

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 10ДКРН 92/347 (WINGD X92)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



А. Ю. Проскурін

Здобувач освіти



О. А. Коломейченко

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет	Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра	Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Ступінь	Бакалавр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
	(шифр і назва)
Освітня програма	Двигуни внутрішнього згоряння

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко

« » 20 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Коломейченко Олександр Артурович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок головного суднового двигуна типу 10ДКРН 92/347
(WinGD X92)

2. Керівник роботи _____, *к.т.н., доц. Проскурін А. Ю.*,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ ” 20 року №

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Двигун прототип – 10ДКРН 92/347 (WinGD X92),
потужність двигуна – 64500 кВт; частота обертання колінчатого валу – 80 хв⁻¹;
паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна 10ДКРН 92/347; Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 10ДКРН 92/347; Розробка паливної системи двигуна 10ДКРН 92/347; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна 10ДКРН 92/347; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки; Паливна система двигуна 10ДКРН 92/347

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач освіти

Керівник роботи

_____	_____
(підпис)	/О. А. Коломейченко/
	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/А. Ю. Проскурін/
	(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку головного суднового двигуна 10ДКРН 92/347 (WinGD X92), потужністю 64500 кВт та 80 хв⁻¹.

В роботі виконані розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а також паливної системи. Запропоновані заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 47 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 8 джерел. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1.

Ключові слова: малообертовий двигун, крейцкопф, паливо, форсунка.

The qualification work presents the results of calculations for the main ship diesel engine 10ДКРН 92/347 (WinGD X92) with a power of 64500 kW and 80 rpm.

The work includes calculations of the engine operating cycle, dynamic loads, and the fuel system. Measures to ensure occupational safety are proposed.

The qualification work is written in Ukrainian and consists of 47 pages of calculations and explanatory notes. Eight sources are used. The graphic part is presented in three A1 format drawings.

Key words: low-speed engine, crosshead, fuel, nozzle.

					КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 10ДКРН 92/347.....	6
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 10ДКРН 92/347.....	17
Розділ 3. Розробка паливної системи двигуна 10ДКРН 92/347.....	29
Розділ 4. Забезпечення вимог охорони праці.....	39
Висновки.....	43
Список використаної літератури.....	44
Додаток А. Поперечний переріз двигуна 10ДКРН 92/347.....	45
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	46
Додаток В. Паливна система двигуна 10ДКРН 92/347.....	47

ВСТУП

Сучасне суднобудування невід’ємно пов’язане з розвитком потужних, надійних та економічних енергетичних установок. Головний судновий двигун, як основне джерело енергії для руху судна, визначає техніко-економічні характеристики експлуатації морського транспорту. У зв’язку з постійним зростанням вимог до ефективності, екологічності та надійності суднових енергетичних систем, зростає значення глибокого інженерного аналізу та техніко-економічного обґрунтування параметрів головного двигуна ще на етапі проектування [1].

У роботі розглядається один із найсучасніших типів головних суднових дизелів – двотактний двигун внутрішнього згоряння типу 10ДКРН 92/347 (WinGD X92), який широко використовується на великих контейнеровозах завдяки своїй високій потужності, економічності та відповідності вимогам міжнародних стандартів щодо викидів.

Метою даної роботи є розрахунок технічних параметрів головного суднового двигуна типу 10ДКРН 92/347 (WinGD X92), аналіз його конструктивних особливостей, а також визначення основних експлуатаційних показників для забезпечення оптимального функціонування суднової енергетичної установки.

Об’єктом дослідження є головний судновий двигун типу 10ДКРН 92/347 (WinGD X92) як джерело енергії для великотоннажного судна, що використовується для забезпечення основного руху судна.

Предметом дослідження виступають технічні характеристики, конструктивні параметри та методики інженерного розрахунку головного суднового двигуна, з урахуванням вимог до потужності, паливної економічності та екологічності.

					<i>КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ</i>	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Результати цієї роботи можуть бути використані як основа для проектування суднових енергетичних установок, а також при оцінці ефективності експлуатації існуючих суднових дизелів у контексті сучасних технічних та екологічних вимог.

					КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 10ДКРН 92/347

Двигун типу 10ДКРН 92/347 є односторонньої дії, двотактним дизельним двигуном крейцкопфної конструкції з турбонаддувом відвідними газами та прямоточною продувкою; двигун реверсивний і безпосередньо з'єднаний з гребним гвинтом; концепція двигуна базується на системі Common Rail з повністю електронним керуванням подачею пального та роботою випускного клапана; керування двигуном може здійснюватися за допомогою різних дистанційних систем, рекомендованих виробниками згідно зі специфікацією; у разі відмови дистанційного керування двигун може управлятися з локальної аварійної панелі; стяжні шпильки з'єднують фундаментну раму, колони та циліндровий блок; перегородка ізолює картер від циліндрового блоку та містить ущільнення штоків поршнів; опорний підшипник і поворотний механізм розташовані на приводному кінці двигуна; система WECS-9520 здійснює керування випускним клапаном, електронним уприскуванням пального та мащенням циліндрів; допоміжні системи, зокрема система мащення, охолодження, паливоподачі, бустерні насоси та компресори, входять до складу машинного відділення [2].

Сервосистема масла відкриває випускні клапани за допомогою гідравліки. Закриття випускних клапанів здійснюється пневматично. Сервомасляні насоси в блоці подачі подають підшипникове масло під необхідним тиском через дві трубки високого тиску (НР) до масляної рейки сервосистеми. Паливні насоси в блоці подачі подають пальне під високим тиском через паливні трубки високого тиску до паливної рейки. Паливна рейка забезпечує подачу пального під високим тиском до всіх клапанів упорскування. Продувне повітря від турбокомпресора проходить через повітряний охолоджувач і водовідділювач у ресивер. Звідти воно

					<i>КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

надходить через повітряні заслінки і продувні вікна в циліндри, коли поршні майже досягають нижньої мертвої точки (НМТ).

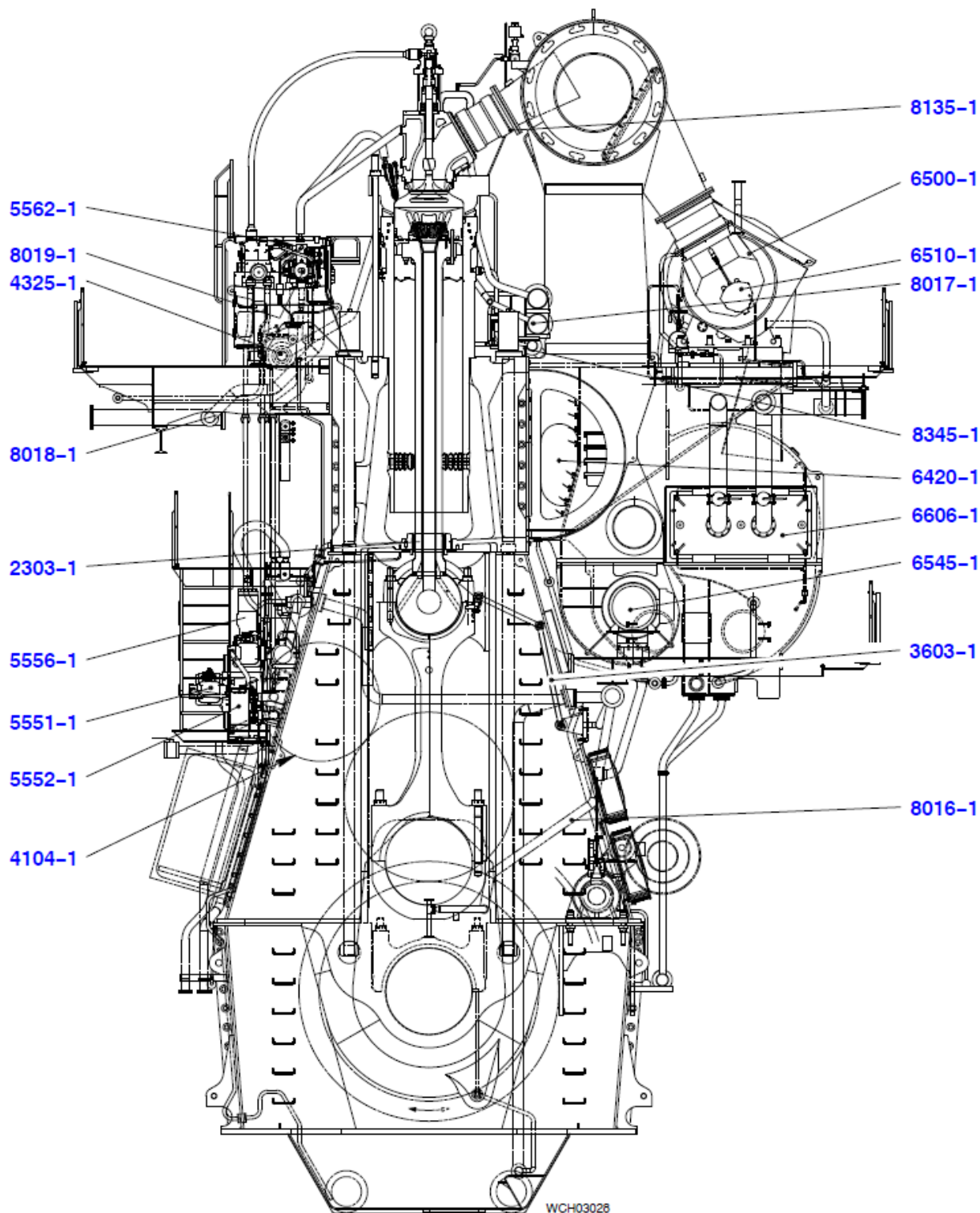


Рисунок 1.1 – Поперечний переріз двигуна 10ДКРН 92/347

Головний підшипник (рис. 1.2) складається з нижньої вкладишної півобойми (6, рис. 1) та верхньої вкладишної півобойми (4). Нижня півобойма (6) встановлюється у балку підшипника (8), яка є частиною фундаментної рами, а верхня півобойма (4) – у кришку підшипника (3). Гвинти (5) з'єднують і утримують разом верхню та нижню півобойми підшипника.

Пружинний штифт (9) допомагає точно встановити кришку підшипника (3) у правильне положення.

Еластичні шпильки (1) мають різьблення з нанесеним незатвердіваючим фіксувальним складом.

Під час монтажу до шпильок прикладається гідравлічне натягування.

Круглі гайки (2) притискають кришку підшипника (3) до балки підшипника (8).

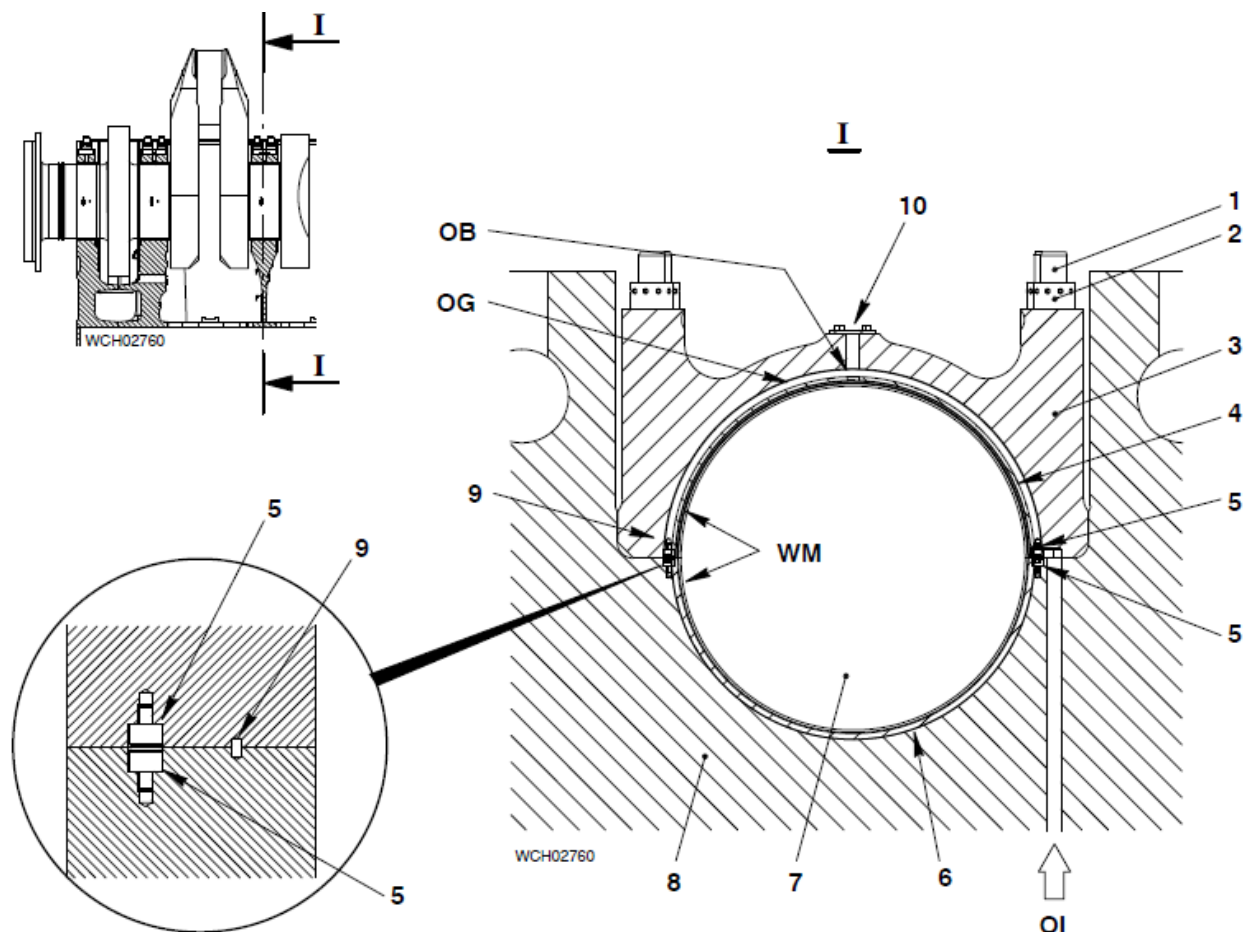


Рисунок 1.2 – Головний підшипник

Втулка циліндра (рис. 1.3). Гвинти та тримачі закріплюють циліндрову втулку (4, рис. 1) у кожусі циліндра (5). Гайки еластичних болтів з'єднують кришку циліндра (1), циліндрову втулку (4), верхній і нижній водяний кожух (2) та (3) із кожухом циліндра (5). Поверхні циліндрової втулки (4) та кожуха циліндра (5) утворюють металеве ущільнення (MS). Навколо металевого ущільнення наноситься незатвердіваючий ущільнювальний склад для запобігання витіканню. У верхній частині циліндрової втулки (4) встановлено протикоксове кільце (8). Воно видаляє відкладення коксу з поршневої коронки під час роботи двигуна.

Охолоджувальна вода надходить через вхід (CI) у нижній водяний кожух (2), далі – у водяну порожнину (WS) та навколо циліндрової втулки (4).

Охолоджувальна вода також проходить через трубку (9) у верхній водяний кожух (3).

З верхнього водяного кожуха (3) вода протікає через охолоджувальні отвори (7) і кришку циліндра (1) до корпусу випускного клапана.

Після цього вода виходить через вихідний отвір для охолоджувальної води (3, рис. 2) назад у систему суднової установки.

Кільця ущільнювачів (10) використовуються для герметизації водяної порожнини (WS). У разі протікання води ущільнювальні кільця необхідно якнайшвидше замінити.

Щоб уникнути небажаних напружень у верхній частині циліндрової втулки, температуру охолоджувальної води потрібно підтримувати в допустимому діапазоні:

- $\pm 2^{\circ}\text{C}$ при постійному навантаженні;
- $\pm 4^{\circ}\text{C}$ під час зміни навантаження.

Мастильна олива для циліндра подається до поверхні тертя циліндрової втулки (4) через вісім мастильних форсунок (6).

					КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Мастильні канавки (LG), розташовані по колу циліндрової втулки, забезпечують рівномірний розподіл мастила (див. 2138–1 Lubricating Quill).

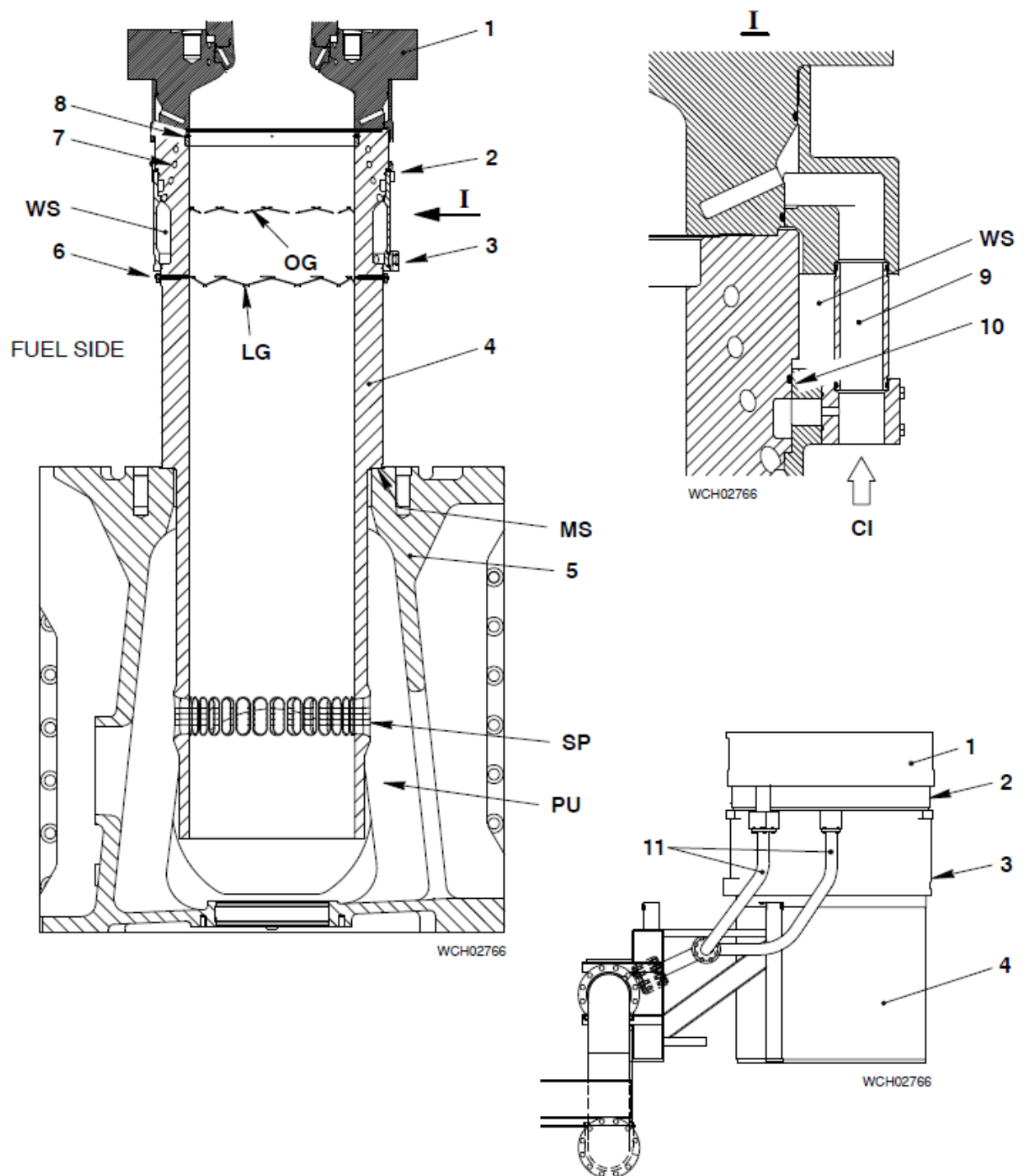


Рисунок 1.3 – Втулка циліндра

Ущільнення штока поршня

Ущільнення штока поршня 4 (4, рис. 1.4) утримує забруднену оливу в зоні продувки (SS) та запобігає потраплянню забруднень у підшипникову оливу. Також воно герметизує продувне повітря, не допускаючи його проникнення з картера (1).

Пошкоджені прокладки спричиняють збільшення кількості оливи у зливній лінії для витоків. Відбір зразків оливи здійснюється через пробовідбірник (3). Зразок можна виміряти або надіслати до лабораторії для аналізу.

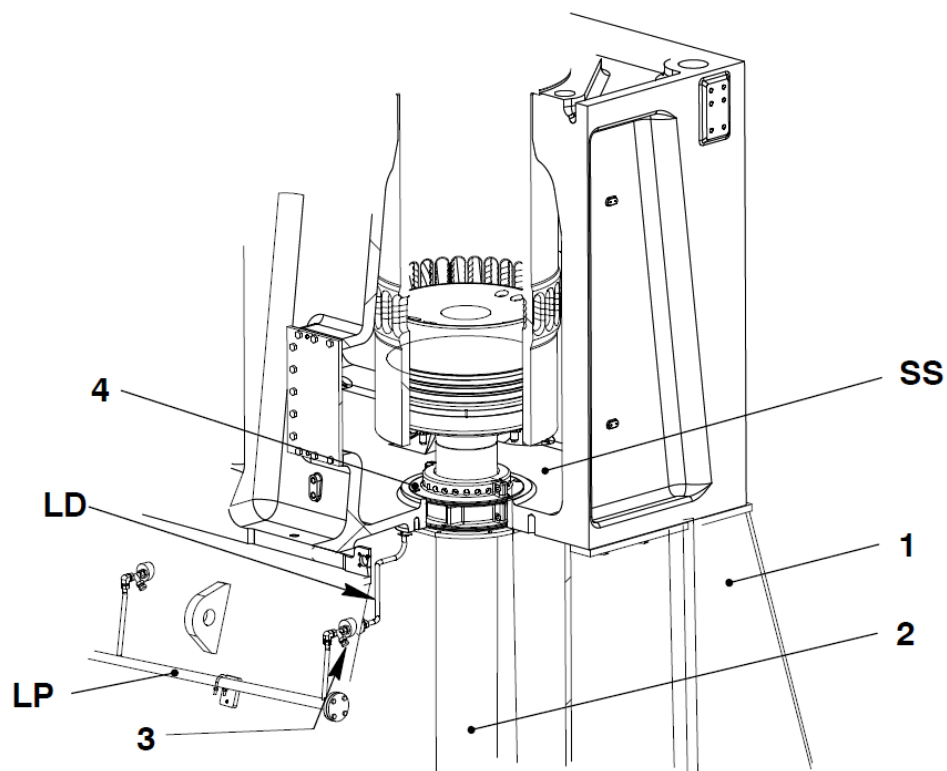


Рисунок 1.4 – Розташування ущільнення штоку

Під час роботи три очищувальні кільця 7 та 12 (рис. 1.5) видаляють забруднену оливу зі штока поршня.

Забруднена олива стікає через мастильні отвори (1) і накопичується в нижній частині зони продувки (SS), звідки виводиться через дренаж забрудненої оливи з боку подачі пального.

Дві прокладки (9) і (10) запобігають виходу продувного повітря в картер. Низький тиск повітря в зоні продувки компенсується через вентиляційний отвір суднової системи.

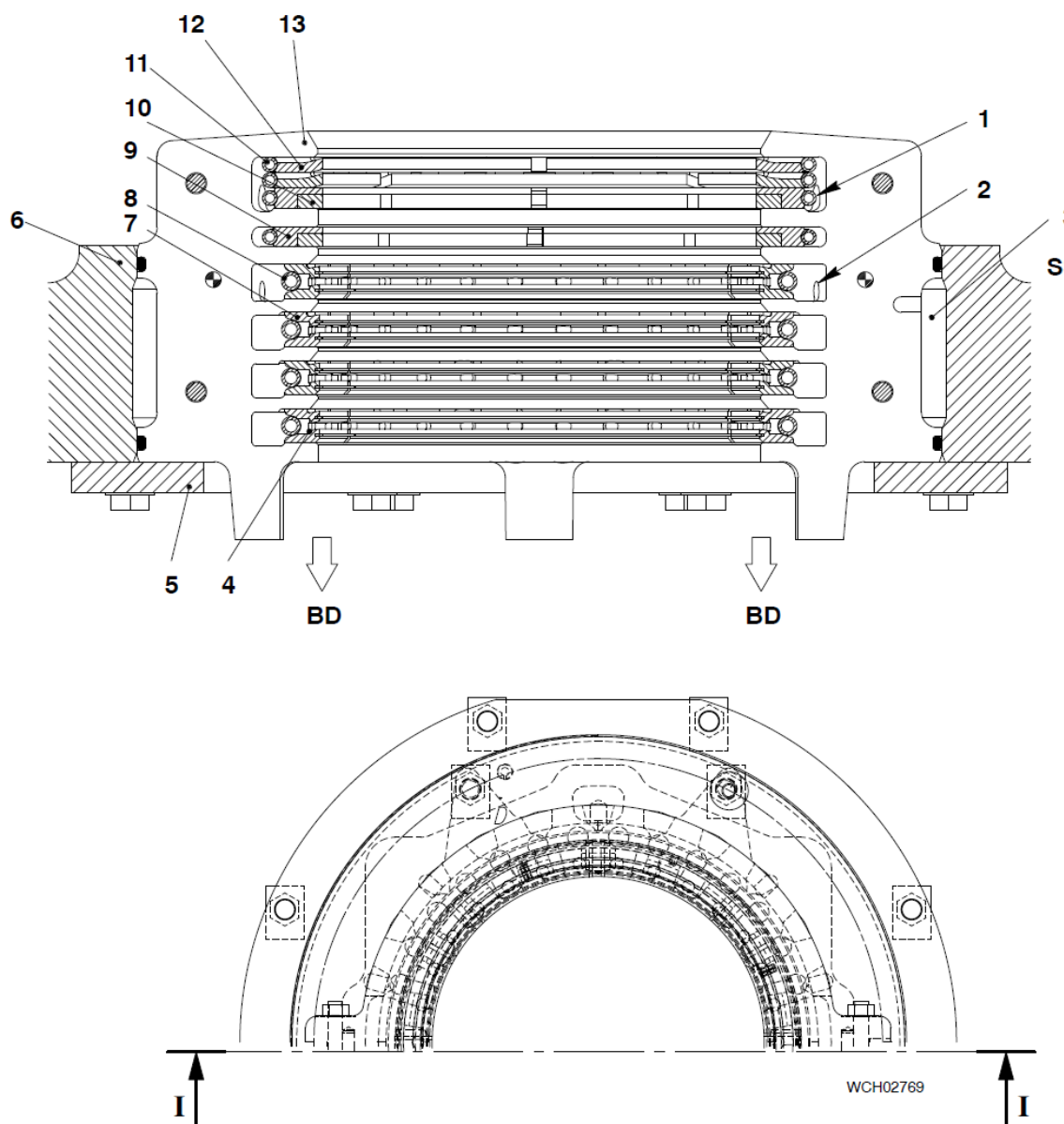


Рисунок 1.5 – Ущільнення штока

Олива, що надходить через розвантажувальні канали (2) у нейтральну зону (3), спрямовується у зливну систему.

Чотири опорних кільця (4) утримують вісім очищувальних кілець (7) у правильному положенні. Ці кільця видаляють підшипникову оливу зі штока

поршня. Вилучена олива потрапляє через дренаж підшипникової оливи (BD) у картер.

Пружини натягу (8) та (11) притискають очищувальні кільця (7) і (12) до поверхні штока поршня, забезпечуючи ефективне очищення.

Шатун (рис. 1.6) і підшипник шатуна.

Шатун з'єднує крейцкопф із колінчастим валом і перетворює зворотно-поступальний рух поршня на обертальний рух.

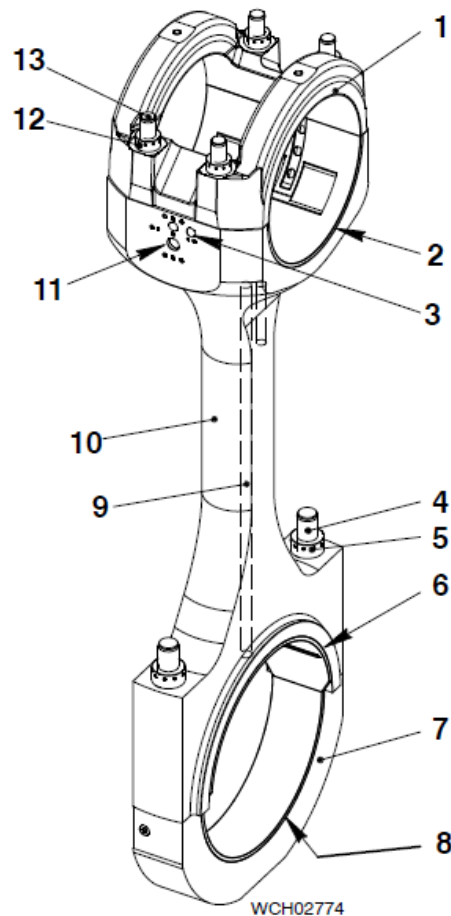


Рисунок 1.6 – Шатун (рис. 1.6) і підшипник шатуна

Змінні вкладиші підшипників 2, 6, 8 встановлюються на шатуні (10) як для верхнього, так і для нижнього підшипника.

Кришка верхнього підшипника (1) має шар білого металу (антифрикційне покриття).

Масило крейцкопфа подається через з'єднання (11) до верхнього підшипника, а отвори в пальці крейцкопфа забезпечують подачу оливи до напрямних п'ят.

Олива крейцкопфа також проходить через масляний канал (9) у шатуні (10) до нижнього підшипника.

Підшипникова олива подається через з'єднання (3) для охолодження поршня через відповідні масляні отвори в пальці крейцкопфа та штоку поршня.

Крейцкопф (рис. 1.7) передає рух штоку поршня (8) та сприймає бокові сили, які виникають від шатуна (4).

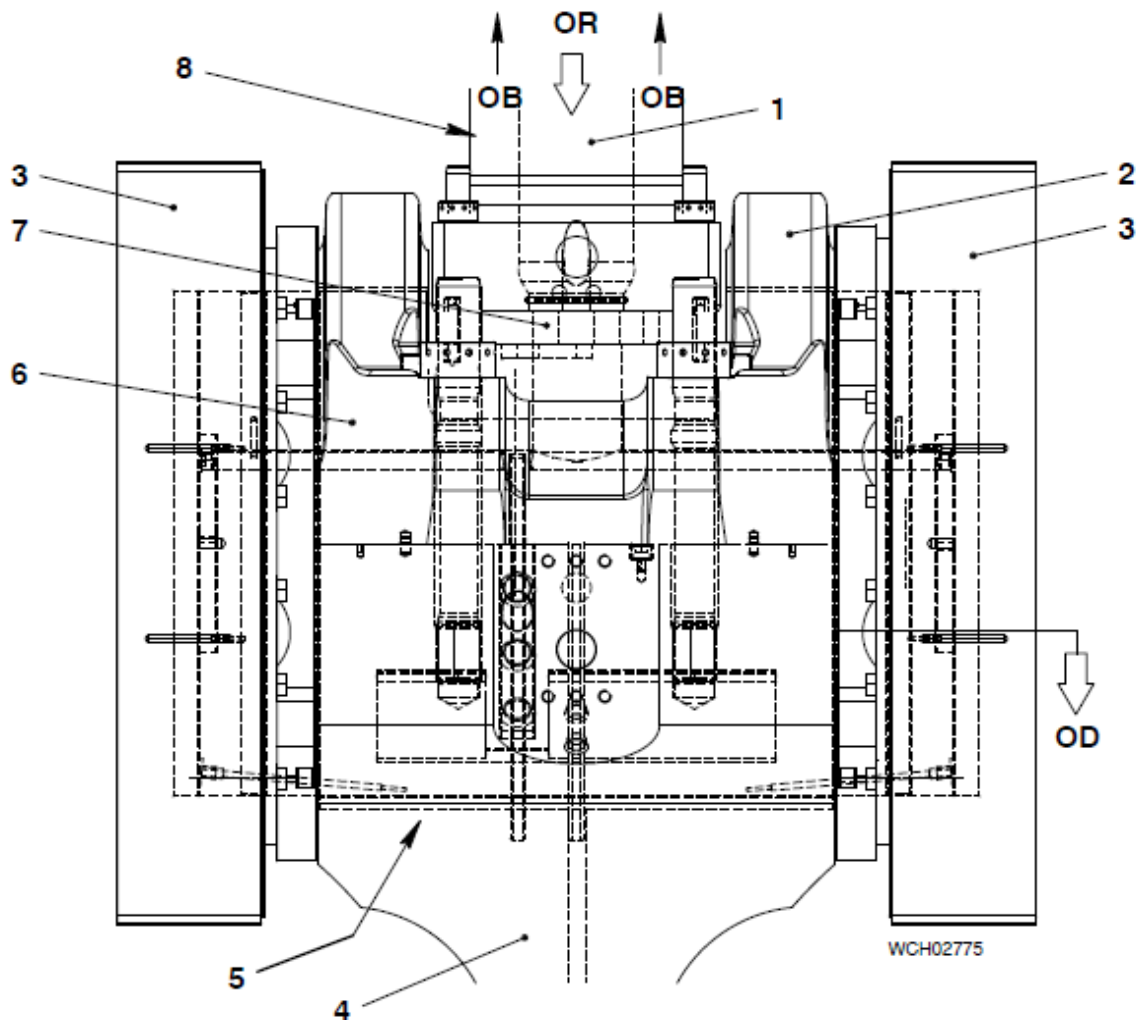


Рисунок 1.7 – Крейцкопф

Поршень (рис. 1.8) складається з таких основних частин:

- поршнева коронка (1),
- поршневі кільця (2),
- поршнева спідниця (3),
- шток поршня (4),
- маслопровід (5),
- компенсаційна шайба (6).

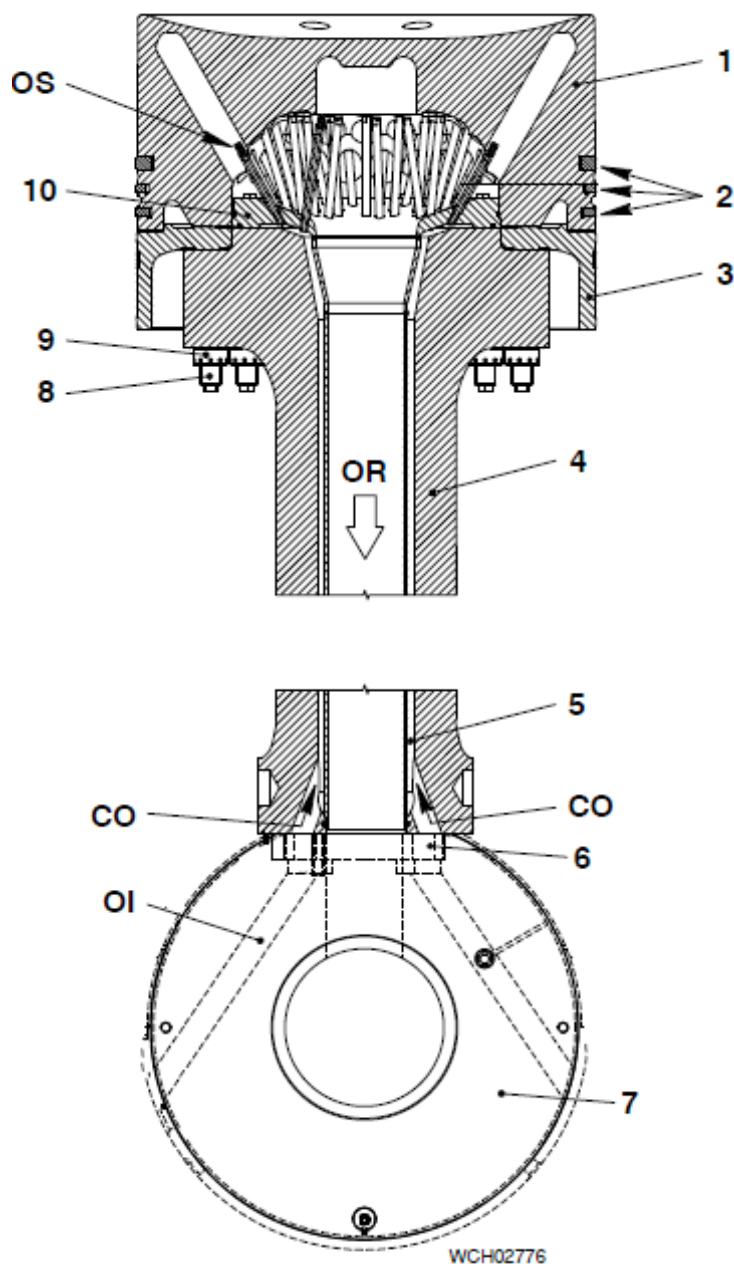


Рисунок 1.8 – Поршень зі штоком

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ

Аркуш

15

Одинадцять еластичних болтів (8) із круглими гайками (9) з'єднують поршневу коронку (1) зі штоком поршня (4). Поршнева спідниця (3) кріпиться до штока поршня гвинтами.

Шток поршня (4) встановлюється на палець крейцкопфа (7) у визначеному положенні. Між ними встановлюється компенсаційна шайба (6), товщина якої визначається заданим ступенем стиснення.

Для охолодження поршневої коронки (1) використовується мастильна олива.

Олива подається від пальця крейцкопфа (7) до двох масляних входів (OI), після чого проходить через маслопровід (5), розташований усередині штока поршня (4), і потрапляє до розпилювальної пластини (10).

Через форсунки у пластині (10) олива розпилюється (OS) всередині охолоджувальних каналів поршневої коронки (1). Далі вона стікає через канал відтоку оливи (OR) назад до пальця крейцкопфа (7) і через масляні отвори спрямовується в картер [3].

					КРБ.142.4227ст.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДВИГУНА 10ДКРН 92/347

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Методика Гриневецького–Мазінга є напівемпіричним методом розрахунку індикаторного робочого циклу поршневого двигуна внутрішнього згоряння, який широко застосовується для попередніх теплових розрахунків двигунів різних типів. Вона базується на поєднанні експериментальних даних, емпіричних залежностей та аналітичних виразів, що дозволяє визначити основні параметри циклу при заданих умовах роботи двигуна.

Основні етапи методики

1. Задання вихідних параметрів двигуна:

Ступінь стиску ϵ ;

Температура і тиск на впуску;

Кути відкриття/закриття клапанів;

Тип пального та коефіцієнт надлишку повітря α ;

Параметри процесів стиснення, згоряння, розширення та випуску.

2. Розрахунок процесу стиснення:

Вважається адіабатичним з урахуванням політичного показника стиску

3. Розрахунок процесу згоряння:

Приймається або ізохорним ($V = \text{const}$), або ізобарним ($p = \text{const}$), або за законом змішаного згоряння (двоступеневий процес).

4. Процес розширення:

5. Розрахунок втрат на продувку та випуск:

Враховується залишковий тиск у кінці розширення та динамічні втрати при відкритті клапанів.

Можуть вводитися поправки на нерівномірність згоряння, теплообмін, витікання газів.

					<i>КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ</i>	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

6. Розрахунок індикаторної діаграми та основних параметрів:

Індикаторна робота

Індикаторна потужність

Індикаторна питома витрата пального

Індикаторний ККД

Особливості методу

Метод дозволяє отримати наближену форму індикаторної діаграми, що дає змогу оцінити вплив окремих параметрів (ступеня стиску, параметрів згоряння, теплообміну) на ефективність двигуна.

Може бути адаптований як для двотактних, так і для чотиритактних дизельних та бензинових двигунів.

Дає змогу оперативно варіювати вхідні дані для проведення аналізу та оптимізації параметрів робочого циклу.

Вхідні параметри для розрахунку робочого циклу двигуна

У табл. 2.1 представлені вхідні параметри для розрахунку робочого циклу

Таблиця 2.1 – Вхідні параметри для розрахунку

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Ефективна потужність	N_e	кВт	64500
Частота обертання	n	хв ⁻¹	80
Тиск навколишнього середовища	P_0	МПа	0,1013
Температура навколишнього середовища	T_0	К	293
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,38
Коефіцієнт продувки	ϕ_a		1,05
Коефіцієнт залишкових газів	γ_z		0,05
Коефіцієнт використання тепла в точці Z	ε_z		0,94
Коефіцієнт використання тепла в точці b	ε_b		0,98
Ступінь стиснення	ε		15

Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ		1,25
Підігрів заряду від стінок циліндра	ΔT_a	К	10
Частка ходу поршня втрачена на продувку	ϕ_n		0,08
Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	ζ		0,99
Механічний ККД двигуна	η_m		0,93
Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$		0,9
Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox}	МПа	0,005
ККД системи охолодження	η_0		0,8
Температура залишкових газів	T_r	К	600
Масовий склад палива	C	кг	0,87
	H	кг	0,126
	S	кг	0
	O	кг	0,004
Нижча теплота згоряння палива	Q_H	(кДж / кг)	42700
Кількість циліндрів	i		10
Діаметр циліндра	D_c	м	0,92
Хід поршня	S_c	м	3,468
Коефіцієнт тактності	z		1
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α		2,365
Показник адіабати повітря	k_e		1,4
Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$		0,93
Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$		0,8
Коефіцієнт втрати тиску на впуску	ε_p		0,97
Ставлення тиску за компресором до тиску перед турбіною р	ψ_t		0,78

Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу розрахований в програмі Mathcad, результати якого представлені у табл. 2.2

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку робочого циклу

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Результати розрахунку процесу наповнення			
Температура повітря за компресором	T_k	К	422,603
Температура повітря в ресивері	T_z	К	322,921
Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	345,639
Тиск повітря в ресивері двигуна	P_z	МПа	0,375
Тиск в кінці наповнення	P_a	МПа	0,364
Коефіцієнт наповнення	η_n		0,851
Результати розрахунку процесу стиснення			
Показник політропи стиснення	n_1		1,362
Тиск у кінці стиснення	P_c	МПа	14,53
Температура в кінці стиснення	T_c	К	920,462
Результати розрахунку процесу згоряння			
Дійсна кількість повітря для згоряння	L	кмоль/кг	1,17
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0		1,027
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β		1,0257
Частка палива, що вигоріла до точки z	x_z		0,959
Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z	β_z		1,025
Максимальна температура згоряння	T_z	К	1813
Максимальний тиск згоряння	P_z	МПа	18,163
Результати розрахунку процесу розширення			
Ступінь попереднього розширення	ρ		1,615
Ступінь подальшого розширення	δ		9,288
Показник політропи розширення	n_2		1,281
Температура в кінці процесу розширення	T_b	К	969
Тиск у кінці процесу розширення	P_b	МПа	1,045
Результати визначення індикаторних показників			
Теоретичний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	2,476
Дійсний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	2,255

Питома індикаторна витрата пального	g_i	кг/(кВт*год)	0,162
Індикаторний ККД	η_i	-	0,52
Результати визначення ефективних показників			
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	2,097
Ефективний ККД	η_e	-	0,484
Питома ефективна витрата пального	g_i	кг/(кВт*год)	0,1742
Ефективна потужність двигуна	N_e	кВт	64514
Результати визначення дійсного P_k компресора			
Витрата повітря через компресор	G	кг/год	111,105
Витрата газів через турбіну	G_t	кг/год	114,227
Тиск газів перед турбіною	P_r	МПа	0,296
Температура газів	T_t	К	735,179
Кількість робочого тіла	M_s	кмоль/кг	1,202
Універсальна газова стала для відпрацьованих газів	R_t	кДж/кг*К	287,459
Показник адіабати розширення газу в турбіні	k_t		1,378
Дійсна ступінь <u>підвищення</u> тиску у компресорі	P_k		3,752
Розрахунковий тиск <u>надуву</u>	P_{kd}	МПа	0,3801

Розрахунок та побудова індикаторних діаграм

Індикаторна діаграма є графічним зображенням змін тиску в циліндрі двигуна залежно від об'єму або кута повороту колінчастого вала протягом одного робочого циклу. Побудова індикаторної діаграми дозволяє проаналізувати характер процесів стиснення, згоряння, розширення, продувки та випуску, а також оцінити ефективність роботи двигуна.

У межах методики розрахунку робочого циклу за Гриневецьким–Мазінгом індикаторна діаграма формується як сукупність окремих відрізків, кожен з яких відповідає певному термодинамічному процесу (ізотермічному, адіабатичному, політропному або ізобарному). Розрахунок координат точок для фаз стиснення та розширення, які моделюються політропними залежностями, здійснюється за такими формулами [4]:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{p_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}$$

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z * \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}$$

де $V/V_c = \varepsilon_x$ – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Для обчислення індикаторної діаграми необхідні наступні вихідні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,362
Показник політропи розширення n_2	1,281
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	14,53
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	18,163
Ступінь попереднього розширення ρ	1,615
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 2.3 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	18,16	
1,00	14,53	18,16
1,62	7,56	18,16
2,28	4,72	11,65
2,95	3,32	8,38
3,62	2,52	6,45
4,29	2,00	5,19
4,96	1,64	4,31
5,63	1,38	3,67
6,30	1,18	3,18
6,97	1,03	2,79
7,64	0,91	2,48
8,31	0,81	2,23
8,98	0,73	2,02
9,65	0,66	1,84
10,32	0,61	1,69
10,98	0,56	1,56
11,65	0,51	1,44
12,32	0,48	1,34
12,99	0,44	1,26
13,66	0,41	1,18
14,33	0,39	1,11
15,00	0,36	1,05
15,00		0,36

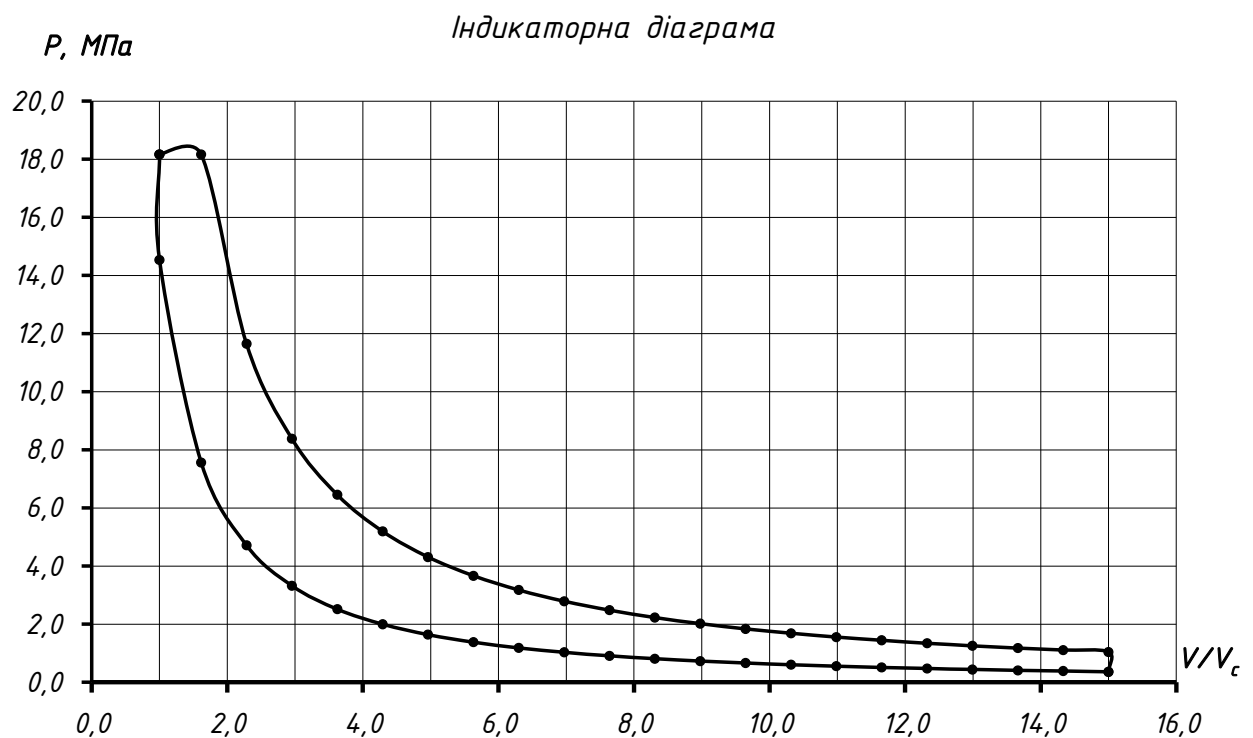


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ

Графіки, що відображають зміну силових характеристик під час обертання колінчастого вала, використовуються для аналізу навантажень, які виникають у різні моменти його циклічного руху. Вони дозволяють визначити рівень навантаження на елементи вала, а також оцінити його балансувальні властивості й опір динамічним навантаженням. Формування таких графіків базується на вихідних даних теплового розрахунку робочого циклу, з урахуванням змін зовнішніх і внутрішніх чинників, що впливають на роботу кривошипно-шатунного механізму в процесі обертання [5].

У процесі побудови діаграм враховуються наступні складові динамічних сил:

P_g – сила, що виникає внаслідок тиску газів на поршень;

P_j – інерційна сила поступального руху мас, які здійснюють зворотно-поступальний рух;

$P_{дв}$ – вертикальна сила, прикладена до осі поршневого пальця (так звана рушійна сила);

N – нормальне навантаження, що діє перпендикулярно до втулки циліндра;

Q – сила, яка передається вздовж шатуна;

T – тангенціальна (дотична) сила, що спрямована по траєкторії обертання кривошипа;

Z – осьова сила, що діє вздовж осі обертання кривошипа.

Узагальнену схему дії зазначених сил у межах кривошипно-шатунного механізму наведено на рисунку 2.2.

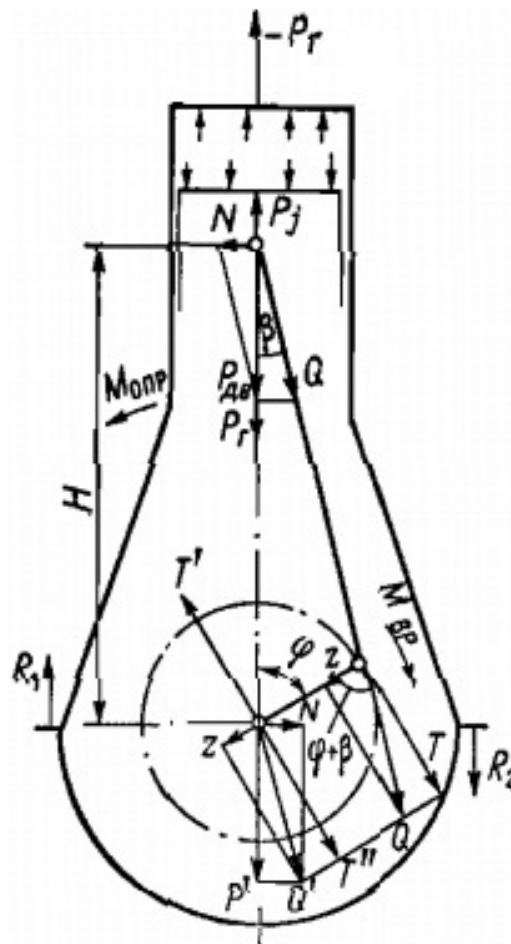


Рисунок 2.2 – Розташування сил у кривошипно-шатунному механізмі

Параметри, використані як вхідні дані для динамічного моделювання, подано в таблиці 2.4. Результати обчислень представлені в таблицях 2.5 та 2.6.

На основі отриманих значень побудовано графіки динаміки сил, які зображено на рисунках 2.3–2.5.

Рисунок 2.3 демонструє:

P_r – тиск газів на поршень;

P_j – інерційне навантаження одного циліндра;

P_{dv} – вертикальну рушійну силу.

Рисунок 2.4 ілюструє:

N – силу нормального тиску поршня на втулку;

Z – осьове навантаження на кривошип;

T – дотичну силу в кривошипі.

Рисунок 2.5 відображає:

$T\Sigma$ – сумарне значення дотичних сил, що діють у механізмі;

$T_{cp}\Sigma$ – усереднене значення сумарної дотичної складової за цикл.

Таблиця 2.4 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,92
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	80
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	18,173
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,364
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,38
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,4
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,364
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	8000
Радіус кривошипа	м	r	1,734
Ступінь стиснення		ϵ	15
Показник політропи стиснення		n_1	1,362
Показник політропи розширення		n_2	1,281
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,615
Кількість циліндрів		i	10

Таблиця 2.5 – Результати динамічного розрахунку

φ°	φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	180	0,364	0,931	1,295	0,000	-1,295	0,000
9	189	0,366	0,939	1,305	-0,074	-1,300	-0,131
18	198	0,371	0,961	1,333	-0,151	-1,314	-0,269
27	207	0,381	0,991	1,372	-0,229	-1,327	-0,419
36	216	0,396	1,020	1,415	-0,308	-1,326	-0,583
45	225	0,417	1,035	1,452	-0,382	-1,297	-0,756
54	234	0,445	1,025	1,470	-0,446	-1,225	-0,927
63	243	0,483	0,978	1,461	-0,491	-1,101	-1,078
72	252	0,534	0,883	1,418	-0,511	-0,924	-1,190
81	261	0,604	0,736	1,340	-0,504	-0,707	-1,245
90	270	0,701	0,533	1,234	-0,470	-0,470	-1,234
99	279	0,836	0,278	1,114	-0,419	-0,239	-1,165
108	288	1,030	-0,021	1,009	-0,364	-0,034	-1,072
117	297	1,317	-0,351	0,966	-0,325	0,149	-1,008
126	306	1,758	-0,696	1,063	-0,322	0,364	-1,049
135	315	2,461	-1,035	1,426	-0,375	0,743	-1,274
144	324	3,621	-1,349	2,272	-0,494	1,548	-1,735
153	333	5,565	-1,617	3,947	-0,658	3,218	-2,378
162	342	8,657	-1,823	6,834	-0,772	6,261	-2,846
171	351	12,511	-1,953	10,559	-0,602	10,334	-2,246
180	360	14,553	-1,997	12,556	0,000	12,556	0,000
189	369	18,173	-1,953	16,220	0,925	15,876	3,451
198	378	18,173	-1,823	16,350	1,847	14,979	6,809
207	387	13,596	-1,617	11,979	1,998	9,766	7,218
216	396	9,075	-1,349	7,727	1,679	5,264	5,900
225	405	6,312	-1,035	5,277	1,389	2,749	4,713
234	414	4,601	-0,696	3,905	1,184	1,337	3,856
243	423	3,507	-0,351	3,156	1,061	0,487	3,293
252	432	2,782	-0,021	2,761	0,996	-0,094	2,933
261	441	2,286	0,278	2,564	0,964	-0,551	2,683
270	450	1,937	0,533	2,469	0,941	-0,941	2,469
279	459	1,685	0,736	2,421	0,910	-1,277	2,249
288	468	1,501	0,883	2,384	0,860	-1,555	2,002
297	477	1,364	0,978	2,342	0,787	-1,765	1,729
306	486	1,263	1,025	2,288	0,694	-1,906	1,443
315	495	1,187	1,035	2,222	0,585	-1,985	1,158

324	504	1,132	1,020	2,152	0,467	-2,015	0,886
333	513	1,092	0,991	2,084	0,347	-2,014	0,636
342	522	1,066	0,961	2,027	0,229	-1,999	0,409
351	531	1,051	0,939	1,990	0,113	-1,983	0,199
360	540	1,046	0,931	1,977	0,000	-1,977	0,000

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки, град			36									
φ°	T _E										T _E	T ^{cp} _E
	Номер циліндра											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
0	0,000	-0,583	-1,190	-1,072	-1,735	0,000	5,900	2,933	2,002	0,886	7,14	7,86
9	-0,131	-0,756	-1,245	-1,008	-2,378	3,451	4,713	2,683	1,729	0,636	7,69	7,86
18	-0,269	-0,927	-1,234	-1,049	-2,846	6,809	3,856	2,469	1,443	0,409	8,66	7,86
27	-0,419	-1,078	-1,165	-1,274	-2,246	7,218	3,293	2,249	1,158	0,199	7,93	7,86
36	-0,583	-1,190	-1,072	-1,735	0,000	5,900	2,933	2,002	0,886	0,000	7,14	7,86
											31,43	

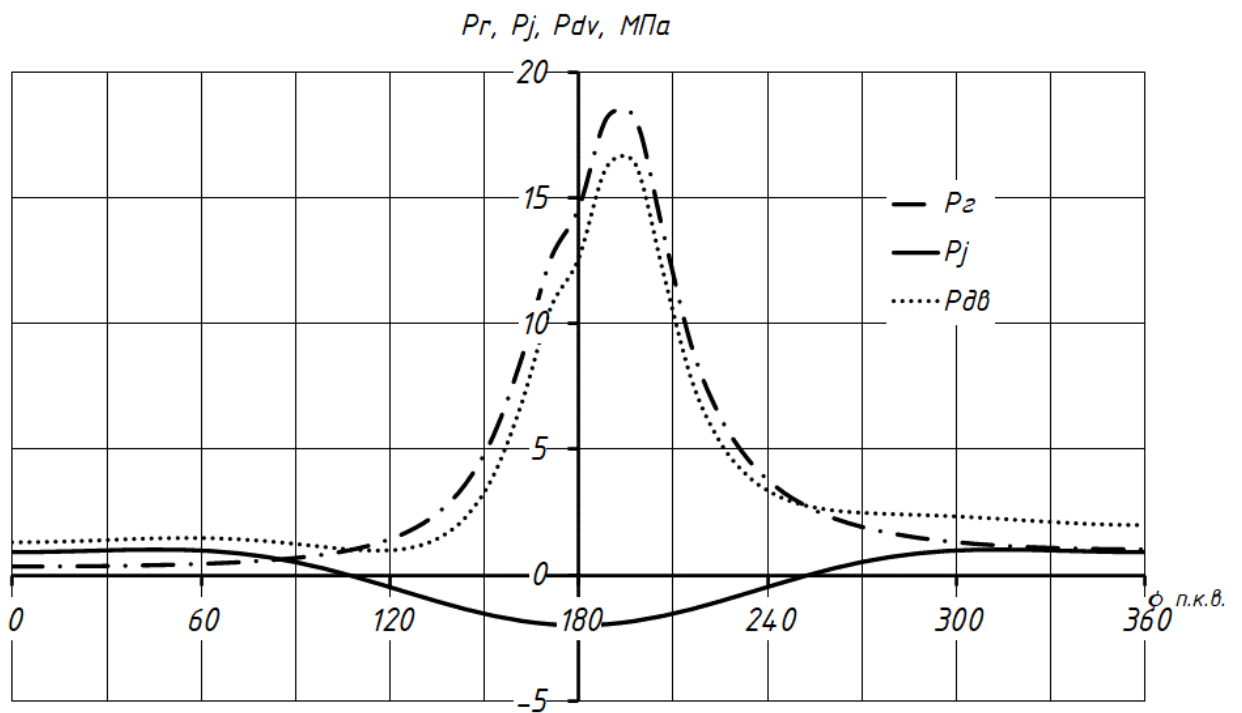


Рисунок 2.3 – Зміна сил P_r, P_j, P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

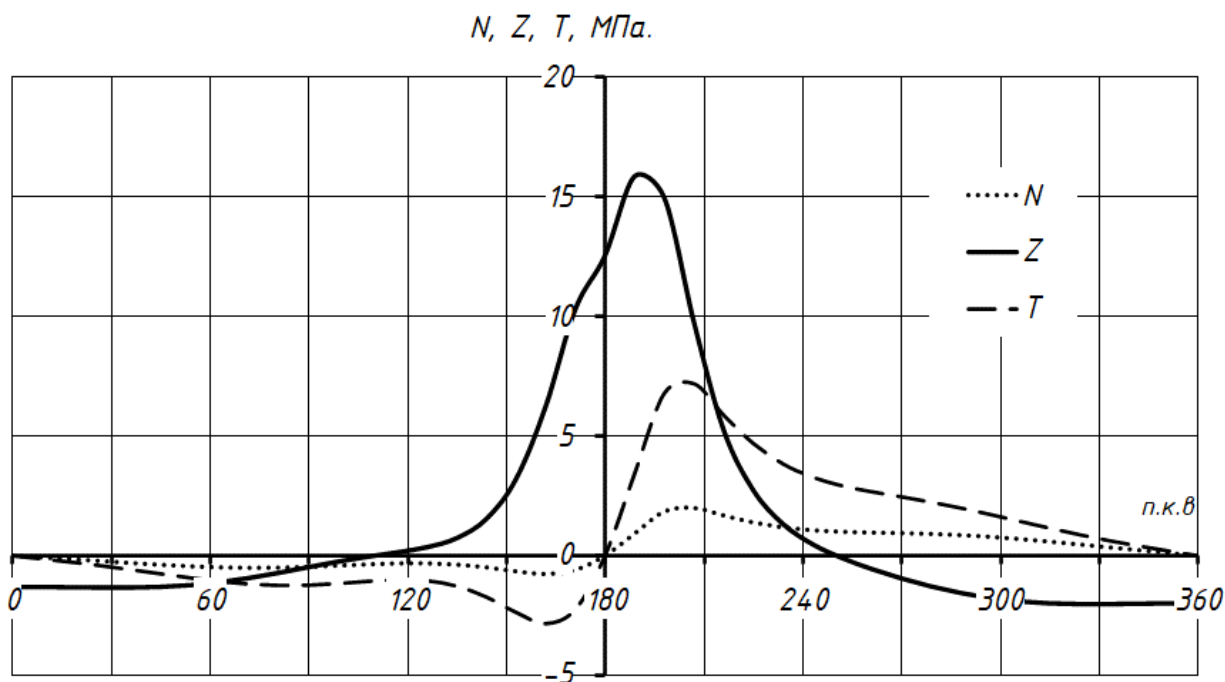


Рисунок 2.4 – Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

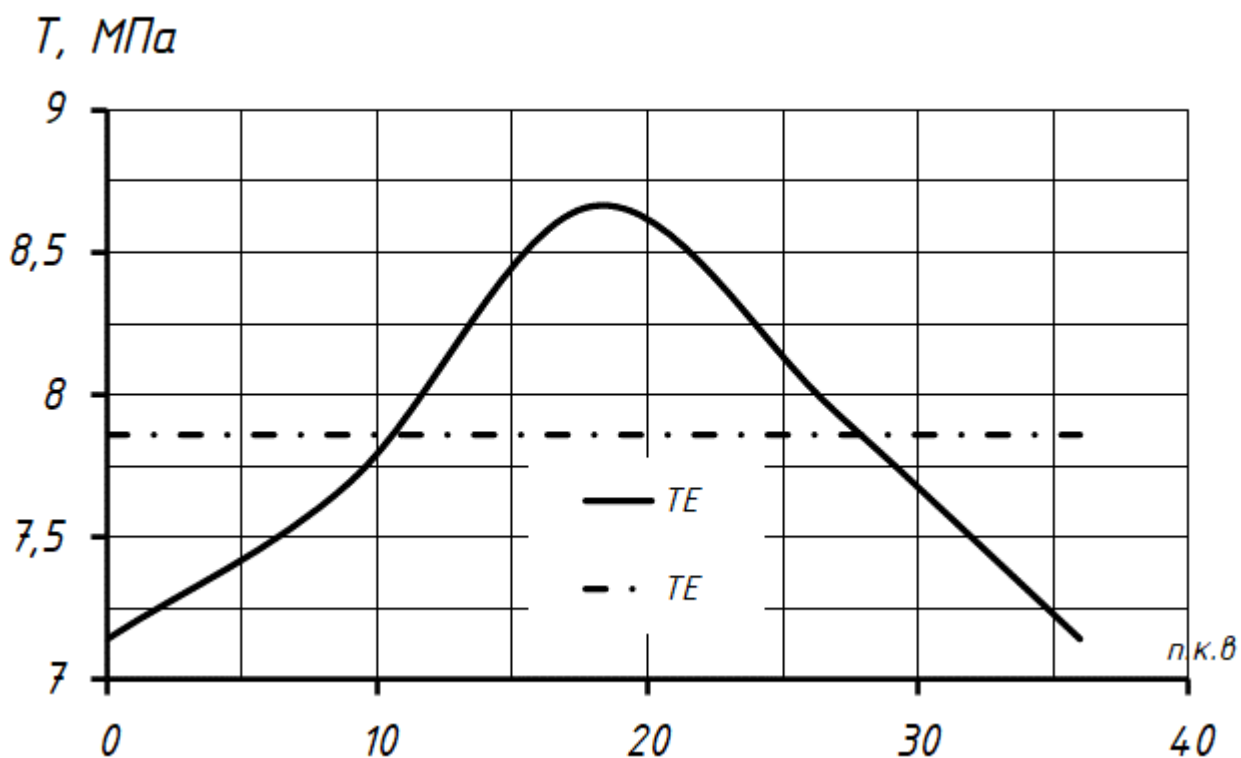


Рисунок 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДВИГУНА 10ДКРН 92/347

Обробка важкого палива (НФО) та обладнання для його очищення

Важкі палива (НФО), які постачаються сьогодні для використання в дизельних двигунах, потребують ретельної обробки, що зумовлює необхідність встановлення відповідного обладнання. Найефективнішим методом видалення твердих частинок і води з палива є використання центрифуг.

Обробка НФО та установка для очищення

НФО часто забруднені твердими частинками й водою. Якщо брудне або недостатньо очищене паливо потрапляє в двигун, це може спричинити зношування його компонентів (наприклад, поршневих кілець, гільз циліндрів, паливних насосів, клапанів тощо). Крім того, надмірна кількість осаду може накопичуватись у камерах згоряння.

Натрій, що надходить із забрудненої морською водою сировини, викликає відкладення на поршнях і в турбокомпресорі. Вода має бути ретельно видалена з палива.

Першим етапом очищення є відстійники, однак вони забезпечують лише грубе розділення води й палива. Відстійники потребують регулярного зливу осаду і води, що накопичуються на дні резервуарів.

Для якісного очищення палива використовуються правильно налаштовані центрифуги відповідного розміру. Сучасні конструкції дозволяють уникати необхідності заміни гравітаційних дисків для палива з різною густиною.

Сучасні центрифуги автоматично видаляють осад. Для нових двигунів, які працюють на НФО найнижчої якості, такі центрифуги є обов'язковими, особливо коли застосовуються палива з густиною 991 кг/м^3 і більше та в'язкістю до 700 сСт при 50°C .

					КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Гомогенізатори можуть покращувати властивості згоряння, але не видаляють тверді частинки, тому вони виступають лише допоміжними засобами в системі очищення. Фільтри утримують тверді частинки заданого розміру та форми, але не затримують воду. Наявність води призводить до швидкого засмічення фільтрів.

Розділення НФО і дизельного пального

Для очищення важких палив рекомендується використовувати сучасні центрифуги. Ефективність розділення (очищення) залежить від швидкості потоку та в'язкості НФО. Зазвичай, що менший об'єм (м³/год або л/год) і нижча в'язкість, то кращий результат. Занадто висока швидкість потоку або занадто низька температура знижують ефективність сепарації.

Якщо центрифуги працюють недостатньо ефективно, забруднювачі (наприклад, каталізаторні частки) можуть не бути повністю видалені, що призведе до пошкодження двигуна (підвищене зношування поршневих кілець, гільз циліндрів та елементів паливної системи).

Перед подачею в центрифугу паливо має бути підігріте до стабільної температури з точністю $\pm 2^{\circ}\text{C}$. Температура сепарації повинна максимально наближатися до 98°C . При очищенні слід чітко дотримуватись інструкцій виробника центрифуги.

Осад, що утворюється під час сепарації, необхідно регулярно видаляти з барабана центрифуги. У самовідвідних центрифугах цей процес може автоматично контролюватися, але персонал повинен перевіряти правильність функціонування та частоту процедур, зокрема, вільне відведення осаду з барабана. Це запобігає виникненню зворотного тиску і забезпечує ефективну роботу центрифуги [6].

Схема паливної системи

Тиск підтримується по всій паливній системі, щоб запобігти випаровуванню води в паливі при робочій температурі для НФО (рис. 3.1).

					<i>КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ</i>	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

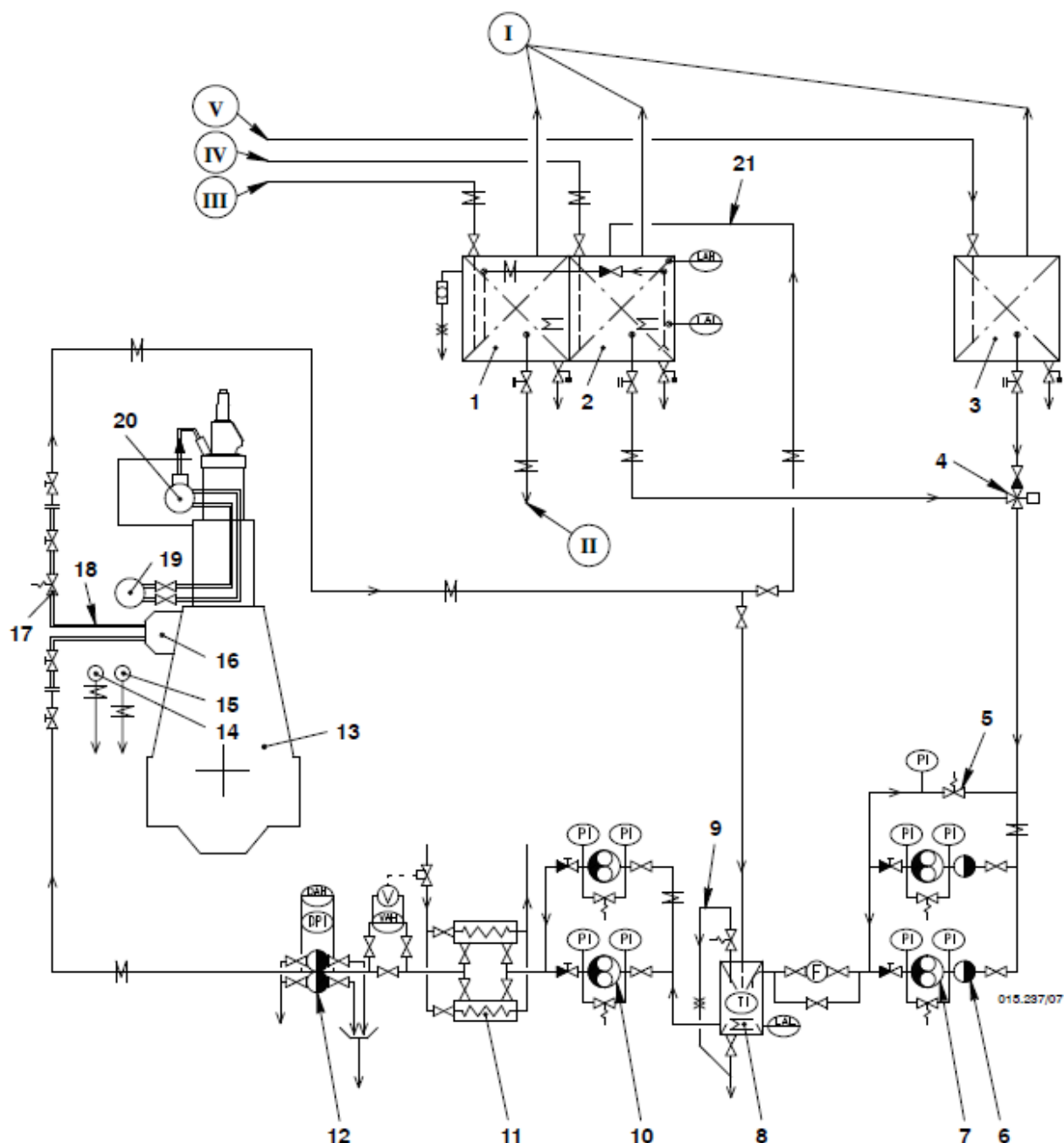


Рисунок 3.1 – Схема паливної системи

У відповідному положенні триходового клапана (10) паливо з денного баку (3, 4) за допомогою насосів низького тиску (19) подається до змішувального блоку (21). Звідти насос-підсилювач (22) прокачує паливо через кінцевий підігрівач (23) і фільтр (24) до паливних насосів у паливному блоці (28). Продуктивність насоса-підсилювача (22) перевищує потребу двигуна, а невикористане паливо повертається у змішувальний блок (21).

Протікання з блоку (21) направляється в резервуар для чистого палива (33) або в бак переливу (33). Цей резервуар також дозволяє відокремлювати витік дизельного або газойльного палива від HFO.

Клапан регулювання тиску (17) встановлює загальний тиск у системі, а клапан збереження тиску (27) встановлює тиск на вході в паливні насоси.

Насос (19) подає лише ту кількість HFO із денного баку (3), яка потрібна для роботи двигуна. У разі потреби температуру палива в цьому баку необхідно підвищити.

Температура палива між змішувальним блоком (21) і паливною системою двигуна повинна бути підвищена до температури уприскування. Для цього використовується кінцевий підігрівач (23). У разі потреби також вмикаються системи підігріву змішувального блоку (21) та зворотної магістралі.

HFO не повинен потрапляти до денного баку дизельного пального (MDO) (6).

Компоненти паливної системи (рис. 3.1):

1 — Відстійник HFO; 2 — Відстійник HFO/LSHFO; 3 — Денний бак HFO; 4 — Денний бак LSHFO; 5 — Відстійник MDO; 6 — Денний бак MDO; 7 — Самоочисна сепараторна установка MDO; 8 — Насос подачі сепаратора MDO; 9 — Всмоктувальний фільтр MDO; 10 — Триходовий клапан; 11 — Попередній підігрівач HFO/LSHFO; 12 — Насос подачі сепаратора HFO/LSHFO; 13 — Всмоктувальний фільтр; 14 — Самоочисний сепаратор HFO/LSHFO; 15 — Байпасна лінія; 16 — Автоматичний блок перемикання палива; 17 — Клапан регулювання тиску; 18 — Всмоктувальний фільтр; 19 — Насос низького тиску; 20 — Повітропровід переливу; 21 — Змішувальний блок (з підігрівом та ізоляцією); 22 — Насос-підсилювач; 23 — Кінцевий підігрівач; 24 — Паливний фільтр; 25 — Паливна рейка; 26 — Блок контролю витоків палива; 27 — Клапан підтримки тиску; 28 — Паливний блок (насос);

					КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

29 — Клапан впуску витоків; 30 — Головний двигун; 31 — Резервуар для осаду; 32 — Бак для чистого палива; 33 — Бак переливу палива.

Форсунка

У кожній головці циліндра встановлено три форсунки з технологією FAST (Fuel Actuated Sacless Technology — паливом керована безкамерна технологія) (3, рис. 3.2).

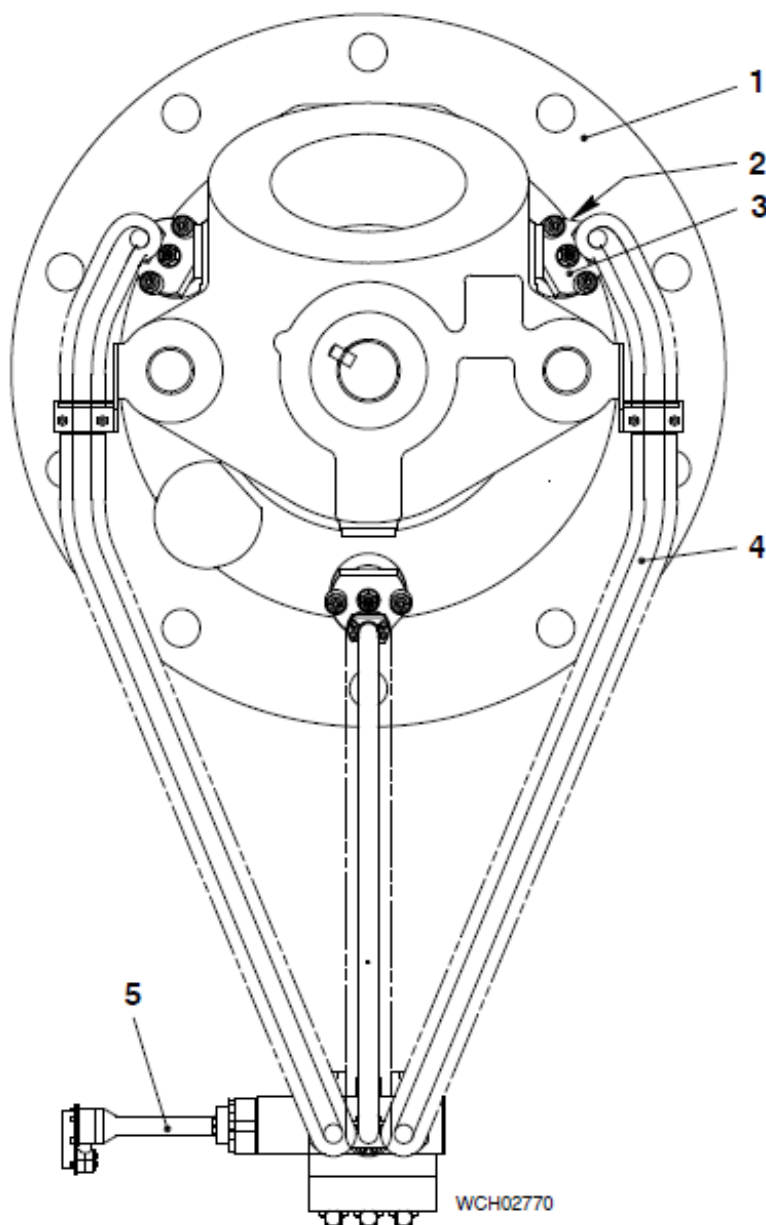


Рисунок 3.2 – Розташування форсунки:

- 1 — Головка циліндра; 2 — Тримач форсунки; 3 — Форсунка упорскування
4 — Трубопровід високого тиску (до форсунки); 5 — Блок керування упорскуванням

Паливо, що витікає через зазор голки, відводиться через з'єднання до трубопроводу відведення палива в збірний колектор.

Паливо, що може просочуватись у місцях з'єднання між корпусом форсунки (9, рис. 3.2), затискною гайкою (4), сполучною гайкою та корпусом форсунки (1), витікає вгору і стає видимим на верхньому краї головки циліндра.

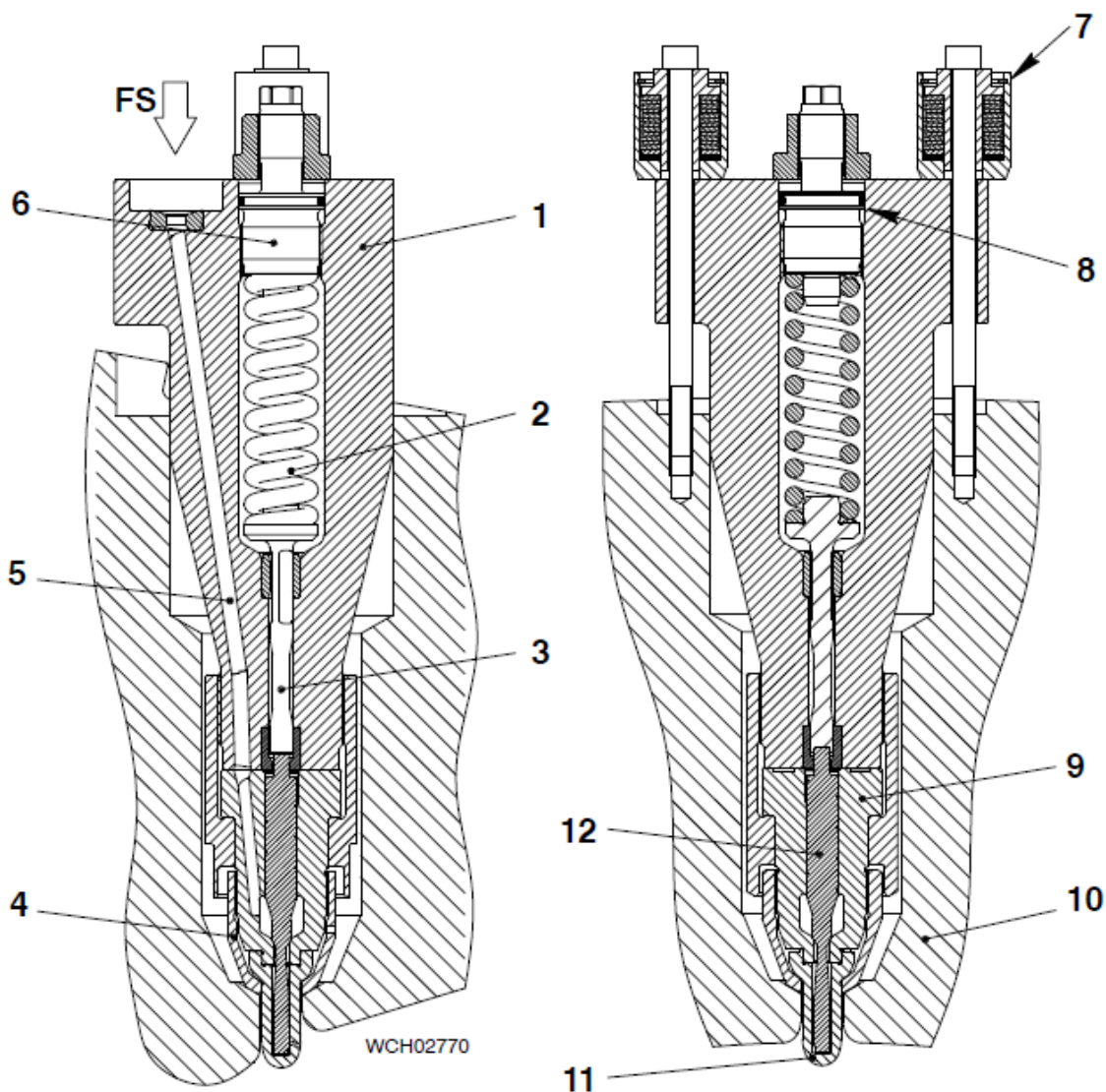


Рисунок 3.2 – Паливна форсунка:

1 — Тримач форсунки; 2 — Стискальна пружина; 3 — Штовхач; 4 — Затискна гайка; 5 — Паливний канал; 6 — Натягувач пружини; 7 — Корпус шайби натягу; 8 — Ущільнювальне кільце (О-кільце); 9 — Корпус форсунки; 10 — Головка циліндра; 11 — Сопло форсунки; 12 — Голка;

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ

Аркуш

34

Паливо під високим тиском подається від блоку керування впорскуванням до трьох форсунок. Необхідна для впорскування кількість палива надходить через з'єднання (FS) та паливний канал (5) до корпусу форсунки (9). Тиск палива підіймає голку (12), долаючи силу стискальної пружини (2), і струмінь палива під високим тиском впорскується в камеру згоряння [7].

Паливний насос

Паливні насоси (1, рис. 3.3) входять до складу блока подачі пального (2).

Вони подають паливо через трубопроводи високого тиску до паливної рейки.

Паливні насоси регулюються так, щоб забезпечити необхідний тиск пального, що відповідає навантаженню (до 1000 бар) у паливній рейці.

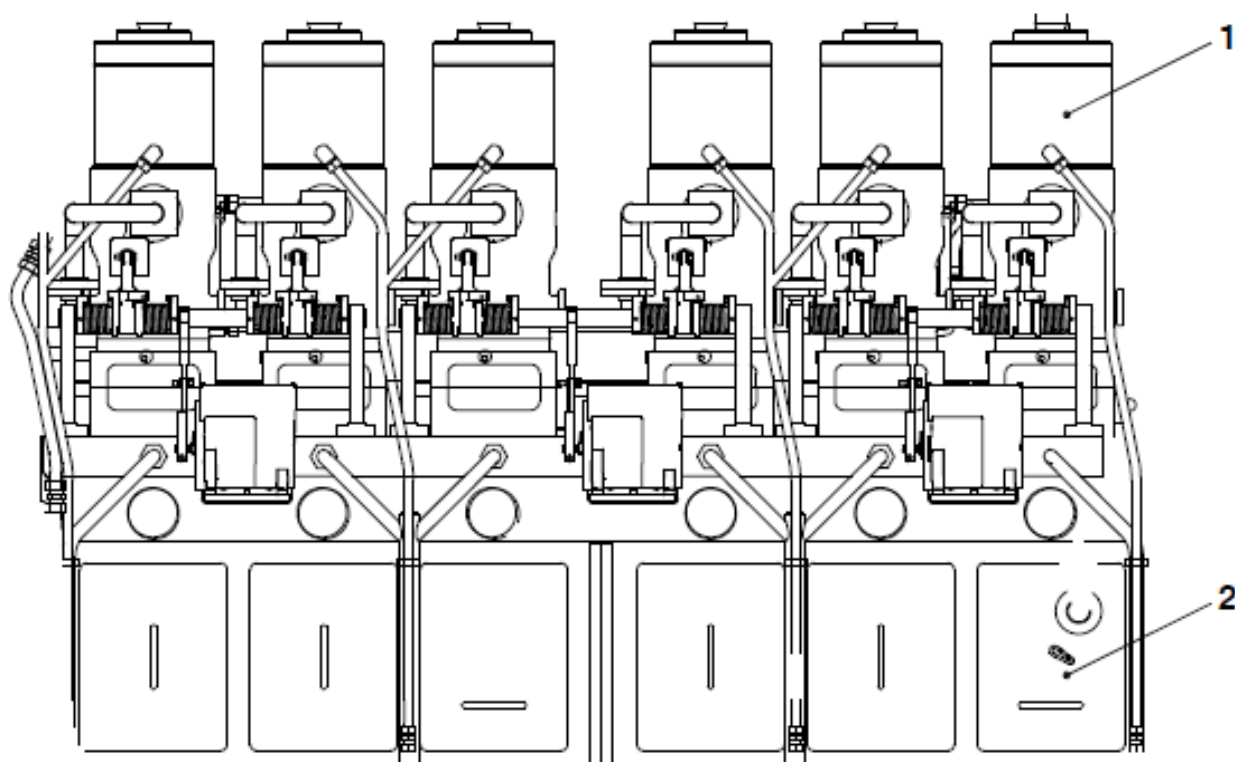


Рисунок 3.3 – Розташування паливних насосів:

1 — Паливний насос; 2 — Блок подачі пального

Стискальна пружина (9, рис. 3.3) утримує нижній утримувач пружини (2) притиснутим до напрямного поршня (6), що забезпечує контакт ролика (4) з кулачком (5).

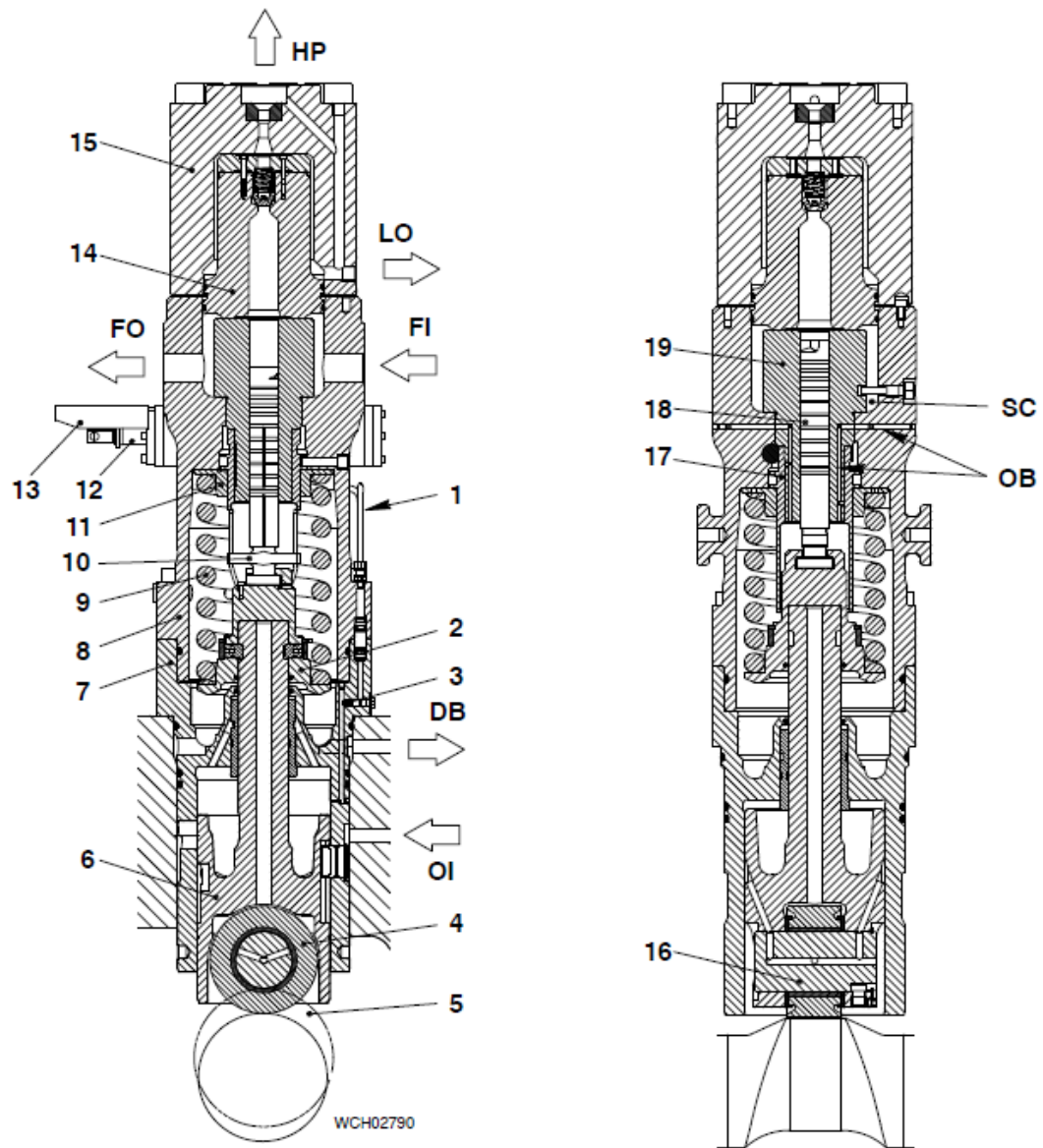


Рисунок 3.3 – Паливний насос:

1 — Масляна трубка; 2 — Нижній утримувач пружини; 3 — Отвір-дросель; 4 — Ролик; 5 — Кулачок; 6 — Напрямний поршень; 7 — Нижній корпус; 8 — Верхній корпус; 9 — Стискальна пружина; 10 — Привод (плунжера); 11 — Верхній утримувач пружини; 12 — Зубчаста рейка; 13 — Кришка (рейки); 14 — Зворотний клапан; 15 — Кришка насоса; 16 — Палець ролика; 17 — Регулювальна втулка; 18 — Плунжер насоса; 19 — Циліндр насоса

Коли кулачок (5) підіймає ролик (4), напрямний поршень (6) також піднімається, стискаючи пружину (9) через утримувач (2), і плунжер насоса (18) також рухається вгору.

Жолобки керування на плунжері (18) визначають кількість палива.

Коли зубчаста рейка (12) рухається, її зубці зчіплюються з зубцями на регулювальній втулці (17), яка починає обертатись. Цей обертальний рух передається на привод (10) і далі — на плунжер насоса (18).

Розрахунок паливної системи

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$	296287,20
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,174
	Номинальна потужність двигуна, кВт	N_e	64500
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_m = 1,1 \dots 1,2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	373,39
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	850,00
	Коефіцієнт захаращення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,04
3	Продуктивність паливopідкачуального насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	26,41
	Коефіцієнт запасу подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00
4	Потужність привода паливopідкачуального насоса, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$	6,81
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запасу потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,30
	ККД поршневих паливopідкачувальних насосів	$\eta = 0,6 \dots 0,7$	0,70
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_\phi = \frac{W_{nn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жп}}$	0,61
	Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жп} = 0,2 \dots 0,3$	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{сеп} = \frac{B_{дооб}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	15,84
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{дооб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	269352,00
	Кількість сепараторів	$n = 1 \dots 4$	2
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \dots 12$	10

7	Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м ²	$F_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_3}$	48,74
	Теплоємність палива, кДж/кг·К	C_m	1,90
	Температура палива, що поступає в сепаратора, °С	t_2	80,00
	Температура, при якій зберігається паливо, °С	t_1	40,00
	Коефіцієнт теплопередачі	k	500,00
	Коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача	η_3	0,70
	Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
	Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С	t_3	120,00
8	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_3}$	1700,23
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	65,80
		приймаємо	66,00
10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{u \max}^{0,303}$ при $g_u < 10$ г	
		приймаємо	47,00
		$d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{u \max} - 10)$	46,29
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{u \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	292,27
	Кількість циліндрів	i	10,00
	Частота обертання, об/хв	n	80,00
	Коефіцієнт тактності	z	1,00
11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r < 10$ мм 2,5-2,6 при $d_r = 11 \dots 14$ мм 3 при $d_r = 15 \dots 20$ мм 3 + 0,218(d_r -20) при $d_r > 20$ мм	8,89
		приймаємо	8,00
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100$ мм 0,3 при $D = 105 \dots 200$ мм 0,35 при $D = 205 \dots 250$ мм 0,4 + 0,0012(D -250) при $D > 250$ мм	1,20
		приймаємо	1,00
	Діаметр циліндра, мм	D	920,00
13	Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	2,00
14	Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	2,00

РОЗДІЛ 4

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Загальні положення

Паливна система головного суднового двигуна 10ДКРН 92/347 є однією з найвідповідальніших і технічно складних систем суднової енергетичної установки. Вона призначена для підготовки, транспортування, очищення і подачі палива до циліндрів двигуна під високим тиском. Належне технічне обслуговування цієї системи потребує високого рівня кваліфікації обслуговуючого персоналу та суворого дотримання норм охорони праці [8].

Система функціонує під тиском до 1000 бар, з використанням легкозаймистих і токсичних речовин. У разі порушення технологічного регламенту можливе виникнення аварійних ситуацій, ураження працівників гарячим паливом, опіки, отруєння парами, пожежі тощо. Саме тому забезпечення вимог охорони праці при її обслуговуванні має першочергове значення.

Організаційні заходи з охорони праці

Організаційні заходи є основою для формування безпечного середовища праці та включають:

Проведення інструктажів: усі особи, допущені до роботи з паливною системою, повинні пройти вступний, первинний, повторний, позаплановий та цільовий інструктажі з питань охорони праці.

Підготовка та допуск персоналу: до обслуговування паливної системи допускаються тільки особи, які мають відповідну підготовку, пройшли медичний огляд і мають допуск до роботи з вибухо- та пожежонебезпечними речовинами.

Документування процедур: усі операції з обслуговування паливної системи мають виконуватися згідно з технічною документацією (інструкціями, технологічними картами), що затверджені керівництвом судна.

					<i>КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ</i>	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Планування робіт: роботи проводяться тільки за нарядом-допуском. Вказується час виконання, склад виконавців, наявність інструменту, ЗІЗ і вогнегасників.

Контроль та нагляд: капітан або відповідальний за безпеку на судні здійснює періодичний контроль дотримання вимог охорони праці.

Технічні заходи безпеки

Технічні заходи мають забезпечити механічну, термічну і вибухопожежну безпеку під час обслуговування паливної системи:

Герметичність з'єднань: регулярна перевірка на відсутність протікань у місцях стикування трубопроводів, фільтрів, форсунок, насосів.

Стан трубопроводів високого тиску: наявність тріщин або зношення недопустима, деталі з ознаками пошкоджень негайно замінюються.

Фільтрація палива: система повинна бути обладнана фільтрами тонкого і грубого очищення, які регулярно обслуговуються та змінюються згідно графіка.

Захисне екранування: паливопроводи високого тиску повинні бути закриті захисними кожухами або встановлені в ізоляційні тунелі для уникнення випадкового контакту з тілом людини.

Контроль температури: дотримання температурного режиму підігріву палива до заданих параметрів, уникаючи перегрівів, які можуть призвести до займання.

Заземлення ємностей і трубопроводів: для уникнення іскроутворення при русі палива, обов'язкове встановлення заземлення.

Автоматичні системи захисту: використання клапанів запобіжного скидання тиску, аварійного відключення подачі палива, вогнегасних систем тощо.

Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ)

При роботах із паливною системою обслуговуючий персонал зобов'язаний використовувати:

					<i>КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ</i>	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Спецодяг: вогнестійкий костюм з антистатичними властивостями.

Захисні рукавички: масло- та жаростійкі.

Окуляри або захисний щиток: для захисту очей від бризків гарячого палива.

Респіратори: при роботі з паливними парами у закритих просторах.

Захисне взуття: з антиковзною підошвою та металевим носком.

Ізольюючі прокладки або діелектричні килимки: у зонах можливого електрозапалення.

Профілактичні та контрольні заходи

Для підтримки високого рівня безпеки необхідно:

Періодичні огляди: проведення планових технічних оглядів паливної системи відповідно до графіку обслуговування.

Аналіз несправностей: ведення журналу технічного стану обладнання, фіксація всіх відмов, протікань, нестабільної роботи.

Контроль герметичності: застосування тестових рідин або електронних витокодетекторів для виявлення мікропротікань.

Вимірювання рівня тиску та температури: використання датчиків із калібруванням згідно з регламентом.

Навчання та тренування персоналу: регулярні навчання з безпечного обслуговування, аварійного реагування та гасіння палаючого палива.

Протипожежне оснащення: розміщення в зоні паливної системи вогнегасників, автоматичних систем пожежогасіння (CO₂, піна, спринклери).

Вентиляція: забезпечення постійного провітрювання приміщень, де розташована паливна апаратура, зокрема паливні приміщення та насосні.

Аварійні ситуації та реагування

Персонал повинен бути підготовлений до дій у таких ситуаціях:

Протікання палива: негайне перекриття подачі пального, встановлення заглушок або заміна дефектних елементів.

					<i>КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ</i>	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Запах палива: виявлення джерела запаху, контроль герметичності і робота вентиляції.

Займання: використання вогнегасників або систем пожежогасіння. У разі неможливості — евакуація та повідомлення відповідальних осіб.

Гостре отруєння парами: евакуація потерпілого, надання першої медичної допомоги, виклик суднового лікаря або екстреної служби з берега.

Забезпечення вимог охорони праці під час обслуговування паливної системи головного двигуна 10ДКРН 92/347 є важливою умовою безпечної експлуатації суднової енергетичної установки. Ефективне поєднання організаційних, технічних і профілактичних заходів дозволяє мінімізувати ризики для обслуговуючого персоналу, підвищити надійність роботи паливної системи та запобігти аварійним ситуаціям.

					КРБ.142.4227ст.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У результаті виконання кваліфікаційної роботи було проведено комплексний інженерний аналіз головного суднового дизельного двигуна типу 10ДКРН 92/347 (WinGD X92), що широко використовується як силова установка для великотоннажних морських суден.

У роботі:

- детально проаналізовано конструктивні особливості та функціональні елементи двигуна, зокрема крейцкопфний механізм, систему охолодження, мащення, повітропостачання та газообміну;
- за методикою Гриневецького–Мазінга виконано тепловий розрахунок робочого циклу, що дозволило визначити індикаторні параметри, максимальні тиски згоряння, індикаторну потужність та ефективний ККД;
- здійснено динамічний розрахунок зусиль у кривошипно-шатунному механізмі, побудовано графіки зміни газових, інерційних та дотичних сил, що дозволяє оцінити навантаження на елементи конструкції при обертанні колінчастого вала;
- розроблено принципову схему паливної системи двигуна, проведено підбір та розрахунок її основних компонентів, зокрема паливопідкачувальних насосів, фільтрів, підігрівачів, форсунок і паливних трубопроводів;
- запропоновано ефективні заходи з охорони праці при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті паливної системи, з урахуванням високих ризиків, пов'язаних з роботою під тиском і з легкозаймистими речовинами.

Результати досліджень можуть бути використані як основа для удосконалення конструкції сучасних суднових двигунів, підвищення їх надійності, паливної ефективності та безпечності експлуатації.

					<i>КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ</i>	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
2. Latarche M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
3. Черниш І. І., Кар'янський С. А., Оженко Є. М. Сучасні суднові дизелі: особливості конструкції, експлуатації та автоматизованого управління. Одеса : НУ «ОМА», 2019. – 217 с.
4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. – 332 с.
5. Дяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія : підручник. Харків : НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
6. Challen B., Baranescu R. Diesel Engine Reference Book. Second edition Butter-worth-Heinemann, 1999. – 675 p.
7. Bennett S. Modern Diesel Technology: Light Duty Diesels. New York: Delmar, 2012. – 412 p.
8. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.

					<i>КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ</i>	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		