 = 11,60$$

Визначимо склад палива (табл. 2.3)

Таблиця 2.3 – 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	220
Нижча теплота згоряння, кДж/кг	42500
Коефіцієнт надлишку повітря	3,50

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:

$$M_1 = \alpha L_0 = 3,50 \times 0,497 = 1,741 \text{ кмоль.}$$

Кількість продуктів згоряння

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

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

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

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_o = 0,210(3,5 - 1) \times 0,497 = 0,261 \text{ кмоль},$$

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha L_o = 0,790 \times 3,5 \times 0,497 = 1,375 \text{ кмоль},$$

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M = 0,073 + 0,062 + 0,000063 + 0,2611 + 1,3750 = 1,7707 \text{ кмоль}.$$

Значення тиску повітря на виході з компресора p_k :

$$p_k = (2,5 \dots 3,8)p_0 = 3,65 \times 0,103 = 0,376 \text{ МПа},$$

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

Температура повітря на виході з компресора:

$$T'_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 288,0 \left(\frac{0,376}{0,103} \right)^{\frac{1,40 - 1}{1,40}} = 416,9 \text{ К},$$

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

n_k – показник політропи стискування повітря у турбокомпресорі, $n_k = 1,4$.

Температура у впускному ресивері після компресора:

$$T_k = T'_k - \sigma_{ox}(T'_k - T'_a) = 416,9 - 0,870 \times (416,9 - 288) = 304,8 \text{ К}.$$

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

σ_{ox} – ступінь охолодження повітря в повітроохолоджувачі ($\sigma_{ox} = 0,870$).

Тиск залишкових газів для двигунів з високим наддуванням приймають:

$$p_r = (0,75 \dots 0,98)p_k = 0,910 \times 0,376 = 0,342 \text{ МПа};$$

Щільність заряду в циліндрі:

$$\rho_k = \frac{p_k \times 10^6}{R_g T_k} = \frac{0,376 \times 10^6}{287,0 \times 304,8} = 4,298 \text{ кг/м}^3;$$

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

Втрати тиску за рахунок опору впускної системи:

$$\Delta p_a = c \frac{\omega_{вп}^2}{2} \rho_{\kappa} \times 10^{-6} = 3,0 \frac{35,0^2}{2} 4,298 \times 10^{-6} = 0,008 \text{ МПа},$$

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 ($\omega_{вп} = 35,00$ м/с).

Тиск у робочому циліндрі на початку стиснення:

$$p_a = p_{\kappa} - \Delta p_a = 0,376 - 0,008 = 0,368 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma_r = \frac{(T_{\kappa} + \Delta T) \times p_r}{T_r \times (\epsilon_0 p_a - p_r)} = \frac{(304,8 + 2) \times 0,342}{620,0 \times (11,60 \times 0,368 - 0,342)} = 0,040 \text{ МПа}.$$

де ΔT – ступінь зміни температури заряду у впускному тракті ($\Delta T = 2$ К);

T_r – температура залишкових газів ($T_r = 620,0$ К).

Температура наприкінці процесу впуску:

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{304,8 + 2 + 0,040 \times 620,0}{1,0 + 0,040} = 318,7 \text{ К}.$$

Коефіцієнт наповнення циліндру:

$$\eta_v = \frac{T_{\kappa}}{(T_{\kappa} + \Delta T) \times (\epsilon_0 - 1)} \left(\frac{\epsilon_0 p_a}{p_{\kappa}} - \frac{p_r}{p_{\kappa}} \right) =$$
$$= \frac{304,8}{(304,8 + 2) \times (11,60 - 1)} \left(\frac{11,60 \times 0,368}{0,376} - \frac{0,342}{0,376} \right) = 0,979$$

Тиск наприкінці процесу стиску:

$$p_c = p_a \times \epsilon^{n_l} = 0,368 \times 11,60^{1,390} = 12,32 \text{ МПа},$$

де n_1 – показник політропи стиску ($n_1 = 1,390$).

Температура наприкінці процесу стиску:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} = 318,7 \times 11,60^{1,390-1} = 853,54 \text{ К.}$$

Коефіцієнт молекулярної зміни заряду під час згоряння:

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma M_1}{M_1 + \gamma M_2} = \frac{1,771 + 0,040 \times 1,741}{1,741 + 0,040 \times 1,771} = 1,016$$

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:

$$\begin{aligned} & \frac{0,910 \times 42500}{1,74 (1 + 0,040)} + (1,016 \times 22,08 + 8,314 \times 1,130) \times 580,4 = \\ & = 1,014 \times ((27,02110 + 0,002039 \times t_z - 2,234 \times 3,500) + 8,314) t_z \end{aligned}$$

Після перетворення отримаємо у квадратне рівняння виду:

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

$$0,002068 t_z^2 + 27,90410 t_z - 39761,57 = 0,$$

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

$$t_z = \frac{-27,90410 + \sqrt{27,90410^2 + 4 \times 0,002068 \times 39761,57}}{2 \times 0,002068} = 1294,3 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 1294,3 + 273,15 = 1567,5 \text{ К.}$$

Тиск наприкінці згоряння:

$$p_z = p_c \lambda = 12,32 \times 1,130 = 13,92 \text{ МПа},$$

де λ – ступінь підвищення тиску ($\lambda = 1,130$).

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,014}{1,130} \times \frac{1567,5}{853,5} = 1,65.$$

Ступінь наступного розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12,50}{1,65} = 7,58.$$

Тиск наприкінці розширення:

$$p_e = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{13,92}{7,58^{1,280}} = 1,041 \text{ МПа}.$$

Температура наприкінці розширення:

$$T_e = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1567,46}{7,58^{1,280-1}} = 888,8 \text{ К.}$$

де n_2 – показник політропи розширення ($n_2 = 1,280$).

Уточнимо температуру залишкових газів:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{888,8}{\sqrt[3]{\frac{1,041}{0,342}}} = 613,4 \text{ К.}$$

Визначимо погрішність прийнятого припущення:

$$\Delta = \frac{613,4 - 620,0}{(620 / 100)} = -1,06 \%$$

Теоретичний середній індикаторний тиск циклу:

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

$$= \frac{12,32}{12,50 - 1} \left[\frac{1,13 \times 1,648}{1,280 - 1} \left(1 - \frac{1}{7,58^{1,280 - 1}} \right) - \frac{1}{1,390 - 1} \left(1 - \frac{1}{12,50^{1,390 - 1}} \right) + \right.$$

$$\left. + 1,13 (1,648 - 1) \right] = 2,148 \text{ МПа.}$$

Дійсний середній індикаторний тиск циклу:

$$p_i = \phi p'_i = 0,930 \times 2,148 = 1,998 \text{ МПа.}$$

де ϕ – коефіцієнт повноти індикаторної діаграми ($\phi = 0,930$).

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{\rho_\kappa H_u \eta_v} = \frac{1,998 \times 14,38 \times 3,50}{4,298 \times 42500 \times 0,979} = 0,565$$

Питома індикаторна витрата рідкого палива:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} = \frac{3600}{42,500 \times 0,565} = 149,85 \text{ г/(кВт×год.)},$$

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:

$$V_{п.ср.} = Sn / 30 = (2,300 \times 104,0) / 30 = 7,973 \text{ м/с};$$

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

$$p_m = 0,105 + 0,0120 \times 7,973 = 0,201 \text{ МПа.}$$

Середній ефективний тиск:

$$p_e = 1,998 - 0,201 = 1,797 \text{ МПа.}$$

Механічний ККД двигуна:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{1,797}{1,998} = 0,900$$

Ефективний ККД:

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,565 \times 0,900 = 0,508$$

Питома витрата палива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{149,850}{0,900} = 166,58 \text{ г/(кВт×год.)}$$

Уточнемо основні параметри й показники двигуна:

- об'єм робочого циліндра двигуна

$$V_{лц} = \frac{\pi D^2 S}{4 \times 10^6} = \frac{3,142 \times 900,0^2 \times 2300}{4 \times 10^6} = 1463 \text{ дм}^3;$$

- повний об'єм двигуна

$$V_{л} = V_{лц} i = 1463 \times 7,0 = 10242,38 \text{ дм}^3;$$

- ефективна потужність одного циліндра

$$N_{e_{\text{ц}}} = \frac{p_e V_{\text{л}} n}{30 \tau} = \frac{1,798 \times 1463 \times 104,0}{30 \times 2} = 4558,272 \text{ кВт};$$

- повна потужність:

$$N_e = N_{e_{\text{ц}}} i = 4558,272 \times 7,0 = 31907,90 \text{ кВт};$$

- обертовий момент:

$$M_e = \frac{3 \times 10^4 \times N_e}{\pi n} = \frac{3 \times 10^4 \times 31907,90}{3,142 \times 104,0} = 2931275 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- годинна витрата палива

$$G_{\text{т}} = N_e \times g_e \times 10^{-3} = 31907,90 \times 166,58 \times 10^{-3} = 5312,7 \text{ кг/год.}$$

Побудова індикаторної діаграми.

- об'єм камери згоряння

$$V_c = \frac{V_{\text{л}_{\text{ц}}}}{\varepsilon - 1} = \frac{1463,20}{12,50 - 1} = 127,2 \text{ дм}^3;$$

- повний об'єм циліндра

$$V_a = V_c + V_{\text{л}_{\text{ц}}} = 127,2 + 1463 = 1590 \text{ дм}^3$$

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. 2.4).

Таблиця 2.4 – Дані для побудови індикаторної діаграми

Точка	Геометричні данні		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ε	V_i	P_{ci}	P_{vi}
0,0	1,00	1590,23	0,37	1,04
1,0	1,02	1556,58	0,38	1,07
2,0	1,05	1522,92	0,39	1,11
3,0	1,07	1489,27	0,41	1,14
4,0	1,10	1455,62	0,42	1,18
5,0	1,13	1421,97	0,44	1,22
6,0	1,16	1388,31	0,45	1,26
7,0	1,19	1354,66	0,47	1,30
8,0	1,23	1321,01	0,49	1,35
9,0	1,26	1287,35	0,51	1,40
10,0	1,30	1253,70	0,53	1,45
11,0	1,34	1220,05	0,55	1,51
12,0	1,38	1186,40	0,58	1,57
13,0	1,43	1152,74	0,60	1,64
14,0	1,47	1119,09	0,63	1,71
15,0	1,53	1085,44	0,66	1,79
16,0	1,58	1051,79	0,70	1,87
17,0	1,64	1018,13	0,73	1,96
18,0	1,71	984,48	0,77	2,06
19,0	1,78	950,83	0,82	2,17
20,0	1,85	917,18	0,87	2,29
21,0	1,93	883,52	0,92	2,42
22,0	2,02	849,87	0,98	2,57
23,0	2,12	816,22	1,05	2,73
24,0	2,23	782,57	1,12	2,91

Продовження таблиці 2.4.

Точка	Геометричні данні		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ε	V_i	P_{ci}	P_{vi}
25,0	2,35	748,91	1,21	3,11
26,0	2,49	715,26	1,31	3,34
27,0	2,64	681,61	1,42	3,60
28,0	2,81	647,96	1,55	3,90
29,0	3,00	614,30	1,70	4,25
30,0	3,23	580,65	1,87	4,66
31,0	3,48	547,00	2,09	5,14
32,0	3,79	513,35	2,34	5,72
33,0	4,15	479,69	2,66	6,43
34,0	4,59	446,04	3,06	7,31
35,0	5,13	412,39	3,57	8,44
36,0	5,81	378,74	4,25	9,91
37,0	6,71	345,08	5,19	11,90
38,0	7,94	311,43	6,55	13,92
39,0	9,71	277,78	8,67	13,92
40,0	12,50	244,13	12,32	13,92

Отримана в такий спосіб розрахункова індикаторна діаграма робочого процесу представлена на рис. 2.3.

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:

$$p_c'' = (1,15 \dots 1,25) p_c = 1,043 \times 12,32 = 12,85 \text{ МПа.}$$

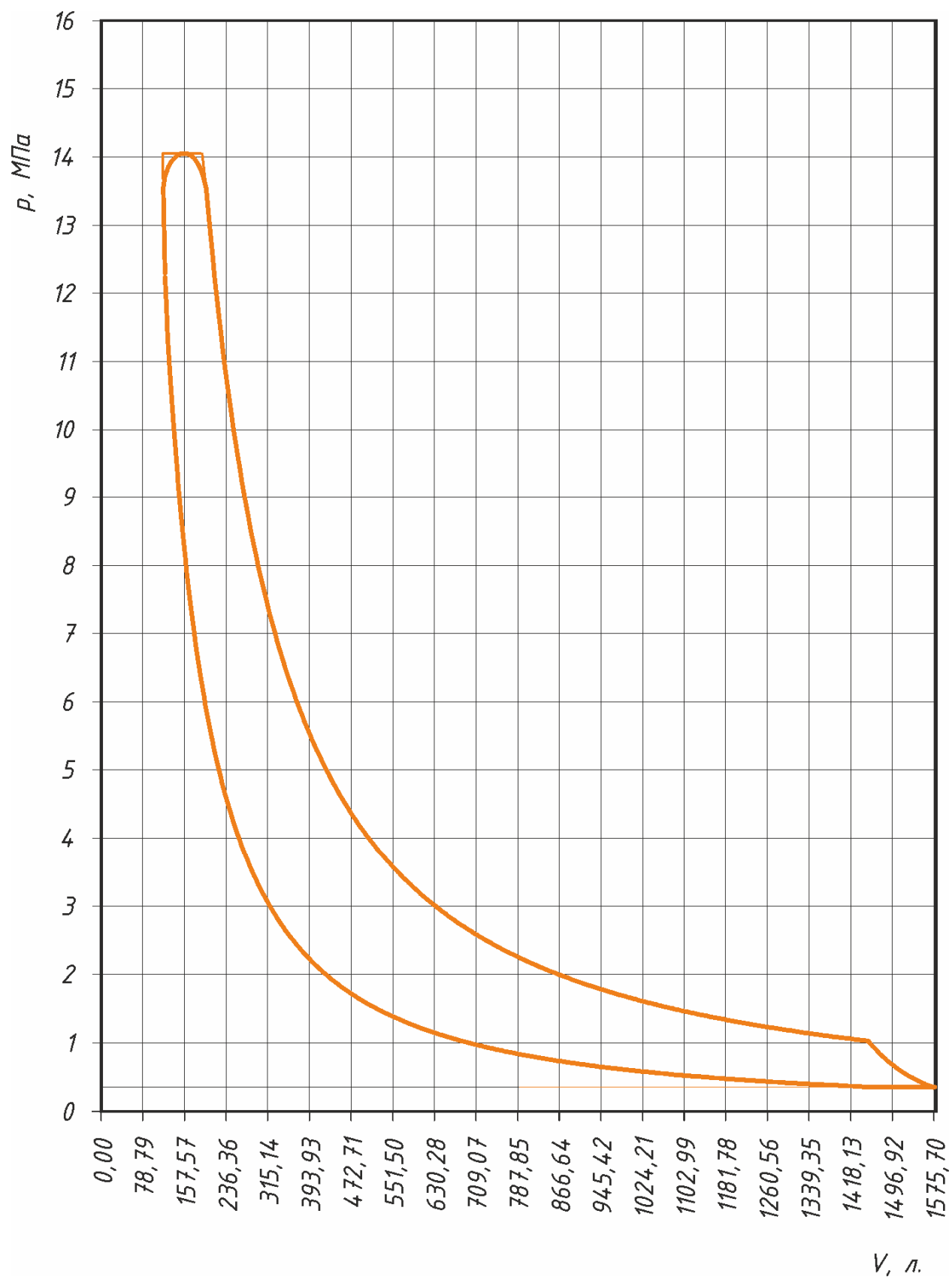


Рисунок 2.3 – Розрахункова діаграма робочого процесу модернізованого двигуна у pV -координатах

Таблиця 2.3 – Порівняння основних розрахункових параметрів базового та модернізованого варіанту двигуна MAN 7K90MC-C6

Параметр	Од. виміру	Цикли	
		Новий	Базовий
Геометричний ступінь стиску, ϵ	–	13,5	14,0
Ефективна потужність, N_e	кВт	31907,9	31919,4
Тиск наддування, p_s	МПа	0,376	0,361
Максимальний тиск згоряння, p_z	МПа	13,92	14,072
Максимальна температура циклу, t_z	°С	1294,3	1430,81
Температура залишкових газів, t_2	°С	342,25	384,630
Середній індикаторний тиск, p_i	МПа	1,998	2,000
Середній ефективний тиск, p_e	МПа	1,797	1,799
Питома ефективна витрата палива, g_e	г/(кВт×год.)	166,58	171,012

2.4 Висновки з результатів розрахунку робочого процесу

Результаті розрахунку дозволяють сподіватися, що запропоновані технічні рішення є ефективними та ведуть до покращення показників двигуна. Так запропонована зміна у організації робочого процесу дозволяє: при роботі на повних навантаженнях зменшити ефективну питому витрату палива з 171 до 166,6 г/(кВт×год.) відповідно до наведеного вище розрахунку. Тобто зменшення в цілому складає 4,5 г/(кВт×год.). Максимальний тиск згоряння менш ніж у прототипу (14,07 МПа за характеристикою базового двигуна [2]) та становить 13,92 МПа (тобто на 0,07 МПа). Істотним є і те, що відзначається зменшення максимальної температури згоряння з 1430,81 °С до 1294,3 °С, тобто на 136 °С, що приведе до зменшення утворення оксидів азоту у відпрацьованих газах і покращить екологічні показники двигуна.

РОЗДІЛ 3

ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС ЗМІНИ СТУПЕНЯ СТИСКУ В ПРОЦЕСІ МОДЕРНІЗАЦІЇ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА

3.1 Основні положення щодо регулювання ступеню стискання у суднових малообертових двигунах фірми MAN

Технологічні особливості виготовлення суднових малообертових двигунів не дозволяють повністю уніфікувати основні елементи кривошипно-шатунного механізму. Для усунення технологічних розбіжностей у дизелів великої потужності передбачена можливість регулювання положення поршня у робочому циліндрі відносно гільзи циліндру и кришки. У останньому випадку це дозволяє при складанні дизеля на заводі, встановити заявлений ступінь стискання у робочому циліндрі.

Основним регулювальним елементом КШМ, є калібрована прокладка між виточкою на поперечці крейцкопфа та фланцем кріплення штоку поршня. Підбираючи товщину цієї прокладки стає можливим усунення не точностей виготовлення деталей. Загальний вигляд елементів шатуна та крейцкопфу наведено на рис. 3.1. Регулювальна прокладка на рисунку (позиція 11) наведена жирними лініями. Каталожний номер прокладки – 103.

Виходячи з розрахунків наведених у другому розділі, для зміни ступеню стискання з 14 до 13,5 треба замінити прокладки всіх циліндрів на нові. Для цього потрібно визначити на які саме. Зробити це можна наступним чином: з формуляру двигуна визначаємо товщину встановлених на ньому прокладок, якщо це неможливо, замиряємо товщину прокладок за допомогою щупів. Дали вираховуємо з пропорції необхідну товщину нових прокладок.

Наприклад встановлена прокладка товщиною 15 мм, визначимо товщину нової прокладки: $h_{\text{нов}} = h_{\text{стар}}(\epsilon_{\text{нов}}/\epsilon_{\text{стар}}) = 15 \times (13,5/14) = 14,46$ мм.

Тобто необхідно встановити прокладку товщиною 14,46 мм.

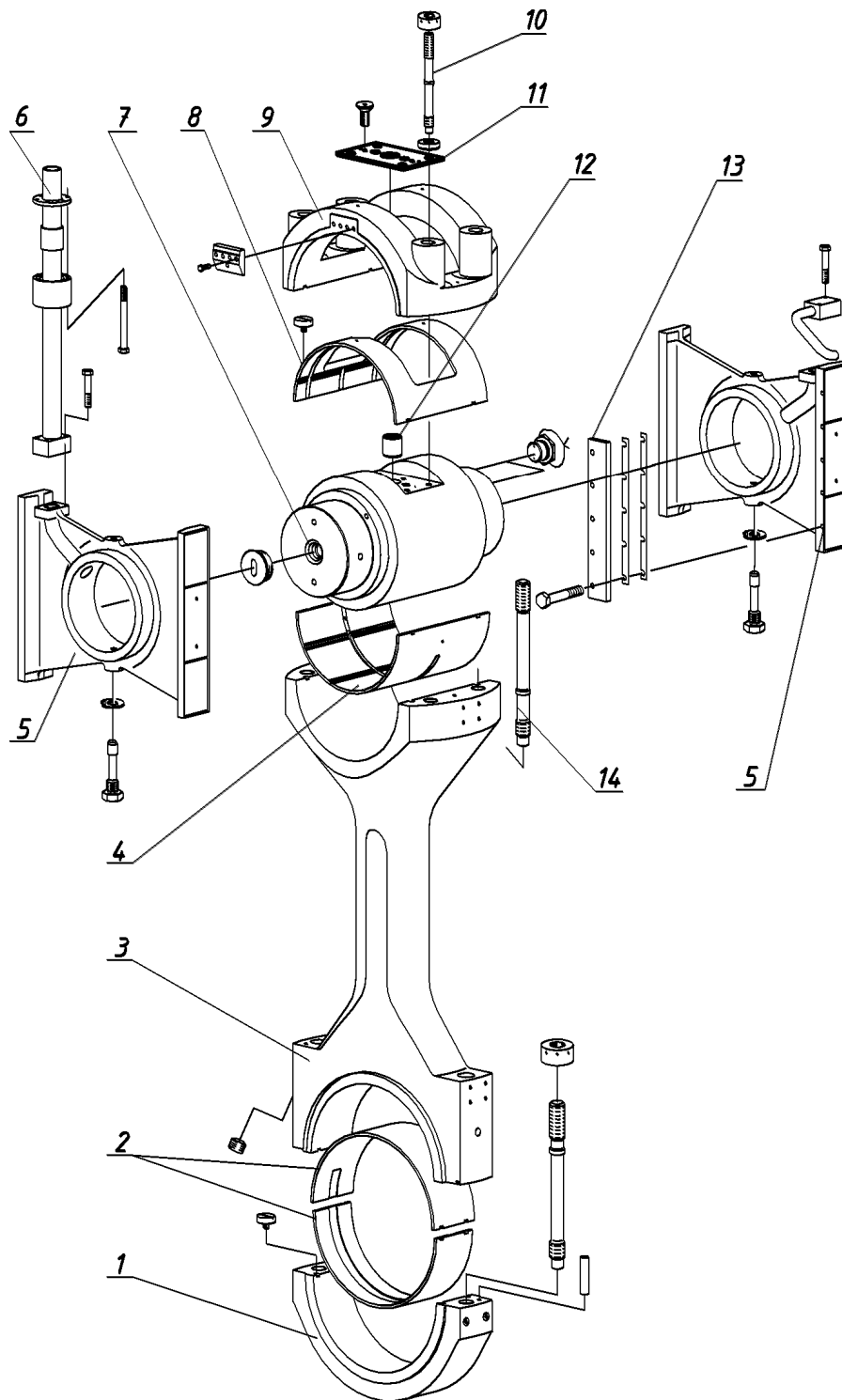


Рисунок 3.1 – Загальний вигляд шатуна з крейцкопфом.

1 – нижня кришка шатуна; 2 – вкладиші підшипника нижньої головки шатуна; 3 – тіло шатуна; 4 – нижній вкладиш головного підшипника; 5 – повзун крейцкопфа; 6 – телескопічна труба підведення масла; 7 – поперечка крейцкопфа; 8 – верхній вкладиш головного підшипника; 9 – кришка головного підшипника; 10 – шпилька кріплення штоку поршня; 11 – регулювальна прокладка (каталожний № 103); 12 – направляюча штоку поршня; 13 – направляючі накладки повзуна; 14 – шпилька кріплення верхньої головки шатуна

3.2 Технологія зміни положення поршневого штока для зменшення ступеня стиску двигуна

Поверніть кривошип долілиць так, щоб забезпечити доступ до гайок і болтів на штоку поршня, кришці підшипника крейцкопфа й болтам на телескопічній трубці (рис. 3.2).

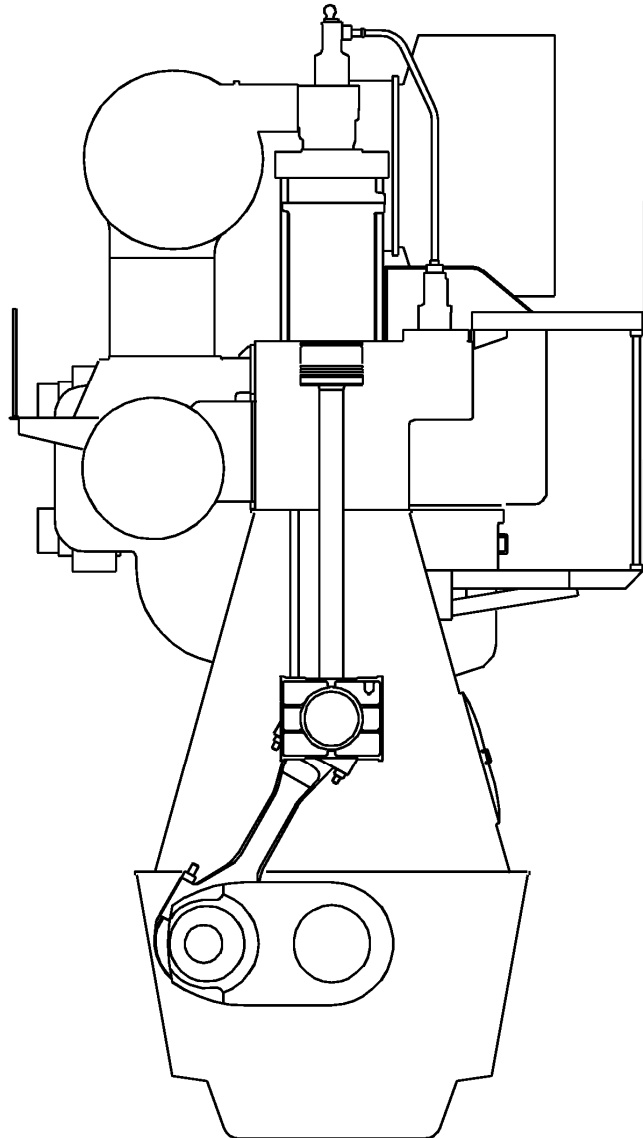


Рисунок 3.2 – Положення колінчатого вала при розбиранні крейцкопфного вузла

Встановите два ланцюги з рим-болтами в отвори для внутрішніх болтів у днище блоку циліндра для підвішування штока поршня, у напрямку поперек судна (рис. 3.3).

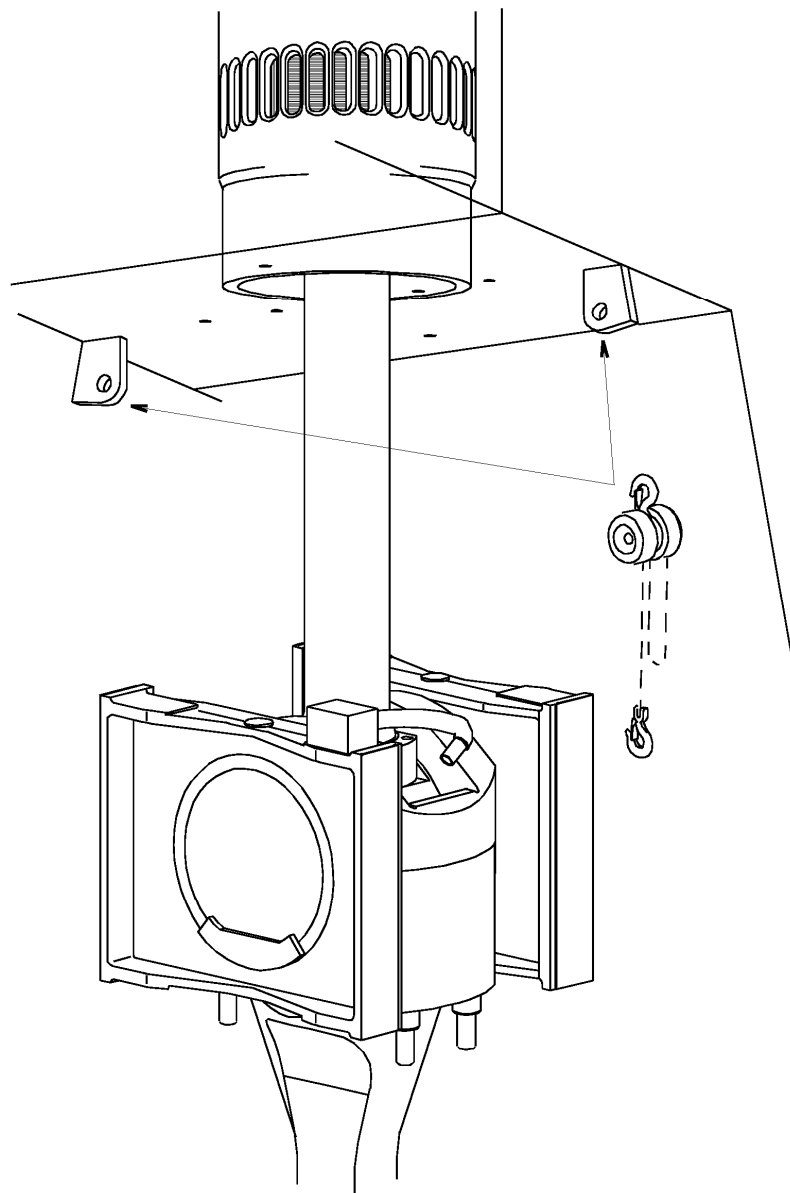


Рисунок 3.3 – Розчалування штока поршня при розбиранні крейцкопфного вузла

Встановіть два рими-болта у два зовнішніх болтових отвори в днище блоку циліндра в напрямку поперек судна.

Встановіть також два рими-болта в поздовжньому напрямку (ніс-корму) судна.

За допомогою набору щупів замірте зазори між п'ятою штока поршня й площадкою на поперечці крейцкопфа, визначивши тим самим висоту регулювальної прокладки (рис. 3.4).

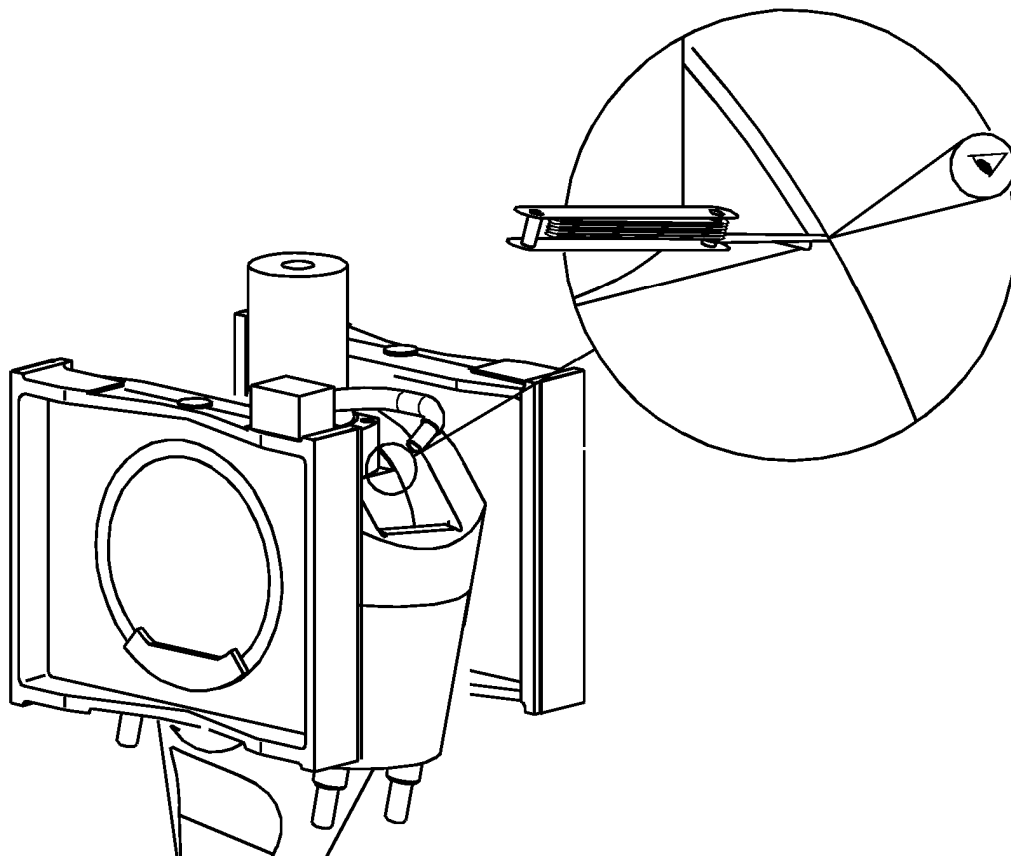


Рисунок 3.4 – Перевірка висоти регулювальної прокладки

Віддайте й зніміть стопорний дрiт з болтiв штока поршня в п'ятке штока поршня. Зніміть болти (рис. 3.5).

Встановіть прставочне кільце («стакан») і гiдравлічні домкрати для ослаблення гайок на кришці підшипника крейцкопфа. Послабте гайки.

Зніміть гiдравлічні домкрати й відверніть гайки.

Встановіть по одному піднімальному рим-болту на кожній стороні кришки підшипника й на штоку поршня.

Віддайте й зніміть болти, які кріплять телескопічну трубу до коліна.

Зніміть один болт із корпусу телескопічного сальника й встановіть спеціальне пристосування для підвішування телескопічної труби.

Поверніть кривошип у ВМТ.

Закріпіть кінці ланцюгів за піднімальні рим-болти в штоку поршня (рис. 3.6).

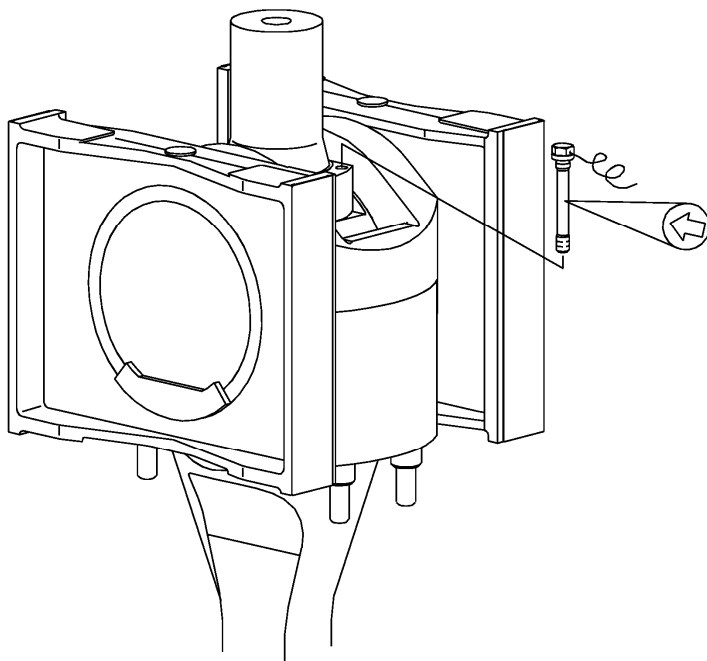


Рисунок 3.5 – Демонтаж штока поршня

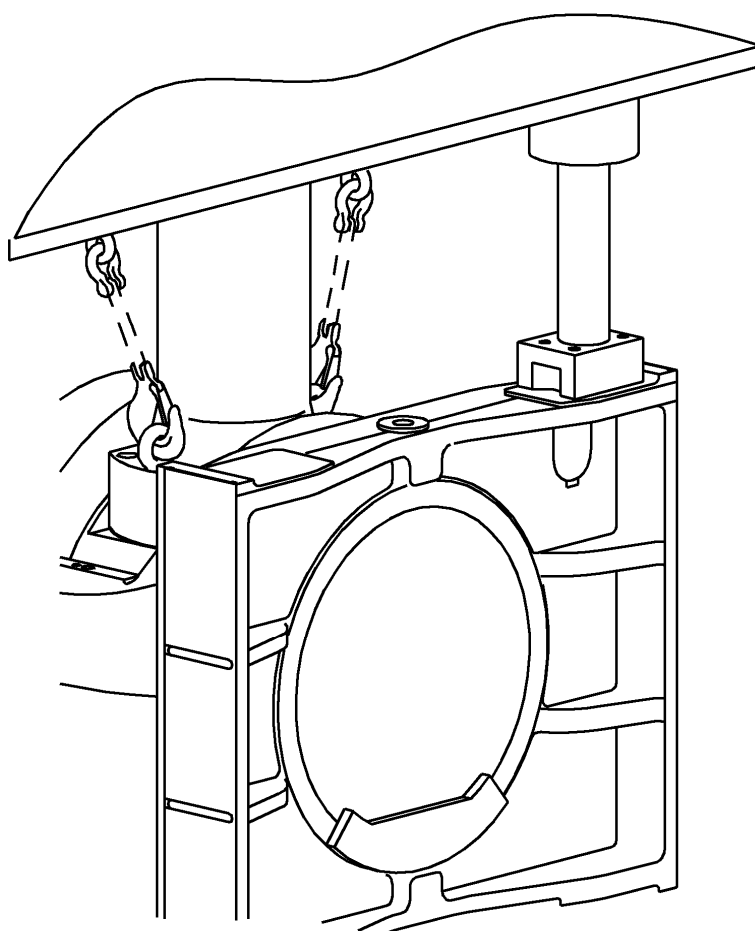


Рисунок 3.6 – Підвішування штока поршня на ланцюгах

Підвісьте телескопічну трубу за допомогою пристосування.

Проверніть кривошип долілиць, при цьому шток поршня буде підвішений на двох ланцюгах (рис. 3.7).

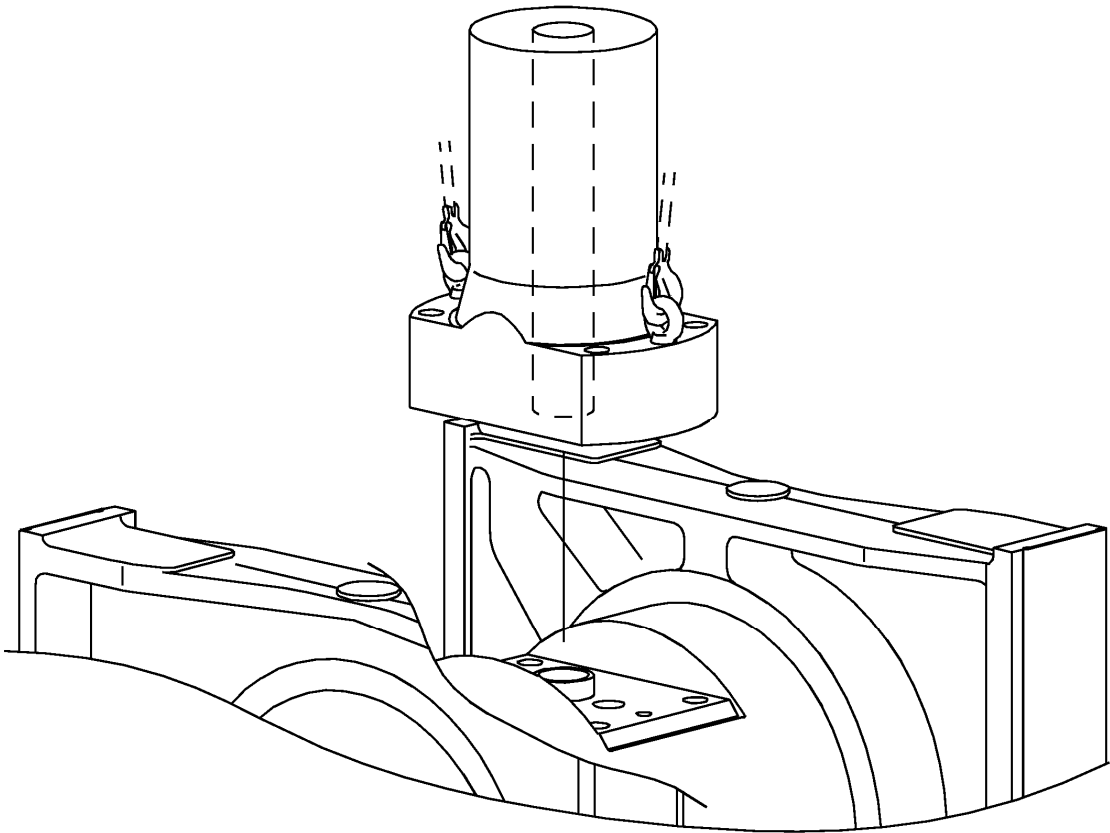


Рисунок 3.7 – Зняття старої й установка нової регулювальної прокладки

Зніміть проставочну трубу з коліна телескопічної труби.

Коли поршень демонтований, у жодному разі не перевітайте двигун, не демонтувавши телескопічну трубу із крейцкопфа.

Поверніть кривошип у НМТ.

Зніміть стару регулювальну прокладку. І на її місце встановіть нову, заздалегідь виготовлену прокладку товщина якої дозволить зменшити ступінь стиску в робочому циліндрі з 14 до 13,5.

Якщо дана модернізація сполучається із плановим оглядом крейцкопфного підшипника далі необхідно виконати наступні види робіт.

Підвісьте двоє талів на рим-болти в днище блоку циліндра.

Прикріпіть талі до рим-болтам у кришці підшипника крейцкопфа й підніміть її в положення, при якому можна оглянути верхні вкладиші підшипника й верхню частину шейки.

У випадках, коли необхідно замінити вкладиш підшипника, зніміть кришку підшипника із двигуна.

Покладіть кришку підшипника на бік на парі дерев'яних дощок.

Демонтуйте стопорні гвинти й замініть вкладиш підшипника новим. Потім підніміть кришку підшипника знову у двигун.

Опустіть кришку підшипника на крейцкопф і зніміть талі.

Встановіть проставочну трубу на коліно телескопічної труби.

Проверніть кривошип нагору, доти, поки шток поршня не ляже на крейцкопф. Забезпечте правильну установку напрямного кільця крейцкопфа в центральному отворі штока поршня.

Покладіть телескопічну трубу на коліно.

Опустіть вал в НМТ і зніміть ланцюги й рим-болти з верхньої плити картера, штока поршня й кришки підшипника крейцкопфа в напрямку поперек судна.

Зніміть шпильки для підвішування й встановіть болти в корпусі телескопічного сальника.

Встановіть болти й затягніть телескопічну трубу. Встановіть болти штока поршня, але не затягуйте їх.

Встановіть піднімальні пристосування для кріплення шатуна на головку шатуна. Прикріпіть талі до нерухливих кронштейнів для підйому на стінці картера.

Підніміть у ВМТ і приєднаєте гаки талів до згаданого оснащення.

Затягніть всі чотири гайки кришки підшипника крейцкопфа. Затягніть болти штока поршня й застопоріть стопорним дротом.

Стопорний дріт повинен бути встановлено так, щоб дріт був натягнутий, якщо один з болтів ослаблений.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці

4.1.1 Нормативно-правова база з охорони праці

Закон України «Про охорону праці», визначає основні положення по реалізації конституційного права громадян на охорону їх життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, що регулює, за участю відповідних органів, відношення між керівниками підприємства, чи організації уповноважених органів і робітником з питань безпеки і гігієни праці, середовища виробництва і встановлює єдиний порядок з охорони праці на Україні.

Охорона праці – це система правових, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних, лікувально-профілактичних заходів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людей у процесі праці. Головною матеріальною основою з поліпшення умов праці на Україні є нові методи виробництва, нова технологія, комплексна механізація й автоматизація виробництва [14].

До нормативно-технічної бази з охорони праці при роботі у МКВ судна відносяться наступні, спеціально розроблені, документи:

- 1) Правила технічної експлуатації судових енергоустановок;
- 2) Правила технічної експлуатації судових електроустановок;
- 3) Правила устрою й безпечної експлуатації парових і водогрійних котлів та судин під тиском;
- 4) Правила пристрою й безпечної експлуатації судових двигунів внутрішнього згоряння;
- 5) Правила техніки безпеки при експлуатації судового тепломеханічного й електричного встаткування.

Міжнародні документи:

ІМО 2016 – міжнародний нормативно-правовий документ, який вступить в силу в 2016 році. Згідно з ІМО 2016 були посилені норми викидів в атмосферу, порівняно з 2011 роком.

СОЛАС – конвенція по охороні життя людини на морі. Основні цілі конвенції СОЛАС – визначення мінімальних стандартів по конструкції, обладнанню та плаванню судин, відповідаючи за їх безпеку.

Також до цього списку можна додати ті інструкції, що розробляються спеціально роботодавцем.

4.1.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинному відділені. Розрахунок припливно-витяжної вентиляції

Машинне відділення судна в зв'язку з наявністю в ньому різного устаткування і механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів. До числа цих факторів відносяться:

Небезпечні: ашини, що рухаються, механізми, частини обладнання;

- електричний струм;
- термічні;
- вибухи;
- комбіновані.

Шкідливі: - підвищений рівень вібрації;

- підвищений рівень електромагнітних випромінювань
- підвищена запиленість і загазованість;
- підвищена чи знижена температура повітря робочої зони;
- освітленість;
- підвищений рівень шуму.

Розглянемо окремо кожний з вище перерахованих небезпечних і шкідливих факторів.

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 машин, механізмів, устаткування, трубопроводів, радіостанції. Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, $350 \dots 500 \text{ Вт/м}^2$. Навколо працюючих механізмів у МКВ виникають шкідливі теплові, електромагнітні й інші випромінювання. Джерелами шкідливих випромінювань є: нагріті поверхні машин і трубопроводів, радіостанція, радіолокаційні станції.

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/см^2 при опроміненні в плинні дня і 100 Вт/см^2 при опроміненні до двох годин у добу.

Освітленість у МКВ повинна бути наступної [15, 18]: продуктивність висвітлення не менш 75 лк для ламп накаливання та 115 лк для люмінесцентних, аварійне освітлення – не менш 10% основного, повинне бути мале аварійне та переносне висвітлення.

Усі робітники повинні бути забезпечені [15, 18]: спецодягом і спецвзуттям, індивідуальними засобами захисту. При обробці металів абразивними інструментами повинні користуватися захисними окулярами і респіраторами типу «Лепесток».

4.1.3 Засоби з забезпечення безпечних умов праці

Водяна протипожежна система

Конструктивне рішення захисту від пожежі – застосування вогнестійких матеріалів та розподіл судна на протипожежні зони,

передбачення наступних систем та засобів пожежогасіння: об'ємно-хімічного та повітряно-пінного гасіння.

Водяна протипожежна система є найважливішою системою загальсуднового рятувального призначення, що забезпечує цілісність судна, схоронність вантажів й охорону життя членів екіпажа. Морський Регістр пред'являє до водяної протипожежної системи ряд вимог. Сумарна продуктивність пожежних насосів повинна бути не менш [15]:

$$Q = k \times m^2$$

де $k=0,008...0,016$;

$$m = 1,68\sqrt{L(B + H) + 25} = 1,68\sqrt{217(32+18,8) + 25} = 176,6$$

$$Q = 0,008 \times 176,6^2 = 249,5 \text{ м}^3/\text{с}$$

На розглянутому судні встановлені два електричних відцентрових пожежних насоси й один дизель-насос. Ці насоси забезпечують продуктивність і мінімальний тиск 0,3 МПа в будь-якому пожежному ріжку, незалежно від його місця положення. Водяна протипожежна система обладнується пожежними рукавами довжиною 15...20 метрів на відкритих палубах і не менш 10 метрів у внутрішніх приміщеннях.

4.2 Охорона навколишнього середовища

4.2.1 Нормативно-правова база охороні навколишнього середовища

В лютому 1978 року було скликано Міжнародну конференцію з безпеки танкерів та запобіганню забруднення нафтопродуктами морської води та прилеглих територій.

Згідно з цими конвенціями були переглянуті проекти суден та способи їх експлуатації, а також прийняті відповідні міри безпеки суден.

Конференція 1978 року прийняла два документи:

- Протокол 1978 року до Міжнародної конвенції з запобігання

забруднення з суден 1973 року;

- Протокол 1978 року до Міжнародної конвенції з охорони людського життя на морі 1974 року.

В теперішній час в нашій країні діє Закон України “Про охорону навколишнього середовища” від 25 червня 1991 року.

4.2.2 Вплив енергетичної установки судна на якість навколишнього морського середовища

Активне використання Світового океану як найважливішої транспортної магістралі, експлуатація його харчових, сировинних й енергетичних ресурсів, освоєння континентального шельфу, забруднення зовнішніх і внутрішніх водойм, що мають стік у світовий океан, створили реальну загрозу порушення його екологічного балансу [15, 16].

Охорона морського середовища від забруднення передбачає комплекс заходів, спрямованих на виключення появи нових причин і джерел забруднення, а також поступова зведення до мінімуму й, там, де можливо, повну ліквідацію вже наявних.

4.2.3 Суднове встаткування для запобігання забруднення судновими відходами

У процесі експлуатації судна, на стоянці або на ходу, виникає необхідність знищення відходів, очищення й скидання нефтовмістовних (НВВ) і льяльних вод.

Вміст нафтопродуктів у льяльних водах сучасного судна у середньому становить 2000 мг/л.

Для контейнеровозу водотоннажністю 35975 тонн середньодобове накопичення НСВ у середньому 0,85 м³/добу.

При цьому пропускна здатність сепаратора повинна бути біля 6 м³/год., а мінімальна ємність повинна становити 9,5 м³. Для обробки нефтовмістовних вод судно оснащено сепаратором продуктивністю 6 м³/год.

і масою 2000 кг у сухому й 3630 кг у робочому стані.

Суднові відходи (СВ), що є одним із джерел забруднення морського середовища можна розділити на дві групи: стічні води й сміття.

Місткість збірні для зберігання й наступної обробки на борті судна залежить від кількості людей і норми стоків. Санітарними правилами встановлюються мінімальні норми СВ на одну людину в добу для вантажних суден – 30 літрів.

На судні що розглядається у даному проєкті встановлено установку споживана потужність якої 2 кВт, продуктивність – 0,8 м³/доб., вага – 1200 кг у сухому й 1580 кг у робочому стані.

Кількість суднового сміття на одну людину визначається типом судна, його вимірами й загальною чисельністю людей. По даним ІМО, середньодобова норма побутового сміття становить 1,5 кг на одну людину для вантажних судів.

На судні встановлено комбінована піч що може спалювати 50 кг/год. твердих залишків і нафти. Її параметри:

- | | |
|---------------------------------------|--------------------|
| – продуктивність по відходам: твердим | – 50 кг/год. |
| – рідким нефтовмістовним | – 50 дм/год. |
| – витрата дизельного палива | – 6,5...13 кг/год. |
| – споживана потужність | –16 кВт |
| – суха маса | – 2800 кг. |

Суднова піч розміщена в окремому приміщенні із примусовою вентиляцією що задовольняє заходам протипожежної безпеки.

ВИСНОВКИ

У результаті виконання дипломного проекту вдалося встановити доцільність модернізації головного двигуна шляхом збільшення тиску наддування за рахунок відмови від перепуску частини наддувочного повітря у випускний тракт двигуна. Розрахунки виконані в проекті показали, що така зміна дозволить знизити механічну напруженість робочого процесу. Це безумовно позначиться на надійності роботи головного двигуна.

Робота двигуна з підвищеним тиском наддування дозволить зменшити ефективну питому витрату палива з 171 до 166,6 г/(кВт×год.) відповідно до наведеного у проекті розрахунку. Тобто зменшення в цілому складає 4,4 г/(кВт×год.), що приведе до економії більш як 27 тон палива на рік.

Крім того, запропонована зміна у організації робочого процесу дозволяє: при роботі на повних навантаженнях максимальний тиск згоряння менше ніж у прототипу (14,07 МПа за характеристикою базового двигуна) та становить 13,92 МПа (тобто на 0,07 МПа). Істотним є і те, що відзначається зменшення максимальної температури згоряння з 1430,81 °С до 1294,3 °С, тобто на 136 °С, що приведе до зменшення утворення оксидів азоту у відпрацьованих газах і покращить екологічні показники двигуна.

Запропонована в роботі модернізація системи наддування ГД, дозволить підвищити якість очищення робочих циліндрів двигуна, зменшити нагароутворення і скоротити витрати часу й коштів на обслуговування ГД.

В роботі розглянуто заходи безпеки та охорони праці під час модернізації двигуна, та заходи з охорони навколишнього середовища.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. <http://app.gl-group.com/register/index.jsp?STyp=204&RegNo=111650&Print=1> (електронний ресурс)
2. MAN B&W K90MC-C6 Project Guide Camshaft Controlled Two-stroke Engines. MAN Diesel a member of the MAN Group. – 2007. – 417 с.
3. **Mollenhauer K. Tschoeke H.** Handbook of Diesel Engines. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010. – 634 p.
4. **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.
5. **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
6. **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>
7. **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.
8. **Latarche M.** Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Elsevier Ltd. – 2021. – 957 p.
9. **Woodyard D.** Marine diesel engines and gas turbines. Ninth Edition, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803, 2009. – 896 p.
10. **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.
11. **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.

12. **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.

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

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

15. **Крикуненко Д.С.** 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.

16. **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)

17. **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.

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

ДОДАТКИ