

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.

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ЧН 25,5/40
(MaK 8M25C)**

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

О. С. Митрофанов

Здобувач освіти

В. А. Животовський

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко
«___» _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

- Животовському Владиславу Андрійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)
1. Тема роботи Розрахунок головного суднового двигуна 8ЧН 25,5/40 (МаК 8М25С)
д. т. н., доц. Митрофанов О. С.
2. Керівник роботи _____,
(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 Судновий двигун – МаК 8М25С, потужність двигуна – 2664 кВт; частота обертання колінчатого валу – 750 хв⁻¹; паливо – дизельне.
5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна 8ЧН 25,5/40; Розрахунок робочого циклу двигуна 8ЧН 25,5/40; Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ; Проєкт відцентрового насоса системи охолодження; Розрахунок систем двигуна 8ЧН 25,5/40; Забезпечення вимог охорони праці.
6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Двигун 8ЧН 25,5/40; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки; Відцентровий насос системи охолодження; Схеми систем двигуна 8ЧН 25,5/40.

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач освіти

Керівник роботи

_____	<u>/В. А. Животовський/</u>
(підпис)	(прізвище та ініціали)
_____	<u>/О. С. Митрофанов/</u>
(підпис)	(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведено результати розрахунків робочого циклу двигуна 8ЧН 25,5/40 (МаК 8М25С) потужністю 2664 кВт і його динамічних навантажень за умови його роботи з навантаженням у 750 хв⁻¹.

Кваліфікаційна робота включає в себе розрахунки і креслення спроектованого для використання двигуном відцентрового насоса системи охолодження. Розраховані основні елементи двигуна та його елементи. Крім того, в роботі наведені заходи щодо забезпечення охорони праці під час експлуатації двигуна.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 62 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. В роботі використано 9 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, система охолодження, відцентровий насос, робочий цикл

The qualification work presents the results of calculations of the duty cycle of the 8ЧН 25,5/40 engine (MaK 8M25C) with a capacity of 2664 kW and its dynamic loads under the condition of its operation with a load of 750 min⁻¹.

The qualification work includes calculations and drawings of the cooling system designed for use by the engine centrifugal pump. The main elements of the engine and its components are calculated. In addition, the work contains measures to ensure labor protection during the operation of the engine.

The qualification work is written in Ukrainian on 62 pages of calculation and explanatory note. The work uses 9 sources. The graphic part is presented in 4 drawings of A1 format.

Keywords: internal combustion engine, cooling system, centrifugal pump, working cycle

					КРБ.142.2227СТ.23.05.00	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		2

ЗМІСТ

Вступ	4
1 Опис конструкції двигуна 8ЧН 25,5/40	5
2 Розрахунок робочого циклу двигуна 8ЧН 25,5/40	11
2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна	11
2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна	11
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	15
3 Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ	21
4 Проєкт відцентрового насоса системи охолодження	27
5 Розрахунок систем двигуна типу 8ЧН 25,5/40	34
5.1 Паливна система	34
5.2 Система змащення	40
5.3 Система охолодження	44
5.4 Система повітропостачання і газовідводу	49
6 Забезпечення вимог охорони праці	54
Висновки	57
Список використаної літератури	58
Додаток А. Двигун 8ЧН 25,5/40	59
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки	60
Додаток В. Відцентровий насос системи охолодження	61
Додаток Г. Схеми систем двигуна 8ЧН 25,5/40	62

ВСТУП

Проектування і використання дизельних двигунів стало основою для використання будь-якого судна з великою тоннажністю чи судна, що потребує велику кількість енергії, що виробляється. Це, в першу чергу, зумовлено великим ККД дизельних двигунів, які за останні 30 років було суттєво вдосконалено завдяки новим технологіям та матеріалам.

Одним з ключових напрямків розвитку була і є покращена ефективність двигуна. Це досягалося шляхом застосування нових систем впорскування палива, аеродинамічних підшипників, нових матеріалів для підвищення термічної стійкості і зменшення ваги.

Не менш важливим напрямком було поліпшення надійності та тривалості роботи двигунів. Це досягалося завдяки застосуванню нових матеріалів та технологій обробки, що зменшує знос та забезпечує тривалу роботу без серйозних ремонтів.

Окрім цього, важливим кроком в розвитку дизельних двигунів було зменшення емісії шкідливих речовин. З цією метою були введені нові системи викиду, фільтри твердих частинок та каталізатори, які забезпечують ефективну очистку вихлопних газів. Такі розробки дали змогу зробити використання дизельних двигунів менш шкідливим для навколишнього середовища і продовжити їх використання. Попри вже винайдені цілком безпечні і нешкідливі для екології Землі агрегати, такі як сонячні панелі чи акумуляторні установки, використання ДВЗ і досі є однією з найпопулярніших джерел вироблення енергії.

Згідно завдання кваліфікаційної роботи ставиться за мету розрахунок чотиритактного судового середньообертного дизельного двигуна. В якості прототипу двигуна було обрано сучасний восьмициліндровий двигун MaK M25C (8CH25,4/40).

					КРБ.142.2227СТ.23.05.00	Лист
						4
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 8ЧН 25,5/40

Двигуни серії М25С є чотиритактними, нереверсивними, з турбонаддувом і проміжним охолодженням з безпосереднім уприскуванням палива. Вони випускаються в конфігураціях з 6, 8 та 9 робочими циліндрами.

В ході експлуатації ДВЗ цієї серії демонструють високу надійність і, як і затверджує компанія-виробник, високий рівень безпеки. Двигун МаК М25С є досить популярним в морському флоті завдяки своїй ефективності та надійності. Він використовується в різних типах суден, включаючи вантажні судна, танкери та пасажирські кораблі.

В якості двигуна-прототипу для курсової роботи було обрано двигун МаК 8М25С, який має наступні технічні характеристики:

- 1) спосіб організації робочого циклу – чотиритактний;
- 2) тип механізму головного руху – тронковий;
- 3) тип сумішоутворення – з внутрішнім сумішоутворенням;
- 4) спосіб подачі палива – з безпосереднім вприском палива;
- 5) реверсивність – нереверсивний;
- 6) розташування циліндрів – рядне;
- 7) кількість клапанів на циліндр – чотири;
- 8) діаметр робочого циліндру – 255 мм;
- 9) хід поршня – 400 мм;
- 10) відношення ходу поршня до діаметра циліндра – 1,57;
- 11) робочий об'єм циліндра – 20,4 л;
- 12) циліндрична потужність – 317–333 кВт;
- 13) середній ефективний тиск – 25,8 бар;
- 14) частота обертів – 720/750 об/хв;
- 15) середня швидкість поршня – 9,6/10 м/с;
- 17) ступінь стиснення – 15.

Поперечний розріз двигуна наведено на рисунку 1.1.

					КРБ.142.2227СТ.23.05.00	Лист
						5
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

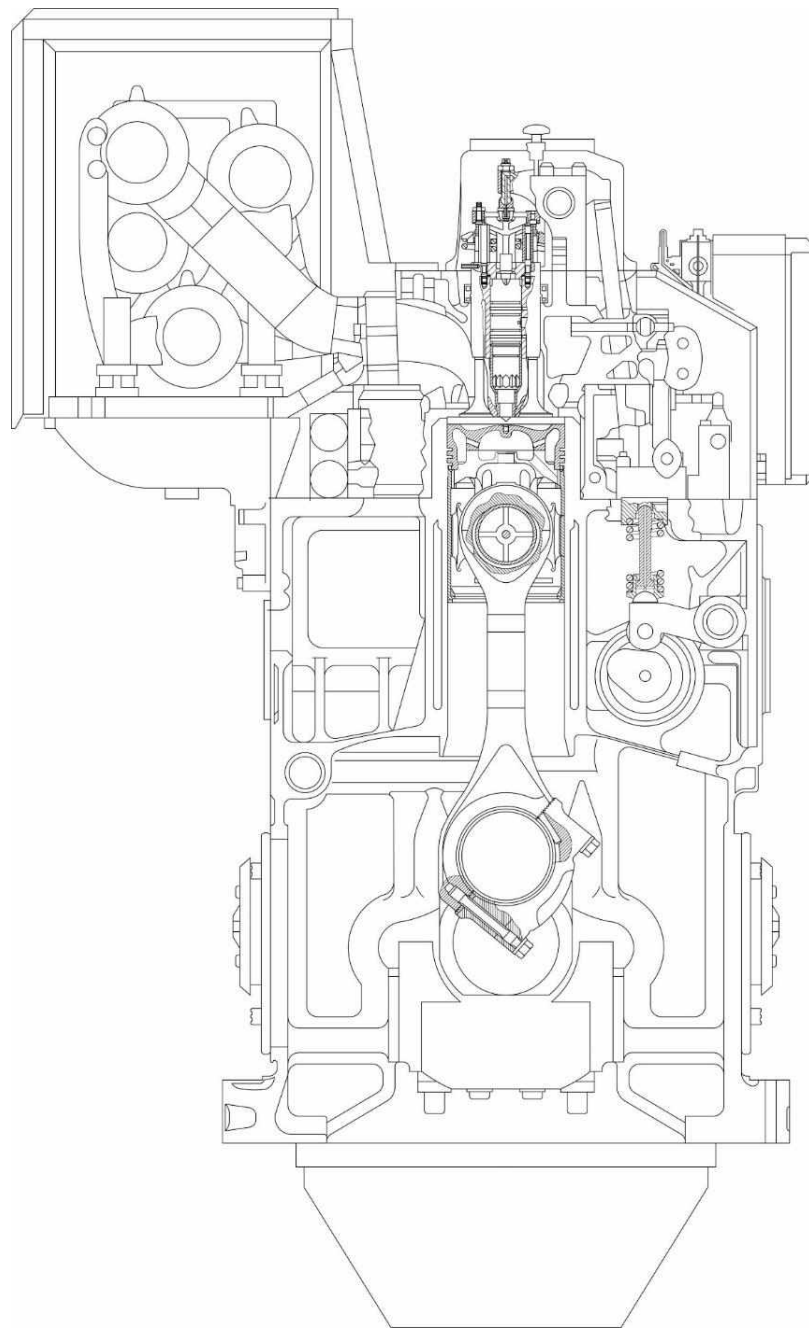


Рисунок 1.1 – Поперечний розріз двигуна типу МаК М25С (8ЧН25,5/40)

Двигун внутрішнього згоряння типу 8М25С (8ЧН25,4/40) призначений для роботи на важкому паливі до 700 сСт/50 °С. Суцільний сухий блок двигуна виготовлено з чавуну з шаровидним графітом, що включає в себе підшипник колінчастого валу, підшипник розподільчого валу, ресивер наддувного повітря, корпус гасителя вібрації і корпус редуктора [1].

Колінчастий вал (рис. 1.2) складається з корінних і шатунних валів, які взаємодіють між собою через кільця колінчастого валу. Колінчастий вал вироблено з стійкими до корозії вкладишами корінних і шатунних

					КРБ.142.2227СТ.23.05.00	Лист
						6
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

підшипників. Корінні вкладиші зазвичай розташовані в коренях колінчастого валу, а шатунні вкладиші вмонтовані в шатунні гільзи. Вкладиші підшипників мають точний діаметр і товщину, щоб забезпечити точний зазор між валом і вкладишем. Цей зазор дозволяє валу обертатися без тертя і ударів, що може пошкодити вал.

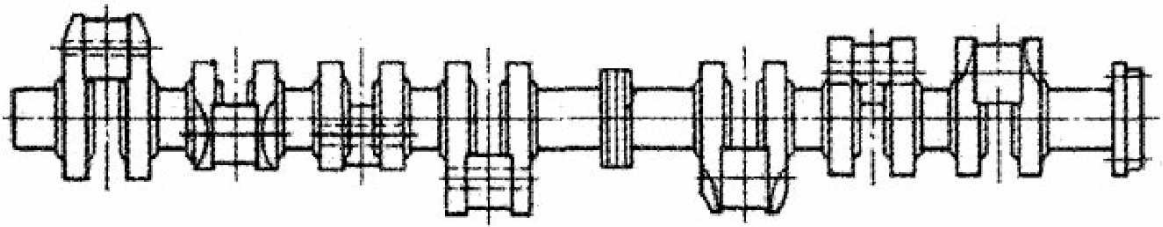


Рисунок 1.2 – Колінчастий вал

Поршні (рис. 1.3) композитного типу з сталевим днищем і юбкою виготовлені з чавуну з шаровидним графітом.

Сталеве днище поршня відповідає за міцність та стійкість до тертя під час роботи двигуна. Чавунна юбка з шаровидним графітом виготовлена за допомогою спеціальної технології лиття, що дозволяє отримати високу міцність та стійкість до зношування. Така конструкція поршнів дозволяє досягти високої ефективності роботи двигуна, забезпечуючи міцність та стійкість до зношування при роботі в найважчих умовах.

Виготовлення поршнів з композитних матеріалів дозволяє зменшити вагу поршня та забезпечити більш точне керування поршневим рухом, що дозволяє досягти високої продуктивності та покращити показники витрат палива.

Комплект поршневих кілець, що складається з двох хромованих компресійних кілець: першого з хромокерамічним покриттям і другого хромованого маслоз'ємного кільця. Основною перевагою хрому як матеріалу для компресійних кілець є його висока міцність, твердість та опір стиранню. Вона також добре стійка до окислення та корозії, що дозволяє компресійним

кільцям зберігати свої властивості протягом довгого часу. Усі кільцеві канавки загартовані і розташовані в сталевій короні [2].

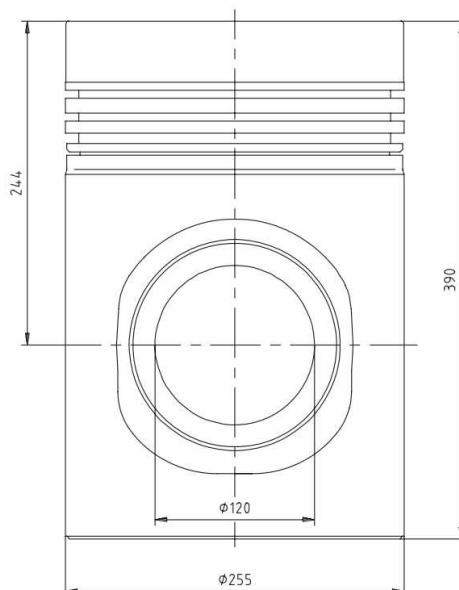


Рисунок 1.3 – Поршень

Шатун (рис. 1.4) двосоставний, повністю оброблений, з косим роз'ємом і зубчастим з'єднанням. Зв'язок між верхньою та нижньою частинами шатуна забезпечується косим роз'ємом, який дозволяє підвищити міцність шатуна та зменшити його вагу. Шатунна нога має циліндричну форму та містить отвір для кріплення підшипника.

Двосоставний шатун дозволяє зменшити вагу інерції двигуна та збільшити його ефективність, що робить його популярним в застосуваннях з високими обертами. Він також забезпечує більш точне розташування поршня та зменшення зносу в підшипниках, що забезпечує довговічність та надійність роботи двигуна.

Зубчасте з'єднання використовується для кріплення верхньої частини шатуна до поршня. Воно забезпечує надійне з'єднання і дозволяє передавати від поршня до шатуна великі обсяги енергії. Такий шатун має більшу міцність та стійкість до зношування, забезпечує більш точну передачу енергії від поршня до колінчастого вала, та зменшує вагу шатуна, що дозволяє покращити ефективність роботи двигуна [1; 2].

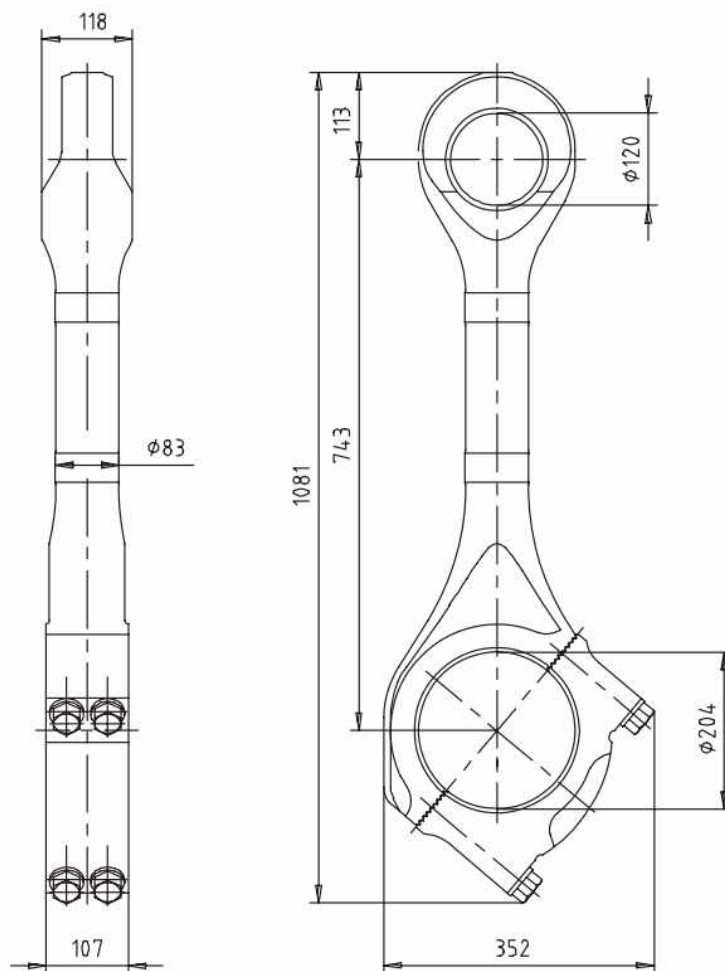


Рисунок 1.4 – Шатун

Головка блоку циліндрів (рис. 1.5) з чавуну з шаровидним графітом з двома впускними і двома випускними клапанами. Випускні клапани мають безпосереднє охолодження.

Чавун з шаровидним графітом володіє високою міцністю та стійкістю до зношування, що робить його ідеальним матеріалом для виготовлення головки блоку циліндрів. Дві впускні та дві випускні клапани дозволяють підвищити продуктивність двигуна шляхом покращення прохідності повітря та випуску відпрацьованих газів.

Головка блоку циліндрів також містить канали для циркуляції охолоджуючої рідини, що дозволяє підтримувати стабільну температуру двигуна. Для поліпшення теплопередачі, головка блоку циліндрів може мати ребра охолодження та спеціальні канали [2].

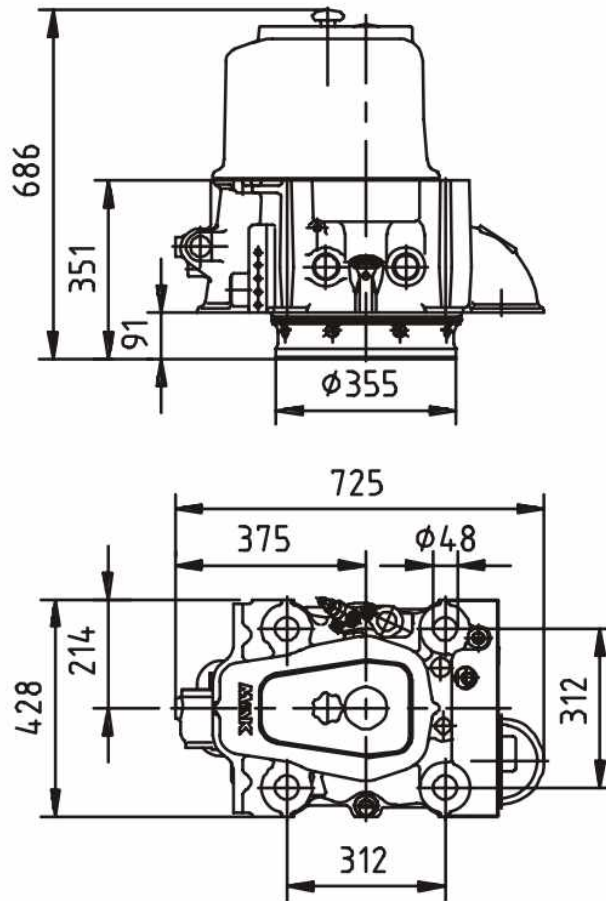


Рисунок 1.5 – Головка блоку циліндрів

Турбокомпресор обладнаний внутрішніми підшипниками, що змащуються моторним маслом.

Двигун має двоступінчасту систему охолодження прісною водою з двоступінчастим охолоджувачем наддувочного повітря, а також охолодження форсунки для роботи на важкому паливі з моторним маслом.

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 8ЧН 25,5/40

2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунок роботи двигуна проводився за умови його використання на номінальному режимі. Розрахунки були виконані за методикою Гріневецького-Мазінга, що дозволяє побачити дійсні характеристики і показники двигуна MaK 8M25C.

Розрахунок показників виконано в середовищі MathCad, для створення діаграм використано середовище Microsoft Excel.

2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна

Вихідні дані:

Ефективна потужність, кВт:	$N_e = 2664$
Частота обертання, хв^{-1} :	$n = 750$
Тиск навколишнього середовища, МПа:	$P_0 = 0,1013$
Температура навколишнього середовища, К:	$T_0 = 293$
Тиск повітря за компресором, МПа:	$P_k = 0,425$
Коефіцієнт продувки:	$\phi_a = 1,1$
Коефіцієнт залишкових газів:	$y_r = 0,03$
Коефіцієнт використання тепла в точці z:	$\epsilon_z = 0,89$
Коефіцієнт використання тепла в точці b:	$\epsilon_b = 0,93$
Ступінь стиснення:	$\epsilon = 15$
Ступінь підвищення тиску при згорянні:	$\lambda = 1,277$
Підігрів заряду від стінок циліндра, К:	$\Delta T_a = 15$
Частка ходу поршня втрачена на продувку:	$\phi_n = 0,08$
Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми:	$\zeta = 1$
Механічний ККД двигуна:	$\eta_m = 0,935$

Адіабатний ККД компресора:	$\eta_{k.ad} = 0,87$
Втрата тиску в повітроохолоджувачі, МПа:	$\Delta P_{ox} = 0,004$
ККД системи охолодження:	$\eta_0 = 0,075$
Температура залишкових газів, К:	$T_r = 750$
Масовий склад палива, (кг / кг):	$C = 0,875$
	$H = 0,123$
	$S = 0$
	$O = 0,002$
Нижча теплота згоряння палива, (кДж / кг):	$Q_H = 42700$
Кількість циліндрів:	$i = 8$
Діаметр циліндра, м:	$D_c = 0,255$
Хід поршня, м:	$S_c = 0,4$
Коефіцієнт тактності:	$z = 0,5$
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння:	$\alpha = 1,97$
Показник адіабати повітря:	$k_e = 1,4$
Механічний ККД турбокомпресора:	$\eta_{t.m} = 0,95$
Адіабатний ККД турбокомпресора:	$\eta_{t.ad} = 0,73$
Коефіцієнт втрати тиску на впуску:	$\epsilon_p = 0,97$
Ставлення тиску за компресором до тиску перед турбіною:	$\psi_t = 0,785$

Результати розрахунку робочого циклу двигуна представлені у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1. Результати розрахунку робочого циклу двигуна.

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Температура повітря за компресором	T_k	К	463,907
Температура повітря в ресивері	T_s	К	335,727
Температура повітря в кінці процесу наповнення	T_a	К	362,356

Тиск повітря в ресивері двигуна	P_s	МПа	0,421
Тиск заряду в кінці процесу наповнення	P_a	МПа	0,409
Коефіцієнт наповнення	η_H	—	0,86
Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згорання	C''_u	кДж/(моль · К)	
Теплоємність суміші повітря і залишкових газів на ході стиснення	b_c a_{vs}	кДж/(моль · К)	0,0025 19,278
Середній показник політропи стиснення	n_1	—	1,367
Тиск в кінці стиснення	P_c	МПа	16,568
Температура в кінці стиснення	T_c	К	979,032
Дійсна кількість повітря для згорання	L	кмоль/кг	0,972
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0	—	1,0317
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β	—	1,0308
Частка палива, що згоріла в точці z	x_z	—	0,957
Коефіцієнт молекулярної змін в точці z	β_z	—	1,029
Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z	ΔM m a_{vz} b_z	—	0,0308 1,062 19,866 0,00305
Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b	a_{vb} b_b	кДж/(моль · К)	19,891 0,003
Максимальна температура згорання	T_z	К	$1,975 \cdot 10^3$
Максимальний тиск згорання	P_z	МПа	21,153
Ступінь попереднього розширення	ρ	—	1,627
Ступінь подальшого розширення	δ	—	9,222

Середній показник політропи розширення і температура в кінці процесу розширення	n_2 T_b	К К	1,268 $1,089 \cdot 10^3$
Тиск в кінці процесу розширення	P_b	МПа	1,265
Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i	МПа	3,03
Питома індикаторна витрата палива	g_i	Кг/(кВт · год)	2,788
Дійсний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	0,172
Індикаторний ККД	η_i	–	0,49
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	2,607
Ефективний ККД двигуна	η_e	–	0,458
Питома ефективна витрата палива	g_e	Кг/(кВт · год)	0,1839
Ефективна потужність двигуна	N_e	–	$2,665 \cdot 10^3$
Порівняння заданої і отриманої ефективної потужностей двигуна	ΔN	%	0,026
Витрата повітря через компресор	G	Дж/(кг · К)	4,227
Витрата газів через турбіну	G_t	кг/с	4,363
Тиск газу перед турбіною	P_r	МПа	0,334
Температура газу перед турбіною	T_t	К	822,058
Загальна кількість продуктів згоряння	M_s	к · моль	1,006
Універсальна газова стала для відпрацьованих газів	R_t	Дж/(кг · К)	287,095
Показник адіабати розширення газу в турбіні	k_t	–	1,371
Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k	–	4,217
Дійсний тиск наддуву	P_{kd}	МПа	0,4272
Порівняння заданого і отриманого тиску наддуву	ΔP_k	%	0,4

2.3 Розрахунок та побудова індикаторних діаграм

Індикаторні діаграми використовуються для вивчення роботи двигуна та виявлення проблем у його роботі. Основна мета використання індикаторних діаграм – отримання інформації про стан роботи двигуна та ефективність його роботи. За допомогою індикаторної діаграми можна визначити показники, такі як ступінь стиснення, коефіцієнт корисної дії двигуна, його потужність, кількість палива, яке споживається тощо.

Крім того, індикаторні діаграми дозволяють визначити проблеми з двигуном, такі як несправність випускних клапанів, знос поршневих кілець та циліндрів, забруднення свічок запалювання. Це дає можливість вчасно виявляти проблеми та здійснювати ремонт двигуна, що сприяє підвищенню його ефективності та тривалості роботи [3].

Результати розрахунку представлені в таблиці 2.2 та на рисунках 2.1, 2.2 і 2.3.

Для обчислення точок політропи стиснення і розширення використані наступні формули:

а) для процесу стиснення:

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

б) для процесу розширення:

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

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

Для діаграми T–V обчислюють за такими формулами:

а) для процесу стиснення:

$$T = \frac{T_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1-1}}$$

б) для процесу розширення:

$$T = \frac{T_z \cdot \rho^{n_2-1}}{(\frac{V}{V_c})^{n_2-1}}$$

Для T–S діаграми ентропія S обчислюється за формулою:

$$S = C_{vm} + R \cdot \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{P}{P_0}\right)$$

де C_{vm} – питома ізохорна мольна теплоємність робочого тіла. В нашому випадку вона не є постійною, оскільки ця величина отримується з теплоємностей робочого тіла та температури кожної окремої точки роботи.

Для розрахунку та побудови індикаторних діаграм використовувалися такі дані:

Ступінь стиснення	$\varepsilon = 15$
Показник політропи стиснення	$n_1 = 1,37$
Показник політропи розширення	$n_2 = 1,27$
Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1,277$
Ступінь попереднього розширення	$\rho = 1,627$
Тиск в кінці наповнення, МПа	$p_a = 0,409$
Температура повітря в кінці наповнення, К	$T_a = 362,35$
Коефіцієнт молекулярної зміни	$\beta_z = 1,031$
Коефіцієнти газу в кінці стиснення	$a_{vc} = 19,278$ $b_c = 0,0025$
Коефіцієнти газу у точці z	$a_{vz} = 19,86$ $b_z = 0,003$
Коефіцієнти газу в точці b	$a_{vb} = 19,89$ $b_b = 0,003$
Тиск навколишнього середовища, МПа	$p_0 = 0,1$
Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 273$
Газова стала, кДж/(моль · К)	$R = 8,314$

Процес розрахунку та побудову діаграми було проведено в середовищі Microsoft Excel і виконано аналітичним способом. Метою розрахунку є

отримання індикаторних діаграм, які згодом стануть вихідними даними для динамічного розрахунку на міцність двигуна.

Таблиця 2.2. Результати розрахунку для побудови індикаторних діаграм.

V/V_c	p	T	$C_{vm},$ кДж/(кмоль·К)	s , кДж/(кмоль·К)
1	21,33827	1260,297	22,99845401	3,413648
1	16,70969	986,9202	21,75615658	-3,80628
1,56	9,086312	837,1937	21,38019328	-4,10991
1,84	7,247161	787,5886	21,25563505	-4,17523
2,12	5,968816	747,3736	21,15465515	-4,21321
2,4	5,035921	713,8449	21,07046459	-4,2337
2,68	4,32936	685,2865	20,99875433	-4,2425
2,96	3,77832	660,5476	20,93663495	-4,24325
3,24	3,338272	638,8228	20,88208394	-4,2383
3,52	2,979922	619,5284	20,83363591	-4,22926
3,8	2,683273	602,2296	20,79019854	-4,21725
4,08	2,434243	586,5942	20,75093806	-4,20305
4,36	2,222654	572,3636	20,71520508	-4,18725
4,64	2,04098	559,3329	20,68248496	-4,17028
4,92	1,883546	547,3372	20,65236364	-4,15245
5,2	1,745998	536,242	20,62450356	-4,13401
5,48	1,624946	525,9364	20,59862629	-4,11514
5,76	1,517713	516,328	20,57449971	-4,09598
6,04	1,422158	507,3391	20,55192857	-4,07666
6,32	1,336552	498,9037	20,53074716	-4,05725
6,6	1,259485	490,9653	20,5108138	-4,03782
6,88	1,189795	483,4753	20,49200653	-4,01843
7,16	1,126516	476,3917	20,47421963	-3,99912
7,44	1,068842	469,6778	20,45736099	-3,97992
7,72	1,016091	463,3014	20,44134986	-3,96086
8	0,967687	457,2342	20,42611515	-3,94195
8,28	0,923138	451,4512	20,41159395	-3,92322
8,56	0,882022	445,93	20,39773035	-3,90468
8,84	0,843973	440,6509	20,38447449	-3,88633
9,12	0,808678	435,5961	20,3717817	-3,86819
9,4	0,77586	430,7494	20,35961185	-3,85024
9,68	0,745279	426,0967	20,34792876	-3,83251
9,96	0,716726	421,6247	20,3366997	-3,81499
10,24	0,690013	417,3218	20,32589498	-3,79768
10,52	0,664977	413,1771	20,31548761	-3,78057
10,8	0,641472	409,1808	20,30545298	-3,76368
11,08	0,619368	405,324	20,29576856	-3,747
11,36	0,598549	401,5985	20,28641376	-3,73052

11,64	0,578912	397,9967	20,27736962	-3,71424
11,92	0,560364	394,5116	20,26861872	-3,69817
12,2	0,542819	391,137	20,26014499	-3,68229
12,48	0,526204	387,8668	20,2519336	-3,66661
12,76	0,51045	384,6957	20,24397079	-3,65112
13,04	0,495494	381,6184	20,23624384	-3,63582
13,32	0,48128	378,6304	20,22874091	-3,62071
13,6	0,467757	375,7272	20,221451	-3,60577
13,88	0,454878	372,9048	20,21436386	-3,59102
14,16	0,4426	370,1593	20,20746992	-3,57644
14,44	0,430885	367,4872	20,20076026	-3,56203
14,72	0,419696	364,8851	20,19422651	-3,54779
15	0,409	362,35	20,18786085	-3,53372
15	0,581306	508,2343	21,4534794	3,97302
15	0,753613	654,1187	21,9013443	9,717758
15	0,925919	800,003	22,34920919	14,57051
15	1,098225	945,8873	22,79707409	18,84448
15	1,270532	1091,772	23,24493899	22,71595
14,73254	1,299897	1097,088	23,2612604	22,70198
14,46508	1,330497	1102,529	23,27796253	22,68803
14,19762	1,36241	1108,098	23,29506154	22,67411
13,93016	1,395716	1113,803	23,31257461	22,66023
13,6627	1,430507	1119,648	23,33052002	22,64639
13,39524	1,466879	1125,641	23,34891721	22,63262
13,12778	1,504938	1131,787	23,36778694	22,61891
12,86032	1,544798	1138,095	23,38715134	22,60528
12,59286	1,586585	1144,571	23,40703407	22,59175
12,3254	1,630437	1151,225	23,42746049	22,57833
12,05794	1,676504	1158,064	23,44845773	22,56503
11,79048	1,72495	1165,099	23,47005496	22,55188
11,52302	1,775956	1172,34	23,49228353	22,5389
11,25556	1,829722	1179,797	23,5151772	22,52611
10,9881	1,886469	1187,483	23,53877241	22,51353
10,72064	1,94644	1195,41	23,56310852	22,5012
10,45318	2,009907	1203,592	23,58822818	22,48914
10,18572	2,077169	1212,045	23,61417766	22,47739
9,91826	2,148564	1220,784	23,64100727	22,466
9,6508	2,224467	1229,828	23,66877182	22,45499
9,38334	2,3053	1239,196	23,6975312	22,44443
9,11588	2,391538	1248,909	23,72735097	22,43436
8,84842	2,483716	1258,991	23,75830311	22,42485
8,58096	2,582444	1269,468	23,79046686	22,41598
8,3135	2,688412	1280,368	23,82392968	22,40782
8,04604	2,802412	1291,723	23,85878845	22,40045
7,77858	2,925351	1303,567	23,89515079	22,394
7,51112	3,058274	1315,94	23,93313672	22,38857
7,24366	3,202393	1328,886	23,97288053	22,3843
6,9762	3,359119	1342,454	24,01453315	22,38136

					КРБ.142.2227СТ.23.05.00	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		18

6,70874	3,530103	1356,699	24,05826489	22,37992
6,44128	3,717293	1371,684	24,10426886	22,38019
6,17382	3,922996	1387,48	24,15276511	22,38243
5,90636	4,149972	1404,171	24,20400576	22,38694
5,6389	4,401539	1421,851	24,25828138	22,39405
5,37144	4,681728	1440,628	24,31592905	22,40419
5,10398	4,995478	1460,633	24,37734256	22,41785
4,83652	5,348901	1482,015	24,44298552	22,43565
4,56906	5,749649	1504,954	24,51340854	22,45831
4,3016	6,207422	1529,665	24,58927176	22,48676
4,03414	6,734691	1556,409	24,67137521	22,52213
3,76668	7,347741	1585,505	24,76070017	22,56586
3,49922	8,068224	1617,351	24,85846685	22,61981
3,23176	8,925525	1652,448	24,96621649	22,68639
2,9643	9,96048	1691,443	25,08593129	22,76881
2,69684	11,23144	1735,184	25,22021515	22,87142
2,42938	12,82455	1784,813	25,37257545	23,0003
2,16192	14,8722	1841,916	25,54788131	23,16424
1,89446	17,58794	1908,778	25,753148	23,37637
1,627	21,33827	1988,849	25,9989665	23,65738
1,5225	21,33827	1867,424	25,62619076	20,77897
1,418	21,33827	1745,998	25,25341501	17,80531
1,3135	21,33827	1624,573	24,88063926	14,72084
1,209	21,33827	1503,148	24,50786352	11,50623
1,1045	21,33827	1381,722	24,13508777	8,137092
1	21,33827	1260,297	22,99845401	3,413648

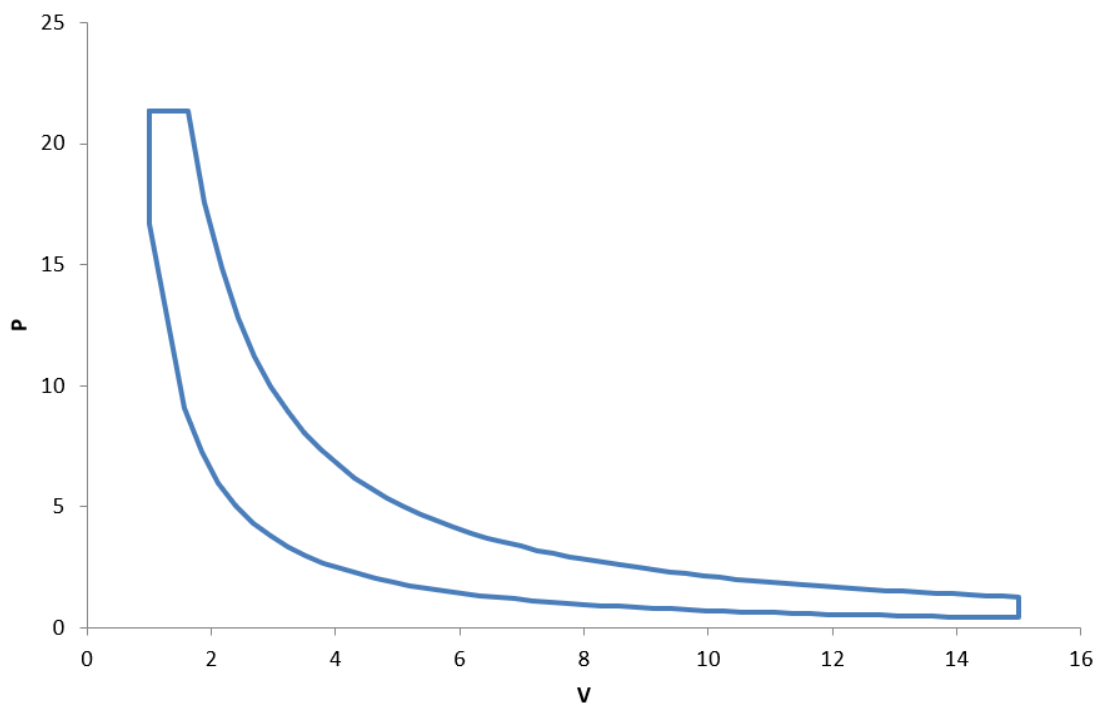


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма в P-V координатах

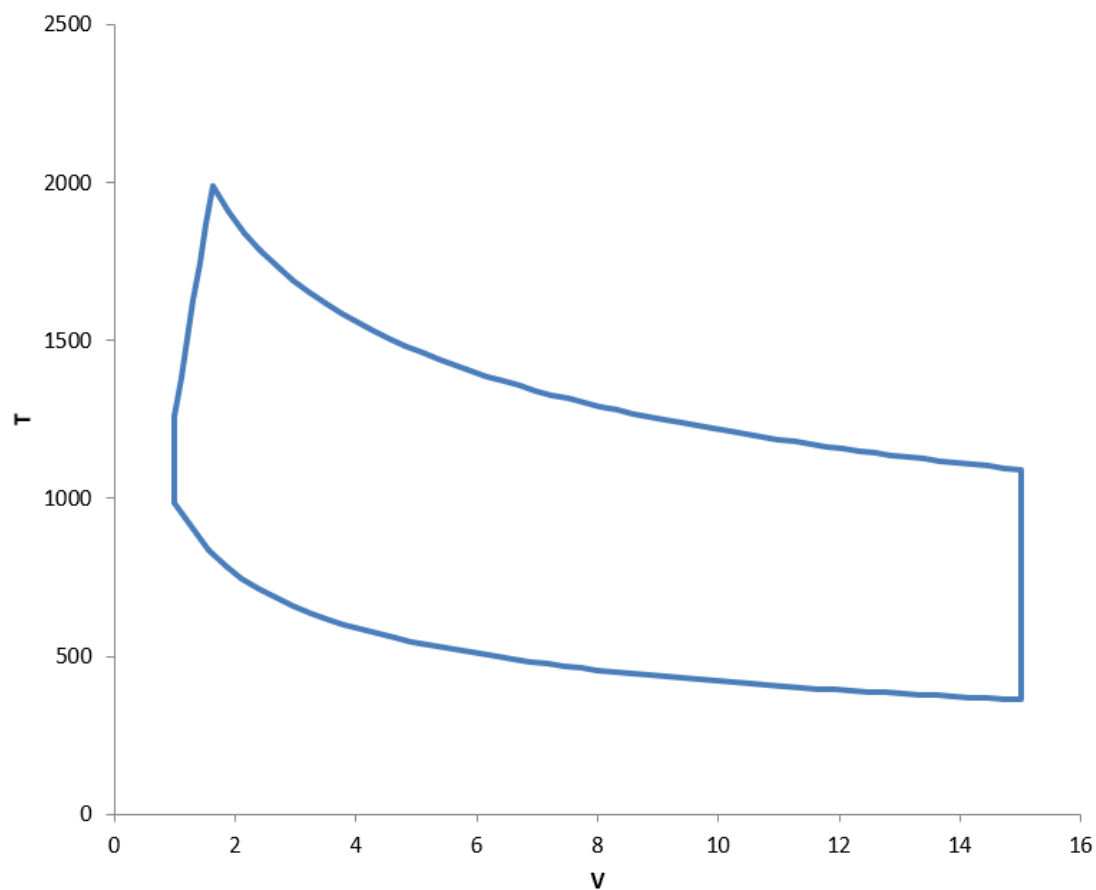


Рисунок 2.2 – Індикаторна діаграма в T-V координатах

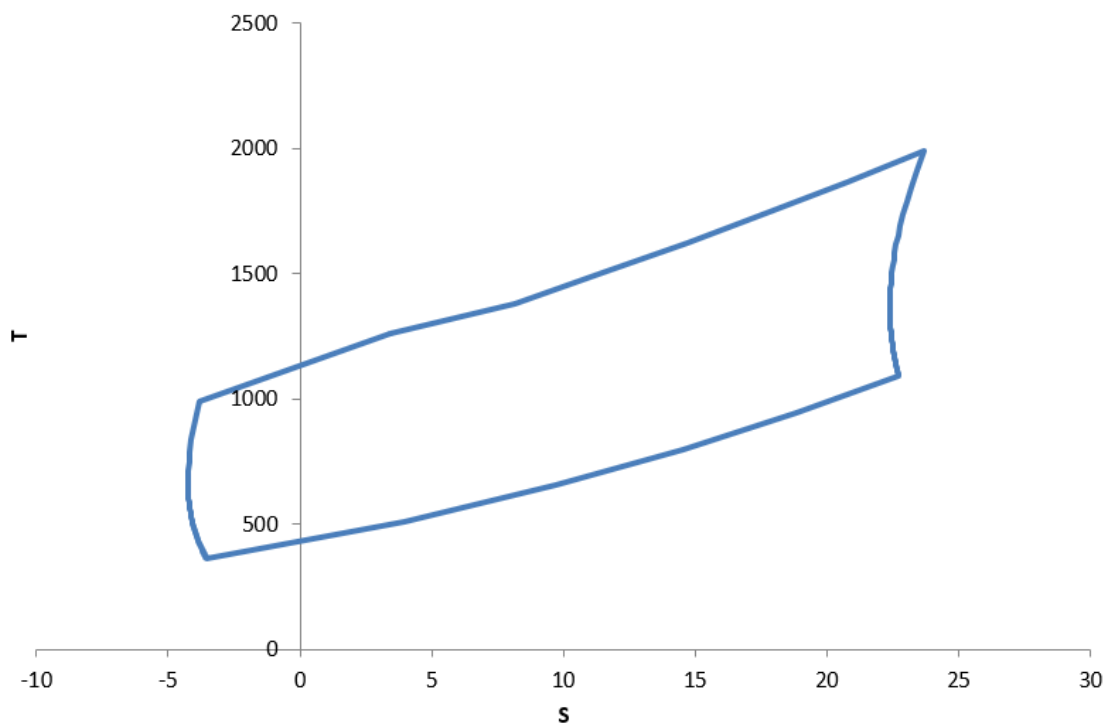


Рисунок 2.3 – Індикаторна діаграма в T-S координатах

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ, ДІЮЧИХ У КШМ

Діаграми динаміки сил є важливим інструментом для аналізу руху та напружень у кривошипно-шатунному механізмі (КШМ). Ці діаграми візуалізують, які сили виникають у кривошипі та шатуні під час роботи двигуна.

У кривошипно-шатунному механізмі кривошип є основним елементом, який перетворює рух поступальний у обертальний. Цей елемент піддається значним навантаженням під час роботи двигуна або механізму, тому діаграми динаміки сил дозволяють оцінити напруження, які виникають у кривошипі та шатуні, та підібрати оптимальний розмір та форму цих елементів. Крім того, діаграми динаміки сил дозволяють визначити оптимальний режим роботи механізму, зменшити знос та поломки та підвищити ефективність його роботи. Діаграми є важливою складовою інженерної та конструкторської діяльності під час розробки нових і модернізації старих механізмів [4].

Діаграми будуються на підставі розрахунку робочого циклу та з урахуванням зміни дії визначених сил під час руху колінчастого валу. Сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, поділяються на: P_r – силу від тиску газів на поршень, P_j – силу інерції мас, що рухаються поступово, $P_{дв}$ – рушійна сила, N – нормальна сила, що притискує поршень до втулки, Q – сила, що тисне вздовж шатуна, T – дотична сила (сила, дотична до кривошипа), Z – радіальна сила, що діє вздовж кривошипу.

Сили, що діють у КШМ показані на рисунку 3.1. Розрахунок динамічних зусиль виконано в середовищі Microsoft Excel і представлено в таблиці 3.1 і 3.2. Діаграми, побудовані на основі цих розрахунків, зображені на рисунках 3.2, 3.3 і 3.4.

Вихідні дані:

Діаметр поршня, м

$D = 0,225$

Частота обертання, $хв^{-1}$

$N = 750$

					КРБ.142.2227СТ.23.05.00	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		21

Максимальний тиск згоряння, МПа	$P_z = 21$
Тиск на початку стиску, МПа	$P_a = 0,36$
Тиск наддуву, МПа	$P_k = 0,365$
Тиск залишкових газів, МПа	$P_r = 0,265$
Кривошипно-шатунне відношення	$\lambda = 0,269$
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово, кг	$m = 53$
Радіус кривошипа, м	$r = 0,371$
Ступінь стиснення	$\varepsilon = 15$
Показник політропи стиснення	$n_1 = 1,34$
Показник політропи розширення	$N_2 = 1,258$
Ступінь попереднього розширення	$\rho = 1,763$
Кутова швидкість кривошипа, с	$\omega = 78,5$
Довжина шатуна, м	$L_{III} = 0,743$
Приведена маса шатуна, кг	$m_{r_{III}} = 79$

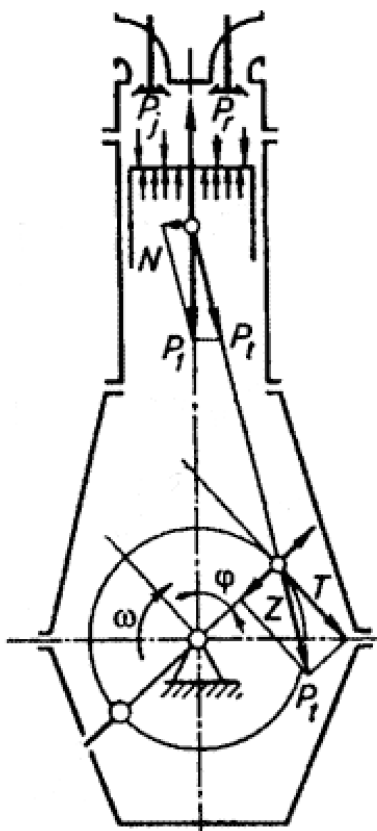


Рисунок 3.1 – Сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Таблиця 3.1. Результати розрахунку динамічних зусиль, діючих у кривошипно-шатунному механізмі.

j°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,3650	-3,8692	-3,5042	0,0000	-3,5042	0,0000
15	0,3650	-3,6554	-3,2904	-0,2295	-3,1189	-1,0732
30	0,3650	-3,0506	-2,6856	-0,3634	-2,1441	-1,6575
45	0,3650	-2,1560	-1,7910	-0,3448	-1,0226	-1,5102
60	0,3650	-1,1144	-0,7494	-0,1778	-0,2207	-0,7379
75	0,3650	-0,0788	0,2862	0,0761	0,0006	0,2961
90	0,3650	0,8202	1,1852	0,3267	-0,3267	1,1852
105	0,3650	1,4994	1,8644	0,4956	-0,9613	1,6726
120	0,3650	1,9346	2,2996	0,5456	-1,6223	1,7187
135	0,3650	2,1560	2,5210	0,4854	-2,1258	1,4394
150	0,3650	2,2304	2,5954	0,3512	-2,4233	0,9936
165	0,3650	2,2348	2,5998	0,1813	-2,5581	0,4978
180	0,3600	2,2288	2,5888	0,0000	-2,5888	0,0000
195	0,3657	2,2348	2,6005	-0,1813	-2,5588	-0,4979
210	0,3839	2,2304	2,6143	-0,3538	-2,4409	-1,0008
225	0,4179	2,1560	2,5738	-0,4956	-2,1704	-1,4696
240	0,4745	1,9346	2,4091	-0,5716	-1,6996	-1,8005
255	0,5668	1,4994	2,0662	-0,5493	-1,0654	-1,8536
270	0,7201	0,8202	1,5402	-0,4246	-0,4246	-1,5402
285	0,9870	-0,0788	0,9082	-0,2414	0,0018	-0,9397
300	1,4864	-1,1144	0,3720	-0,0883	0,1096	-0,3663
315	2,5103	-2,1560	0,3544	-0,0682	0,2023	-0,2988
330	4,7924	-3,0506	1,7418	-0,2357	1,3906	-1,0750
345	9,5251	-3,6554	5,8697	-0,4093	5,5638	-1,9146
360	13,5602	-3,8692	9,6910	0,0000	9,6910	0,0000
375	21,0000	-3,6554	17,3446	1,2095	16,4406	5,6574
390	16,1411	-3,0506	13,0906	1,7714	10,4511	8,0793
405	8,7963	-2,1560	6,6403	1,2785	3,7914	5,5995
420	5,3781	-1,1144	4,2637	1,0116	1,2557	4,1983
435	3,6618	-0,0788	3,5829	0,9525	0,0073	3,7074
450	2,7235	0,8202	3,5437	0,9769	-0,9769	3,5437
465	2,1754	1,4994	3,6748	0,9769	-1,8948	3,2968
480	1,8412	1,9346	3,7757	0,8959	-2,6637	2,8219
495	1,6341	2,1560	3,7900	0,7297	-3,1960	2,1640

510	1,5090	2,2304	3,7394	0,5060	-3,4914	1,4315
525	1,4418	2,2348	3,6766	0,2564	-3,6177	0,7039
540	1,4206	2,2288	3,6494	0,0000	-3,6494	0,0000
555	0,2650	2,2348	2,4998	-0,1743	-2,4597	-0,4786
570	0,2650	2,2304	2,4954	-0,3377	-2,3299	-0,9553
585	0,2650	2,1560	2,4210	-0,4661	-2,0415	-1,3823
600	0,2650	1,9346	2,1996	-0,5219	-1,5518	-1,6439
615	0,2650	1,4994	1,7644	-0,4691	-0,9097	-1,5829
630	0,2650	0,8202	1,0852	-0,2992	-0,2992	-1,0852
645	0,2650	-0,0788	0,1862	-0,0495	0,0004	-0,1926
660	0,2650	-1,1144	-0,8494	0,2015	-0,2502	0,8364
675	0,2650	-2,1560	-1,8910	0,3641	-1,0797	1,5946
690	0,2650	-3,0506	-2,7856	0,3769	-2,2239	1,7192
705	0,2650	-3,6554	-3,3904	0,2364	-3,2137	1,1059
720	0,2650	-3,8692	-3,6042	0,0000	-3,6042	0,0000

Розрахунок сумарних дотичних сил дозволяє оцінювати при розробці і модернізації двигунів, які деталі двигуна можуть зазнавати надмірного зносу та потребувати підтримки або заміни. Врахування сумарних дотичних сил допомагає збільшити тривалість та надійність роботи двигуна, зменшити витрати на обслуговування та ремонт, та підвищити його ефективність.

Таблиця 3.2. Результати розрахунку сумарних дотичних сил за умови, що кут заклинки дорівнює 90 °.

j°	T _Σ								T _Σ	T ^{cp} _Σ
	Номер циліндра									
	1	2	3	4	5	6	7	8		
0	0,000	1,185	0,000	-1,540	0,000	3,544	0,000	-1,085	2,10	5,22
15	-1,073	1,673	-0,498	-0,940	5,657	3,297	-0,479	-0,193	7,44	5,22
30	-1,658	1,719	-1,001	-0,366	8,079	2,822	-0,955	0,836	9,48	5,22
45	-1,510	1,439	-1,470	-0,299	5,599	2,164	-1,382	1,595	6,14	5,22
60	-0,738	0,994	-1,801	-1,075	4,198	1,431	-1,644	1,719	3,09	5,22
75	0,296	0,498	-1,854	-1,915	3,707	0,704	-1,583	1,106	0,96	5,22
90	1,185	0,000	-1,540	0,000	3,544	0,000	-1,085	0,000	2,10	5,22
									31,31	

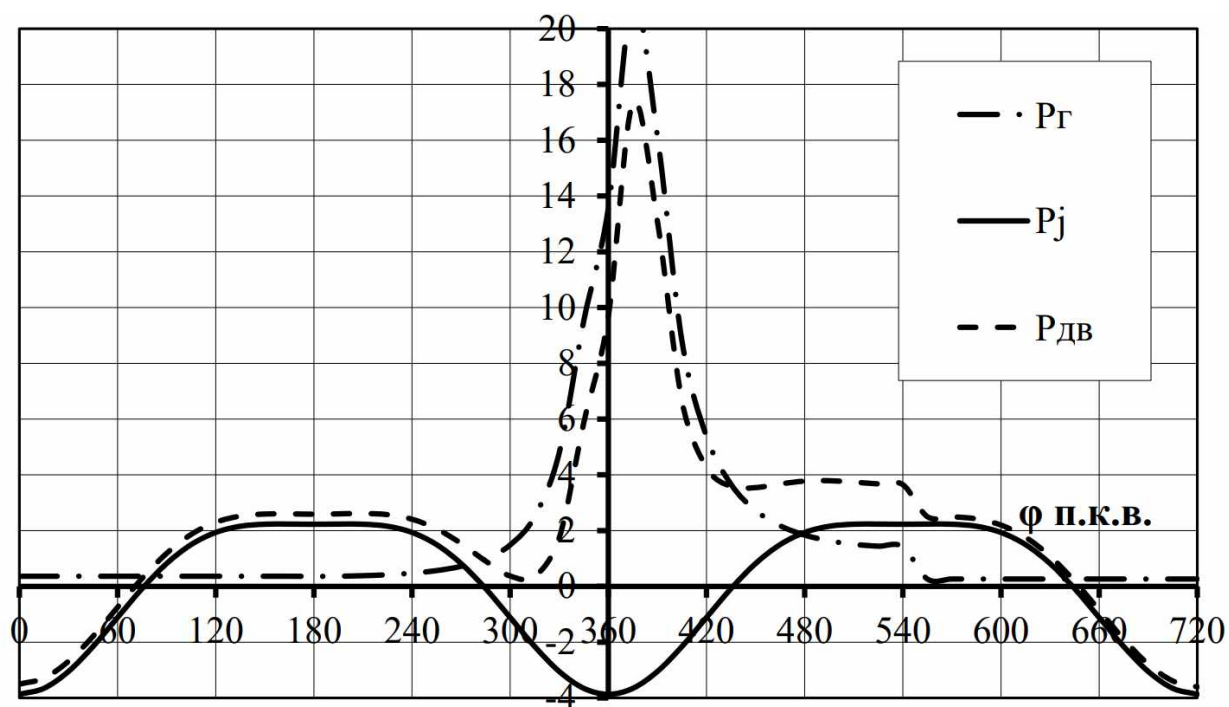


Рисунок 3.2 – Діаграма зміни діючих на двигун сил P_r , P_j , P_{dv} в залежності від зміни кута повороту колінчастого валу

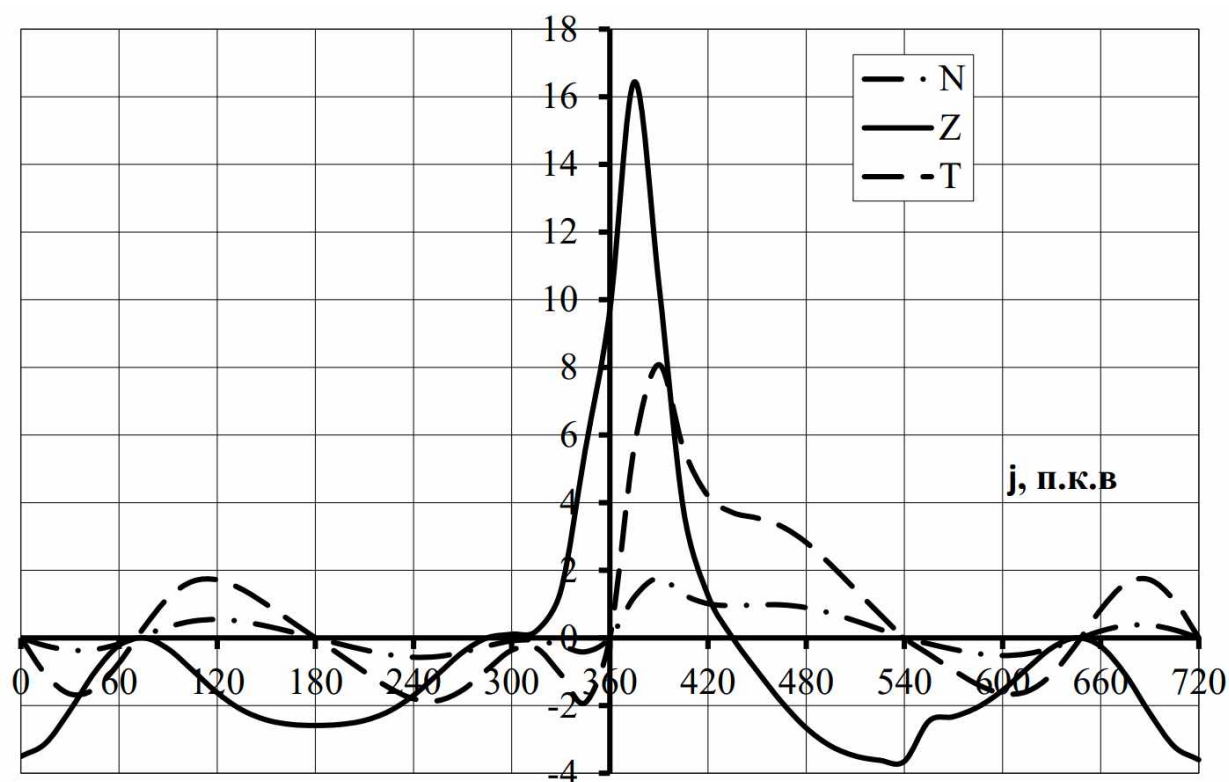


Рисунок 3.3 – Діаграма зміни діючих на двигун сил N , Z , T в залежності від зміни кута повороту колінчастого валу

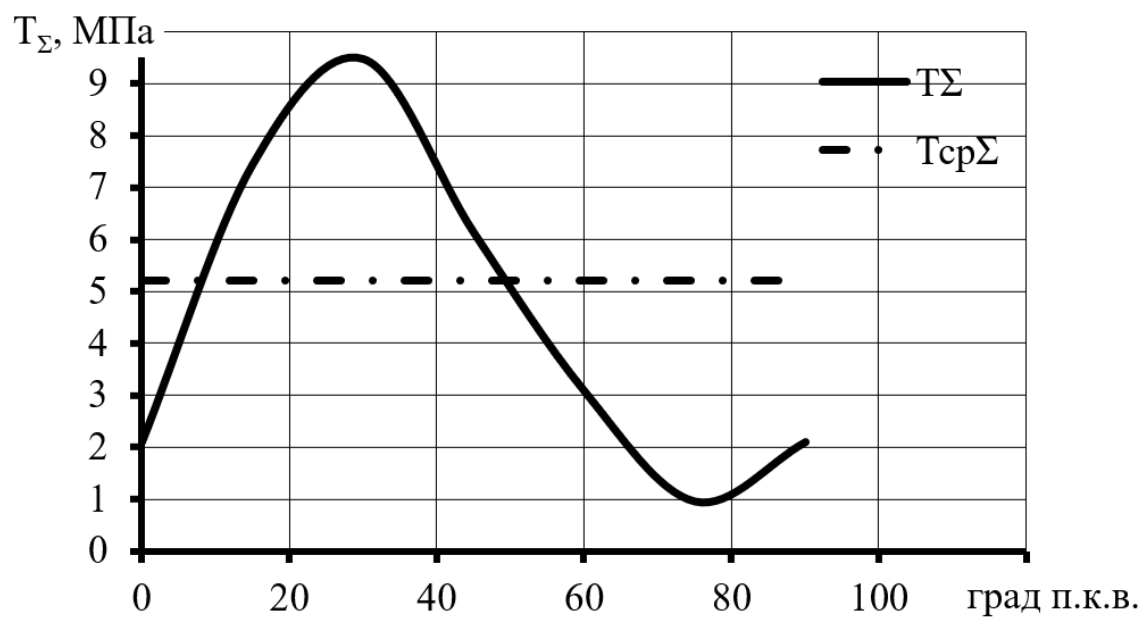


Рисунок 3.4 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки
колінчастого валу

РОЗДІЛ 4

ПРОЄКТ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

Проектування насосу системи водопостачання прісної побутової води зі звичайною температурою виконується при заданих значеннях витрати Q та питомої роботи L . Цей насос повинен розміщуватися над рівнем рідини у ємності де тиск повітря над рівнем рідини звичайний. Такий насос буде за звичай мати привід від електродвигуна перемінного струму.

Цілю проектування є розрахунок та побудова теоретичних профілів основних елементів проточної частини насосу, до яких належить колесо та спіральний відвідний канал. На підставі цих елементів виконано розріз насосу з дотриманням розмірів та особливостей конструкції [5].

Всі необхідні для розрахунку значення були розраховані через використання програми розрахунку відцентрового насосу, реалізованої в програмному середовищі Microsoft Excel. Значення насосу розраховувалися до отримання оптимальних параметрів насосу, що проєктується. Результати розрахунку насосу системи охолодження двигуна наведено в таблиці 4.1.

Вихідні дані:

Значення витрати, $\text{м}^3/\text{год}$ $Q = 80$

Питома робота, Дж/кг $L = 310$

Таблиця 4.1. Розрахунок насосу системи охолодження двигуна.

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Коефіцієнт швидкохідності	n_s	—	91,95
Кутова швидкість обертання ротору насоса	ω	м/с	235,5
Об'ємний ККД	η_o	—	0,968
Гідравлічний ККД	η_r	—	0,84
Приведений (середньоквадратичний) діаметр на вході в колесо	$D_{1\text{пр}}$	м	0,088
Коефіцієнт вхідного діаметру	k_{D1}	—	4,1

Коефіцієнт, що залежить від С	k_{co}	—	0,076
Приведений діаметр на вході в колесо, перше наближення	$D'_{1пр}$	м	0,07
Коефіцієнт, що враховує тертя дисків колеса о воду	$\eta_{мвн}$	—	0,912
Коефіцієнт, що враховує втрати в сальниках та підшипниках	$\eta_{сп}$	—	0,95
ККД насоса	η	—	0,705
Діаметр вала ротора насосу	d_v	м	0,0192
Крутний момент на валу ротора насосу	M_k	Н · м	41
Потужність на привід вала ротора насосу	N_v	Вт	9669
Діаметр маточини робочого колеса	$d_{ст}$	м	0,023
Ширина колеса	B_k	м	0,041
Швидкість рідини в кільцевому прийомному отворі робочого колеса	c_o	м/с	3,68
Діаметр входу в робоче колесо	D_o	м	0,095
Діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса	D_1	м	0,095
Приведений діаметр в другому наближенні	$D''_{1пр}$	м	0,0616
Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_1	u_1	м/с	11,23
Швидкість рідини в районі повороту протока в робочому колесі	c'_1	м/с	3,68
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями на вході	k_1	—	1,53
Кут безударного входу	β_{10}	град.	26,75

Кут установки лопаті на вході	β_1	град.	27,5
Кут атаки	δ	град.	0,78
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо	C_{1m}	м/с	5,66
Відносна швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса	w_{10}	м/с	12,58
Відносна швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса	w_1	м/с	12,26
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса	C_{2m}	м/с	4,3
Для литих коліс з відносно великою товщиною	k	—	6,5
Оптимальна кількість лопатей робочого колеса	z	шт	12
Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса	D'_2	—	0,2
Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса, друге наближення	D''_2	м	0,19
Питома робота колеса з нескінченним числом лопатей	L_∞	Дж/кг	443,7
Теоретична питома робота колеса	L_T	Дж/кг	363,85
Зовнішній діаметр робочого колеса	D_2	м	0,197
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями на вході	k_1	—	1,53
Товщина лопаті на вході	Δ_1	м	0,004

Перетин лопаті на вході, нормальний до радіуса	ΔS_1	м	0,0087
Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_2	u_2	м/с	23,27
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса	c'_{2m}	м/с	4,6
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями	k_2	—	1,03
Товщина лопаті на виході	Δ_2	м	0,001
Перетин лопаті на виході, нормальний до радіуса	ΔS_2	м	0,0015
Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при скінченному числі лопатей	c_{2u}	м/с	15,6
Швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса	c'_2	м/с	16,2
Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей	$c_{2u\infty}$	—	19
Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса	w_2	м/с	8,76
Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі	w_1/w_2	—	1,4
Оптимальне співвідношення відносних швидкостей			
Відносна швидкість по-току рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей	$w_{2\infty}$	—	6,09

Спроектований насос (рис. 4.1) можна класифікувати за наступними ознаками:

- 1) за принципом підведення енергії потоку рідини – динамічний або лопатевий;
- 2) по вигляду робочих органів і по особливості робочого процесу – відцентровий;
- 3) по числу ступіней (послідовно включених коліс) – одноступінчатий;
- 4) за призначенням – циркуляційний насос для системи побутового водопостачання – прісної побутової води;
- 5) по роду приводу – автономний електронасос;
- 6) по розташуванню колеса щодо опор – консольний.

Насос складається з системи рухомих (ротор в зборі) і нерухомих елементів (корпусні деталі).

Колесо 1 насаджено на конус валу 2 і закріплено болтом 3, застопореним пластинчастим замком 4. Опорами вала служать шарикопідшипники 18 і 22, розміщені в кронштейні 20.

На циліндричному кінці валу на шпонці 15 посаджена приводна шестерня з лабіринтною втулкою 25 і відбійником 23 закріплена на валу гайкою 16.

Переміщення валу з колесом в осьовому напрямку обмежується шарикопідшипником 22, зовнішнє кільце якого затиснуте між стопорним кільцем 21 і фланцем 24.

Підшипники змащуються маслом, що надходить з корпусу редуктора через канал а. Ущільненням, що перешкоджає попаданню мастила у водяну порожнину, є відбійник 23, фланець 24 і втулка 25.

Витік води з насоса вздовж валу запобігається торцевим ущільненням, що складається з вклеєного в пластмасову обойму 12 вуглеграфітного кільця 13, сталевого фланця 14, гумової втулки 10 і прокладки 9. При цьому гумова втулка кільцем 13, притертим торцем до фланця 14 [6].

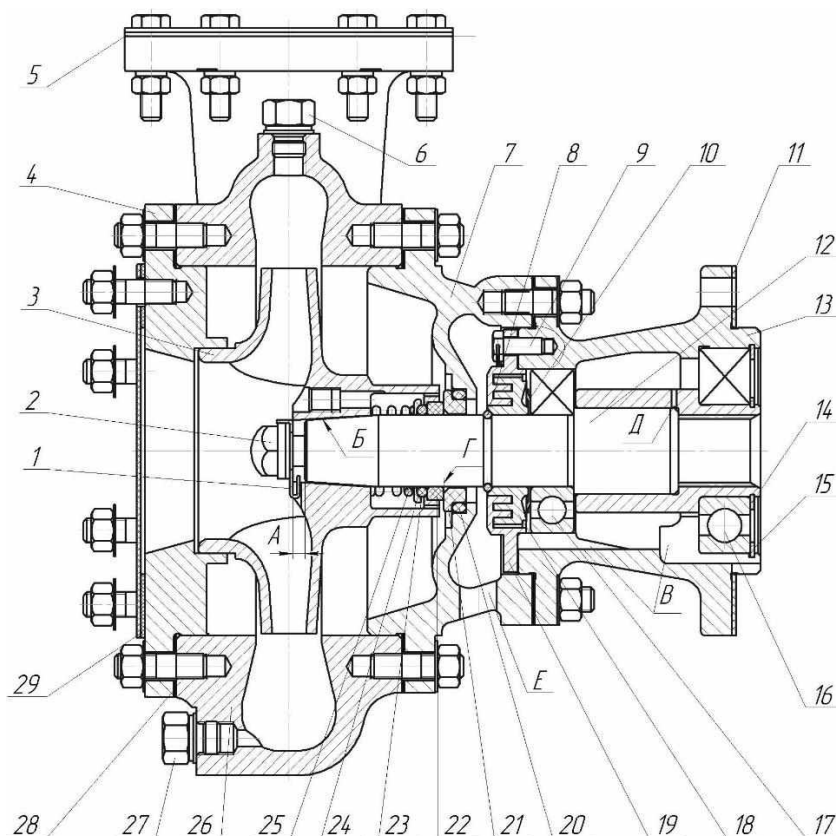


Рисунок 4.1 – Уніфікований відцентровий консольний насос:

1 – колесо; 2 – вал; 3 – болт; 4 – замок; 5, 14, 24 – фланці; 6 – пробка;
 7 – равлик; 8 – пружина; 9 – прокладка; 10, 11, 28 – втулки; 12 – обойма;
 13, 21, 27 – кільця; 15 – шпонка; 16 – шпонка; 17 – зубчасте колесо;
 18, 22 – шарикопідшипники; 19 – розпірна втулка; 20 – кронштейн;
 23 – відбійник; 25 – лабіринтна втулка; 26 – корпус; а, б – канали; в – зазор

Вода, що просочилися і мастило стікають з корпусу по каналу б. Пробки 6 служать для зливу води і випуску повітря з равлика насоса. Замість верхньої пробки в отвір може бути вкручений штуцер. З передньої сторони насос закритий фланцем 5, якого кріпиться труба, що підводить воду до насоса.

При роботі насосу рідина поступає в колесо через всмоктуючий патрубок, а виходить з нього через щілину між двома дисками на зовнішньому діаметрі колеса. Рідина, яка вилітає з диска, збирається спіралевидним відводом, який охоплює колесо по периметру. З відводу рідина поступає в нагнітальний патрубок, звідки прямує до споживача. Для того, щоб насос почав працювати, його колесо і всмоктуючий канал повинні бути повністю

заповнені водою. При обертанні колеса вода, яка знаходиться в міжлопатевих каналах, буде залучена лопатками в окружний рух. Відцентрова сила, яка виникає при цьому, переміщатиме частинки по радіусу при одночасному обертальному русі. У зв'язку з видаленням з міжлопатевих каналів колеса порцій рідини під дією описаного процесу, у вхідній частині колеса виникає область зниженого тиску. В цю область зі всмоктуючого патрубку переміщатимуться нові порції рідини під дією більш високого тиску у всмоктуючому патрубку, ніж у вхідній області колеса. Цей процес відбувається безперервно.

Порції рідини в колесі під впливом робочих лопаток отримують кінетичну енергію і відповідно збільшують свою абсолютну швидкість. У відносному русі по каналах колеса ці порції переміщаються від менших поперечних перетинів каналів до більших, що викликає зменшення відносної швидкості руху порцій при одночасному збільшенні їх абсолютної швидкості. Порції рідини, які вилітають з колеса, продовжують уповільнювати свою швидкість, вже в абсолютному русі, із-за переміщення по каналу, перетин якого розширюється у напрямку руху потоку рідини. Уповільнення швидкості течії, відповідно до законів гідромеханіки, супроводжується зростанням тиску рідини або перетворенням кінетичної енергії в потенційну. В результаті на виході з насоса споживач отримує потік із заданим надмірним тиском і порівняно низькою швидкістю, прийнятною для використання в системах, де застосовуються такі насоси.

Оскільки тиск за заднім диском колеса поблизу валу ротора знижений, сальникове ущільнення не може прокачуватися водою з цієї області. Нормальна робота сальникового ущільнення у такому разі забезпечується подачею до сальника води через спеціальний канал в корпусі, що підводить воду з відводу, в якому тиск близький до максимального у водяному тракті насоса [5; 6].

					КРБ.142.2227СТ.23.05.00	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		33

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 25,5/40

Системи двигуна забезпечують ефективну роботи двигуна. Їх головною метою є забезпечення правильного змішування палива та повітря в циліндрах двигуна, створення запалювання для початку роботи двигуна, забезпечення оптимальної температури роботи, подачу в двигун необхідної кількості повітря та відведення відпрацьованих газів.

В кваліфікаційній роботі розглянуто систему паливopодачі, систему змащення, систему охолодження і систему повітрopостачання і газовідводу. Кожна з цих систем має свою важливу роль у забезпеченні ефективної роботи двигуна.

5.1 Паливна система

Паливна система двигунів МаК серії М25С за принципом дії відноситься до паливних систем з безпосереднім упорскуванням. Конструктивно система складається з паливних насосів золотникового типу і форсунок (рис. 5.2), що механічно замикаються, охолоджуваних мастилом.

Паливна система з прямим впорскуванням палива є більш ефективною та економічною в порівнянні з іншими системами впорскування палива. У цій системі паливо впорскується безпосередньо в циліндр двигуна, що дозволяє точніше контролювати кількість та час вприскування палива, завдяки чому зменшується витрата палива.

Двигун типу МаК М25С призначений для роботи як на легкому, так і важкому дизельному паливі з в'язкістю до 700 сСт при 50 °С. При використанні легкого та важкого дизельних палив досягається в'язкість 1,5-6.0 сСт і 11 сСт при 40 °С відповідно [1].

Схема паливної системи двигунів МаК серії М25С представлена на рисунку 5.1.

					КРБ.142.2227СТ.23.05.00	Лист
						34
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

Привід паливного насоса високого тиску реалізований за допомогою кулачкової шайби, розташованої на розподільчому валі.

При номінальній частоті обертання колінчастого валу тиск палива перед ПНВТ становить 1,5-3 бар при роботі на легкому дизельному паливі та 4-5 при роботі на важкому паливі.

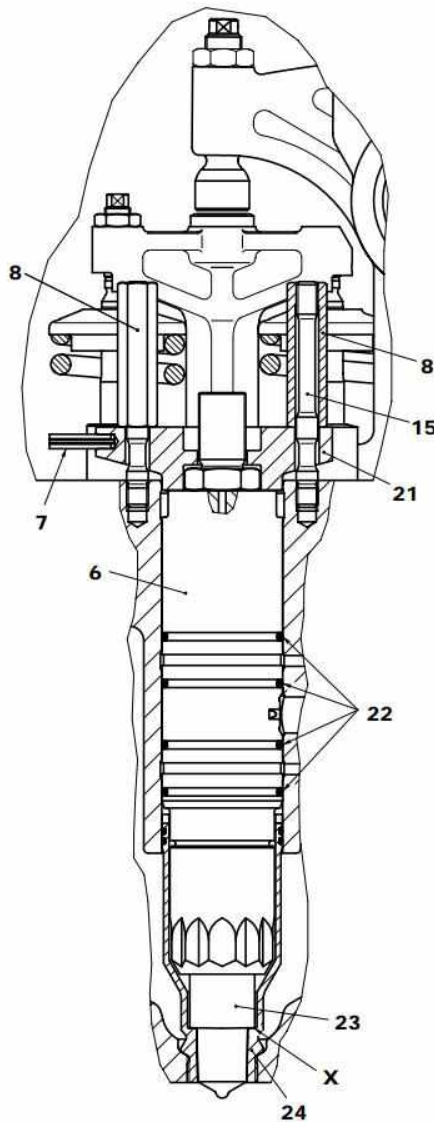


Рисунок 5.2 – Паливна форсунка двигуна типу MaK M25C: 8 – гайка; 15 – шпилька; 22 – ущільнювальні кільця; 23 – сопло; 24 – втулка

Системою двигуна передбачено використання декількох видів насосів.

Паливопідкачуючий насос – насос гвинтового типу з механічним ущільненням. Можлива установка як вертикально, так і горизонтально. Висота подачі 5 бар.

Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата

КРБ.142.2227СТ.23.05.00

Лист

36

Бустерні насоси – насос гвинтового типу з механічним ущільненням з такою ж можливістю установки і висотою подачі, як і у паливopідкачуючого насосу.

Технічною документацією, що постачається компанією-виробником двигуна надається можливість розрахувати ємність бустерного насосу за формулою:

$$V = 0,4 \cdot \frac{P_{eng.}}{1000}$$

Ємність циркулюючих насосів також можна розрахувати за формулою:

$$V = 0,7 \cdot \frac{P_{eng.}}{1000}$$

Передбачена системою кількість циркулюючих насосів – 2, гвинтові насоси з механічним ущільненням.

Паливна система для звичайного має три фільтри: здвоєний фільтр тонкого очищення палива (DF1), здвоєний фільтр попереднього очищення палива (DF2) і фільтр грубої очистки палива (DF3).

Фільтр тонкого очищення палива остаточно очищає паливо для подачі його в паливну апаратуру (ступінь фільтрації підбирається виходячи з конструкції паливної апаратури).

Фільтр грубої очистки затримує великі забруднення і фракції домішок в дизельному паливі. Сам фільтруючий елемент знаходиться всередині свого стакана.

Паливна система важкого палива потребує чотирьох фільтрів: фільтр тонкого очищення палива (HF1), фільтр первинної очистки палива (HF2), фільтр грубої очистки палива (HF3) і самоочисний паливний фільтр (HF4).

Фільтр тонкого очищення (HF1) має розмір осередку 34 мкм, не має підігріву, а на сам фільтр встановлено індикацію перепаду тисків та сигналізацію.

Самоочисний фільтр (HF4, рис. 5.3) повинен мати сферичну сітку, розмір якої має дорівнювати 10 мкм, тип 6.60. В документації як виробника зазначено марку Boll & Kirch, DN 50, без байпасного фільтра.

Завдяки використанню фільтрів кількох рядів очищення, з палива видаляються механічні домішки з дисперсністю понад 4,1 мкм [1].

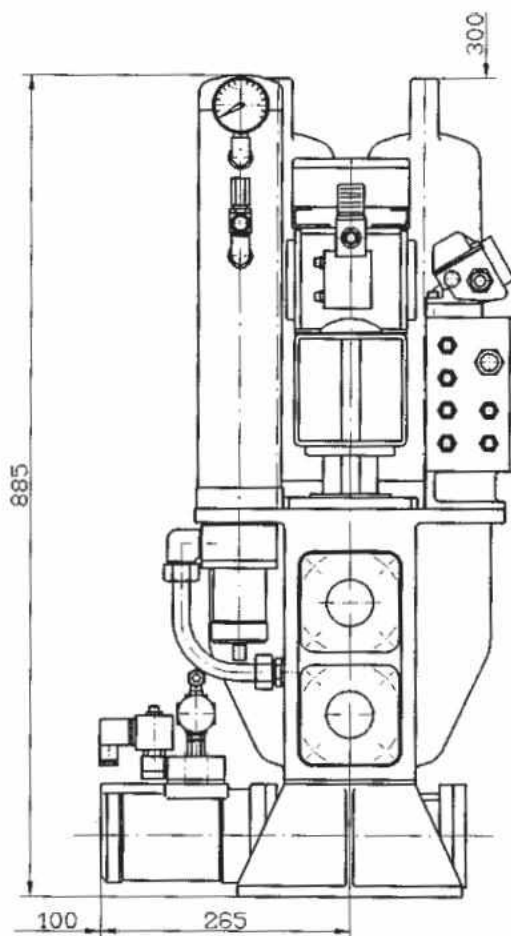


Рисунок 5.3 – Самоочисний фільтр двигуна МаК 8М25С

Виконано розрахунок циклової подачі, запас палива, об'єм витратної цистерни, продуктивність паливопідкачуючого насосу (ППН), потужність приводу (ППН), площі поверхонь фільтруючих елементів, пропускної здатності сепаратора, параметрів плунжера ПНВТ (хід і діаметр) і основні розміри форсунок.

Розрахунок проводився з використанням паспортних та довідкових даних, наведених в спеціальній літературі та посібниках з використання двигуна. Необхідні для розрахунку дані визначалися згідно рекомендацій компанії-виробника двигуна. Всі необхідні значення були розраховані в програмному середовищі MathCAD.

Результати розрахунку паливної системи двигуна наведено в таблиці 5.1.

					КРБ.142.2227СТ.23.05.00	Лист
						38
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

Вихідні дані:

Питома ефективна витрата палива, г/кВт · год	$g_e = 183,9$
Номінальна потужність двигуна, кВт	$N_e = 2664$
Кількість обертів на хвилину	$n = 750$
Коефіцієнт тактності двигуна	$z = 0,5$
Кількість циліндрів	$i = 8$

Таблиця 5.1. Результати розрахунку паливної системи двигуна.

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Запас палива	$G_{\text{ЛТ}}$	т	25,87
Коефіцієнт захаращення цистерни елементами конструкції	K_1	—	1,03
Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	K_2	—	1,04
Щільність палива при максимальній температурі в секції	$\rho_{\text{ш}}$	кг/м ³	860
Об'єм витратної цистерни	$V_{\text{вц}}$	м ³	2,347
Коефіцієнт запасу подачі палива	K_w	—	2
Продуктивність паливопідкачуючого насоса	$W_{\text{ппн}}$	м ³ /год	1,139
ККД поршневих паливопідкачувальних насосів	$\eta_{\text{н}}$	—	0,8
Потужність паливопідкачуючого насоса	$N_{\text{ппн}}$	—	0,99
Швидкість фільтрації	$v_{\text{м}}$	м/с	0,05
Площа поверхонь фільтруючих елементів	$F_{\text{ф}}$	м ²	0,021
Коефіцієнт живого перетину	$k_{\text{ж.с}}$	—	0,3
Добова витрата палива	$V_{\text{доб}}$	м ³ /год	13,67
Кількість сепараторів	$n_{\text{с}}$	шт	1
Час роботи сепаратора	$\tau_{\text{с}}$	год	22
Пропускна здатність сепаратора	$W_{\text{сеп}}$	м ³ /год	0,72

Дизельні двигуни MaK здатні використовувати різноманітні види палива. Для належної роботи двигунів MaK необхідно дотримуватися мінімальних вимог Caterpillar до систем зберігання.

Для двигунів MaK дозволено використовувати дві групи паливних продуктів:

- чисті дистилляти: газойль, судновий газойль, дизельне паливо;
- дистиллят/змішані палива: судновий газойль, суднове дизельне паливо.

Різниця між дистиллятом/змішаним паливом і чистими дистиллятами полягає в їх вищій щільності, вмісті сірки та в'язкості [1; 7].

5.2 Система змащення

Моторне мастило виконує декілька основних функцій:

- очищення двигуна від бруду та часток зносу;
- транспортування бруду та часток зносу до фільтрів;
- охолодження частин, що піддаються впливу тепла, таких як поршень, гільза циліндра, клапани або головка циліндра;
- захист підшипників від ударів запалювання циліндра;
- змащення металевих поверхонь/зменшення зносу та тертя;
- нейтралізація корозійних продуктів згоряння;
- захист від корозії металевих поверхонь.

Необхідний клас в'язкості SAE для двигуна MaK 8M25C – 40.

Від якості мастила залежить знос і, відповідно, термін служби двигуна. Тому до мастильних матеріалів висуваються високі вимоги.

Необхідний постійний рівномірний розподіл присадок за будь-яких умов експлуатації, ідеальне очищення (миючий ефект) і диспергуюча здатність, запобігання утворенню відкладень в процесі згоряння в двигуні, а також достатня лужність для нейтралізації кислотних залишків горіння. TBN (загальне лужне число) має бути від 30 до 40 КОН/г при роботі з важким

					КРБ.142.2227СТ.23.05.00	Лист
						40
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

паливом. Для роботи з дизельним паливом TVN становить 12-20 в залежності від вмісту сірки.

Циркуляційна кількість:

- приблизно 0,8 л/кВт із конструкцією з мокрим картером;
- приблизно 1,3 л/кВт з окремим баком.

Інтервали заміни мастила залежать від кількості і якості палива, якості обробки мастила (фільтр, сепаратор) і навантаження двигуна. Безперервними перевірками зразків можна досягти оптимального стану [1].

За типом основний масляний насос є насосом шестеренного типу. Резервний силовий насос попереднього змащування призначений лише для суден внутрішнього плавання та багатомоторних установок. Передбачена можливість роботи з всмоктувальним насосом з високим рівнем наповненості бака. Масляна система двигуна MaK M25C будь-якої серії має декілька видів фільтрів: дуплексний масляний фільтр і самоочисний масляний фільтр. Дуплексні масляні фільтри призначені для механічного очищення мастила від твердих домішок у системі змащення. В основному використовується для фільтрату гідравлічного масла, мастила, дизельного палива, мазута і важкої нафти. Для самоочисного фільтру розмір сферичної сітки має бути 30 мкм, тип 6.46, марка виробника в технічній документації зазначена як Boll & Kirch. Без байпасного фільтра. Без обробки промивним маслом. Для дуплексного фільтру розмір стки має бути 80 мкм. Встановлено індикацію перепаду тиску та сигналізацію.

Змащувальна система двигуна MaK 8M25C має охолоджувач мастила. Відокремлений охолоджувач пластинчастого типу складається з пластин з нержавіючої сталі. Вентиляція картера розташована у верхній частині блоку двигуна поблизу турбокомпресора. Вентиляційна труба повинна бути оснащена конденсатовідвідником і дренажем. Для кожного двигуна це необхідно встановлювати окремо. Максимальний тиск в картері дорівнює 150 Па [7].

Змащувальна система двигуна типу MaK M25C наведена на рисунку 5.4.

					КРБ.142.2227СТ.23.05.00	Лист
						41
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

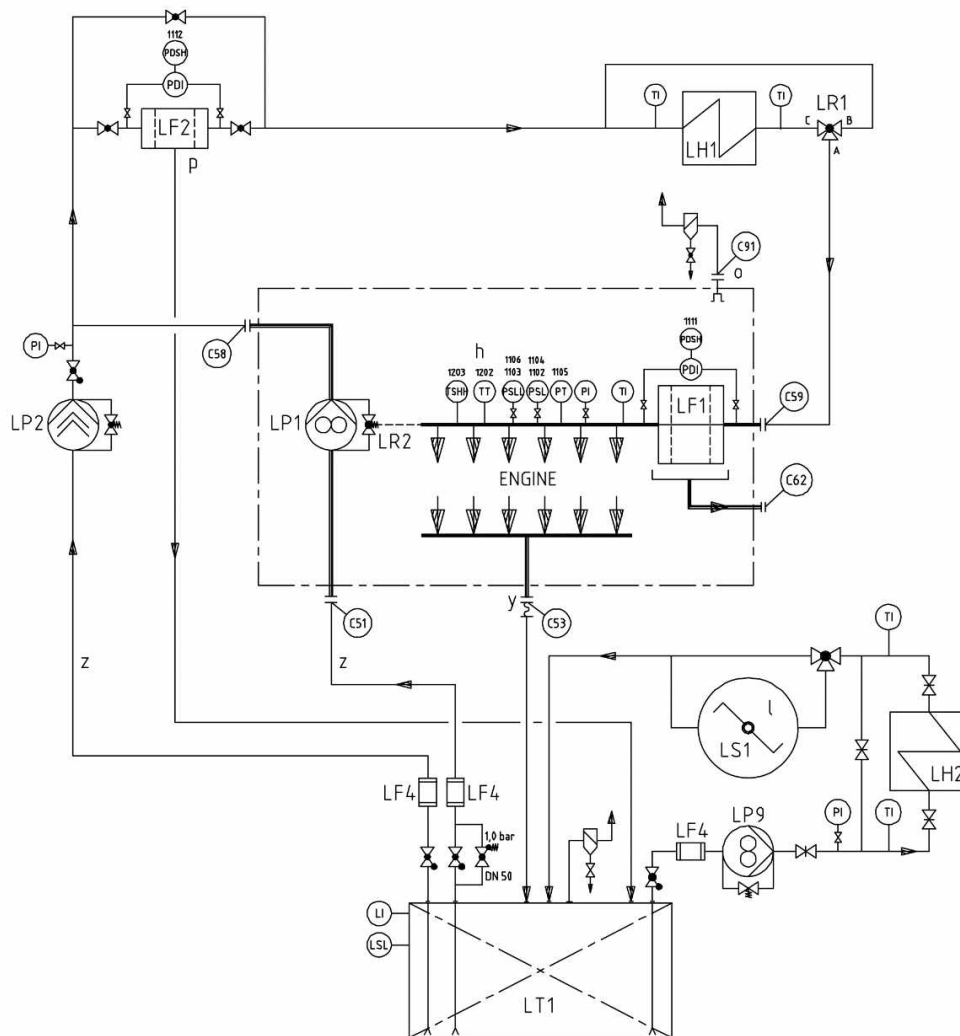


Рисунок 5.4 – Змащувальна система двигуна типу MaK M25C:

LF1 – дуплексний масляний фільтр; LF2 – самоочисний масляний фільтр;
 LF4 – фільтр всмоктувальний; LH1 – масляний охолоджувач;
 LH2 – підігрівач мастила; LP1 – масляний насос; LP2 – резервний силовий насос; LP5 – насос попереднього змащення; LP9 – перекачувальний насос (сепаратор); LR1 – клапан регулювання температури мастила;
 LR2 – клапан регулювання тиску масла; LS1 – масляний сепаратор;
 LT1 – відстійник; LI – індикатор рівня мастила; LSL – реле низького рівня;
 LSH – реле високого рівня; PDI – диференційний індикатор тиску;
 PDSH – диференційне реле високого тиску; PI – показник тиску; PSL – реле низького тиску; PSLL – реле низького тиску; PT – датчик тиску;
 TI – індикатор температури; TSHH – реле високої температури;
 TT – передавач температури.

Циркуляційний бак забезпечує постійний рівень моторного масла в системі змащення, навіть якщо рівень моторного масла в двигуні знижується під час роботи. Бак містить додатковий обсяг моторного масла, який автоматично додається до системи змащення, коли рівень масла стає нижче встановленого рівня. Це допомагає зберегти правильний рівень моторного масла в системі змащення двигуна, що забезпечує його ефективну роботу та довговічність [1].

Об'єм циркуляційного баку вимірюється за формулою:

$$V = \frac{1,7 \cdot P_{eng.}}{1000}$$

У разі високого рівня наповненості бака, його положення повинно бути максимум 2,5 метри над колінчастим валом. Потрібний рівень заправки мастила – приблизно 80% об'єму бака.

Проведено розрахунок основного запасу і ємності видаткової цистерни, розрахунок продуктивності масляного насос, розрахунок площі фільтруючого елемента $F_{фто}$, $F_{фго}$, а також розрахунок теплообмінних апаратів.

Розрахунок проводився з використанням паспортних та довідкових даних, наведених в спеціальній літературі та посібниках з використання двигуна. Необхідні для розрахунку дані визначалися згідно рекомендацій компанії-виробника двигуна. Всі необхідні значення були розраховані в програмному середовищі MathCAD.

Результати розрахунку паливної системи двигуна наведено в таблиці 5.2.

Вихідні дані:

Питома ефективна витрата палива, г/кВт · год	$g_e = 183,9$
Номінальна потужність двигуна, кВт	$N_e = 2664$
Кількість обертів на хвилину	$n = 750$
Кількість циліндрів	$i = 8$
Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0,935$
Коефіцієнт наповнення	$\eta_n = 0,87$
Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_p = 42700$

Таблиця 5.2. Результати розрахунку змащувальної системи двигуна.

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Кількість тепла, що віддається мастилом	$Q_{тр}$	кДж/год	266684
Проток в контурі змазки для відводу теплоти тертя	W_1	м ³ /год	22,4
Теплота, що відводиться від поршнів	$Q_{ол}$	кДж/год	1,046
Проток мастила в контурі охолодження поршнів	W_2	м ³ /год	30,76
Подача масляного насосу	$W_{мн}$	м ³ /год	69,11
Подача через ФТО	$W_{мн'}$	м ³ /год	6,379
Площа поверхні ФТО	$F_{фто}$	м ²	5,316
Площа поверхні ФГО	$F_{фго}$	м ²	0,3544
Розрахунок теплообмінник апаратів	Q	кДж/год	75932
	$\Delta t_{ср}$	°С	40,5
	$F_{ом}$	м ²	2,437
Об'єм розхідної цистерни	$V_{рц}$	м ³	2,033
Запас мастила розхідної цистерни	$G_{рц}$	т	1,7

5.3 Система охолодження

Система охолодження двигуна МаК М25С за кількістю водяних контурів є двоконтурною.

У такій системі для охолодження працюючого двигуна використовується прісна вода, що безперервно циркулює в замкнутій системі охолодження, яка складається з двох контурів: внутрішнього та зовнішнього. Перший служить для охолодження двигуна, другий – для охолодження води, що циркулює у внутрішньому контурі. Для охолодження прісної води встановлюють водоводяний холодильник, через який прокачується забортна вода. Тиск прісної води на вході в двигун не повинен бути менше 2,5 бар і перевищувати 6 бар.

Ємність напірного баку для двигуна МаК 8М25С – 0,25 м³.

					КРБ.142.2227СТ.23.05.00	Лист
						44
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

Температура на вході в низькотемпературний контур не повинна перебільшувати 38 °С, температура на виході – 80-90 °С.

У зв'язку з високою температурою води, що виходить з двигуна, в окремих точках внутрішніх порожнин, заповнених водою, утворюється деяка кількість пари, яка відводиться по трубі в розширювальний бак, що є компенсатором об'єму, в який по трубі витісняється надлишкова кількість води, що розширилася при нагріванні. Завдяки цьому запобігається порушення густини з'єднань елементів системи.

У разі використання неочищеної охолоджувальної води на стінках системи охолодження може виникнути корозія, ерозія та кавітація. Відкладення можуть погіршити теплопередачу та призвести до теплового перевантаження компонентів, що охолоджуються.

Перед першим введенням установки в експлуатацію необхідно провести обробку антикорозійною добавкою.

Забортна вода через кінгстон та приймальний клапан забирається насосом і проганяється через холодильник, де охолоджує прісну воду внутрішнього контуру, після чого відводиться за борт. Така система охолодження двигунів оберігає порожнини охолодження двигуна від відкладення солей та зменшує ймовірність утворення корозії та електрохімічної ерозії. Встановлений на приймальній гілці фільтр заборотної води оберігає систему від попадання мулу та піску [7].

Технічна документація, що постачається компанією-виробником разом з двигуном дозволяє приблизно розрахувати кількість електроенергії для електричного балансу при умові вертикального виконання з використанням прісної та морської води за формулою:

$$P = \frac{\rho \cdot H \cdot V}{367 \cdot \eta}$$

де Р – потужність, кВт;

Р_м – потужність електромотору, кВт;

V – розхід, м³/год;

H – висота подачі, м;

					КРБ.142.2227СТ.23.05.00	Лист
						45
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

ρ – щільність, кг/дм³;

η – ККД насосу.

Для відцентрових насосів це значення зазвичай дорівнює 0,70.

На рисунку 5.5 приведено схему теплового балансу двигуна при номінальному режимі роботи, на рисунку 5.6 – схему охолодження двигуна типу МаК М25С.

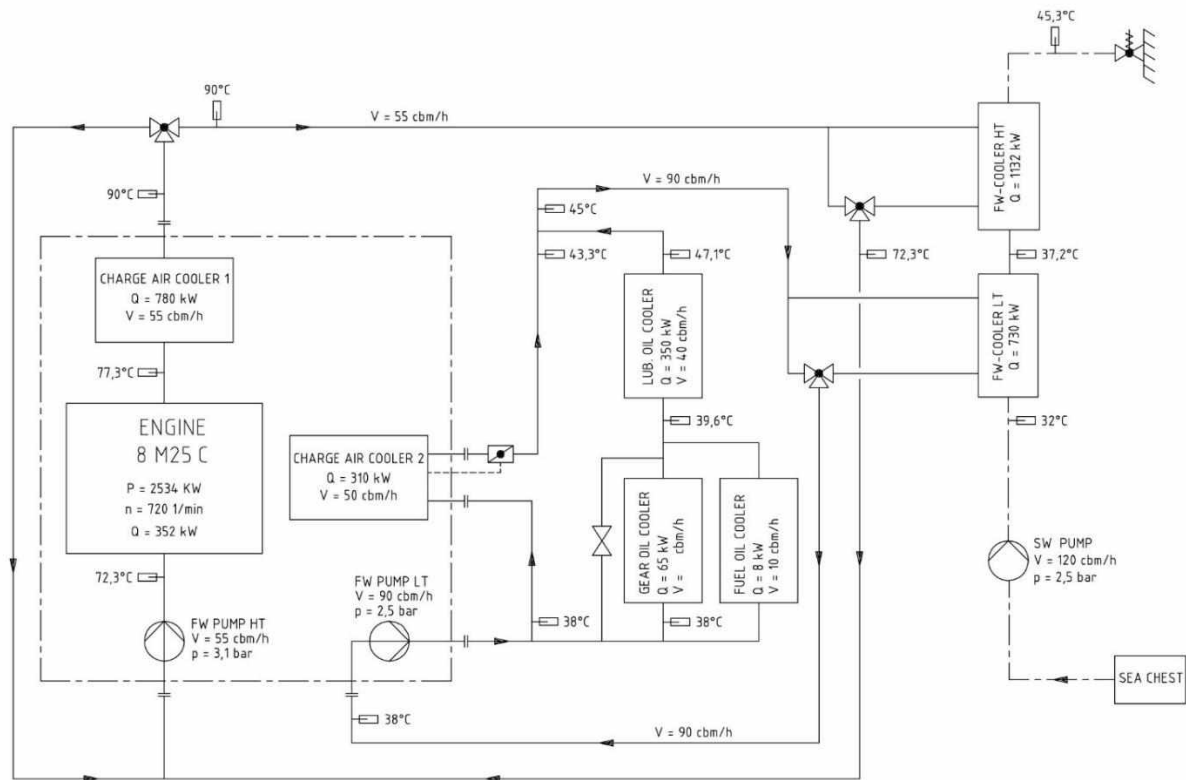


Рисунок 5.5 – Тепловий баланс двигуна МаК 8М25С

Система охолодження складається з сорочки охолодження блоку циліндрів, головки блоку циліндрів, одного або декількох радіаторів, примусового вентилятора охолодження радіатора, рідинного насоса, термостата, розширювального бачка, сполучних патрубків і датчика температури. Система охолодження двигуна передбачає використання встановлених насосів прісної води і резервних насосів прісної води потужностями відповідно до теплового балансу двигуна.

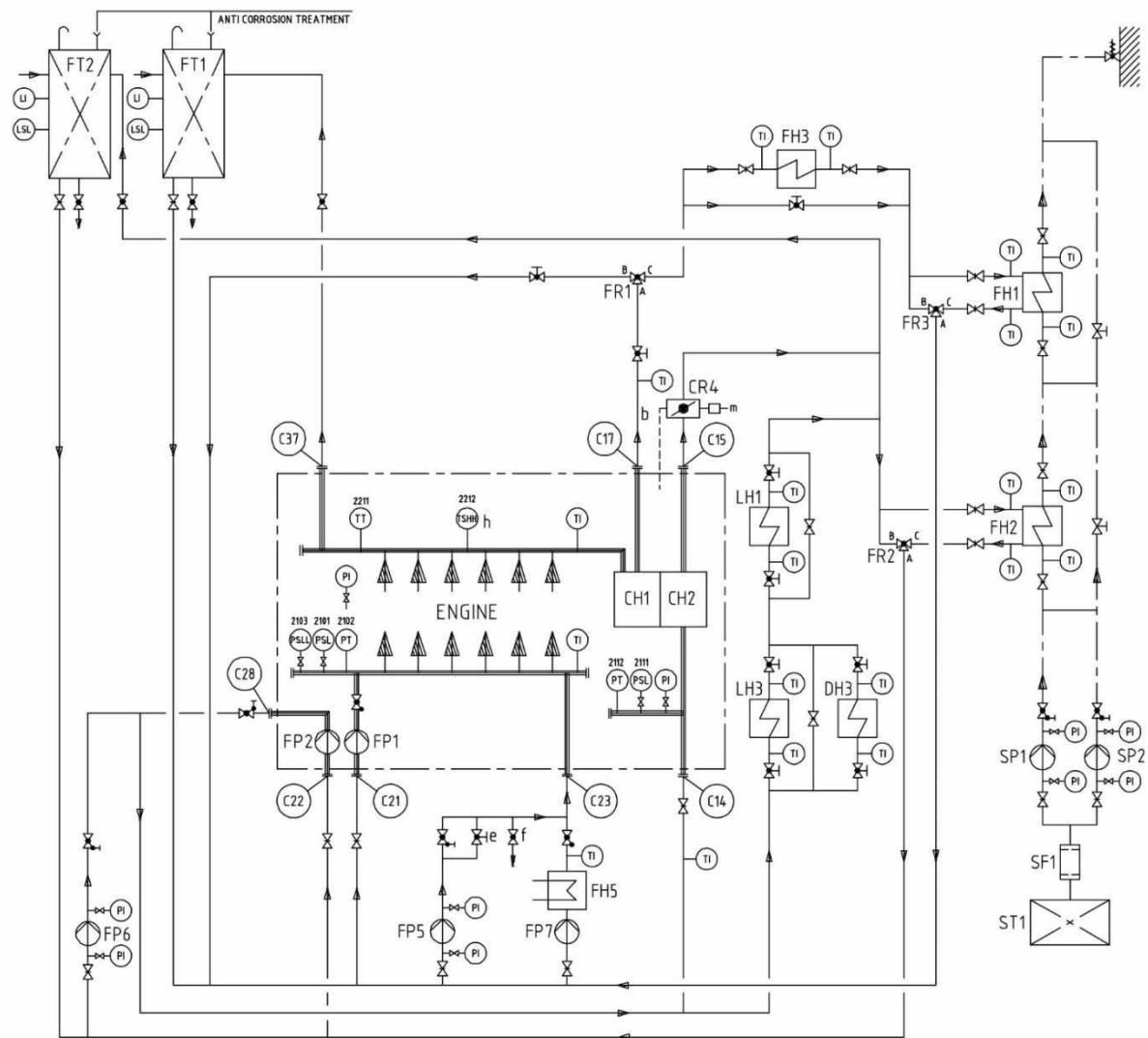


Рисунок 5.6 – Схема охолодження двигуна MaK M25C:

CH1 – охолоджувач повітря наддуву HT; CH2 – охолоджувач повітря наддуву LT; CR4 – клапан для попереднього підігріву заряду;

DH3 – охолоджувач палива для роботи на тяжкому паливі;

FH1 – охолоджувач прісної води HT; FH2 – охолоджувач прісної води LT;

FH3 – споживач тепла; FH5 – підігрівач прісної води; FP1 – насос прісної води (встановлюється на двигуні) HT; FP2 – насос прісної води (встановлюється на двигуні) LT; FP5 – резервний насос прісної води HT;

FP6 – резервний насос прісної води LT; FP7 – насос попереднього підігріву;

FR1 – клапан регулювання температури HT; FR2 – клапан регулювання температури LT; FR3 – потік. клапан регулювання температури HT;

FT1 – компенсаційний бак HT; FT2 – компенсаційний бак;

Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата

КРБ.142.2227СТ.23.05.00

Лист

47

LT – охолоджувач; LH1 – масляний охолоджувач редуктора LH3;
 SF1 – фільтр для забортної води; SP1 – насос забортної води; SP2 – резервний насос морської води; ST1 – морська скриня; LI – індикатор рівня;
 LSL – перемикач низького рівня; PI – індикатор тиску; PSL – реле низького тиску; PSLI – реле низького тиску; PT – датчик тиску; TI – індикатор температури; TSHH – перемикач високої температури; TT – передавач температури; C14 – охолоджувач наддувочного повітря LT, вхід;
 C15 – охолоджувач наддувочного повітря LT, вихід; C17 – охолоджувач наддувочного повітря HT, вихід; C21 – насос прісної води HT, впуск;
 C22 – насос прісної води LT, вхід; C23 – резервний насос HT, вхід;
 C28 – насос прісної води, LT, вихід.

Двигун використовує відокремлені високотемпературні та низькотемпературні охолоджувачі, виготовлені з титанових пластин. Їх розмір залежить від загального тепла, з якого розсіюється.

Передбачений також відокремлений термостат наддувочного повітря з використанням регулятора з електроприводом.

Тепло, що виділяється двигуном (циліндр, турбокомпресор, наддувне повітря та мастило), має бути видалено за допомогою очищеної прісної води згідно з до нормативів охолоджуючої рідини МаК.

Система двигуна передбачає використання напірного баку і заливного резервуару з доповнювальним насосом.

Для напірного баку необхідне розташування не менше, ніж на 4 метри вище осової лінії колінчастого валу, а також обов'язкове підключення всіх безперервних вентиляційних отворів двигуна.

Зливний резервуар із наповнювальним насосом рекомендується використовувати для збору очищеної води під час проведення робіт з технічного обслуговування.

Розраховано об'єм розширювального бака, продуктивність насосів прісної і забортної води і площу поверхні теплообміну водо-водяного теплообмінника (радіатора) [1; 7].

					КРБ.142.2227СТ.23.05.00	Лист
						48
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

Розрахунок проводився з використанням паспортних та довідкових даних, наведених в спеціальній літературі та посібниках з використання двигуна. Необхідні для розрахунку дані визначалися згідно рекомендацій компанії-виробника двигуна. Всі необхідні значення були розраховані в програмному середовищі MathCAD.

Результати розрахунку паливної системи двигуна наведено в таблиці 5.3.

Вихідні дані:

Питома ефективна витрата палива, г/кВт · год	$g_e = 183,9$
Номінальна потужність двигуна, кВт	$N_e = 2664$
	$K_3 = 1,4$
	$\alpha_{пв} = 0,15$
	$\alpha_m = 0,05$
Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_p = 42700$

Таблиця 5.3. Результати розрахунку змащувальної системи двигуна.

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Кількість теплоти, що відводиться від циліндрів двигуна	$Q_{пв}$	кДж/год	$3,138 \cdot 10^6$
	$G_{пв}$		$3,138 \cdot 10^3$
	$C_{пв}$		4,19
Подача циркуляційного насоса прісної води	$W_{пв}$	м ³ /год	131,05
Теплота, що відводиться від поршнів	Q_m	кДж/год	$1,046 \cdot 10^6$
	$Q_{пв}$		$2,697 \cdot 10^6$
Подача насоса заборотної води	$W_{зв}$	м ³ /год	$1,342 \cdot 10^5$
Температурний напір	$\Delta t_{сер}$	°С	35
Поверхня охолоджувача мастила	$F_{ов}$	м ²	6,276

5.4 Система подачі повітря і газовідводу

За кількістю ступенів стиснення повітря систему повітропостачання двигунів MaK M25C необхідно відносити до систем з одноступеневим стисненням, за кількістю компресорів - до однокompресорних систем.

Як агрегат наддуву використовується турбокомпресор типу KBV HPR6000, представлений на рисунку 5.7, схема пускової системи повітря двигуна – на рисунку 5.8.

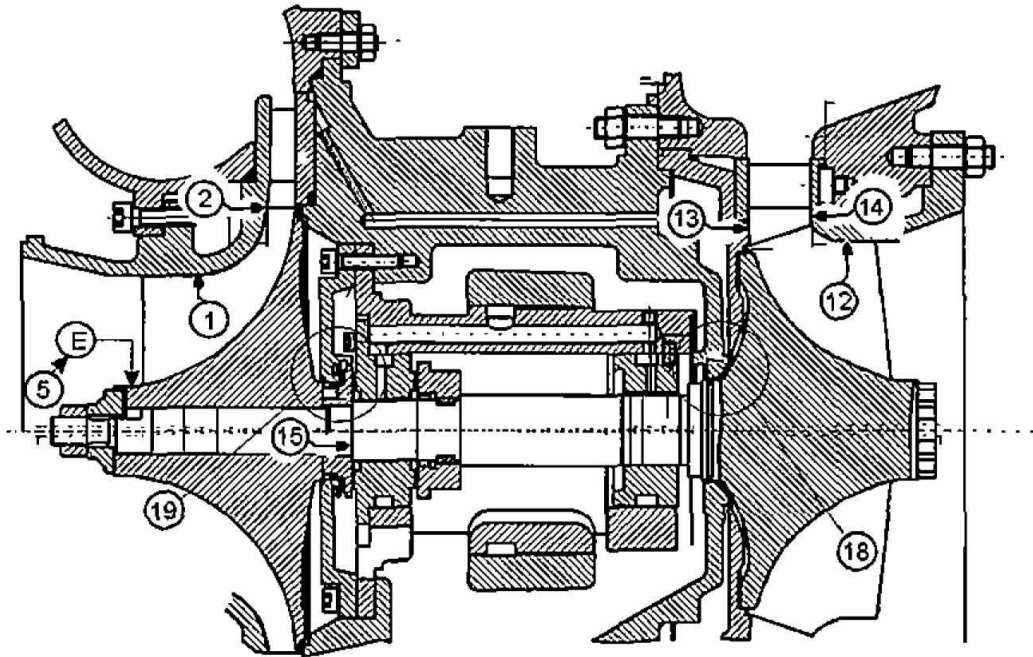


Рисунок 5.7 – Поперечний розріз турбокомпресора типу KBV HPR6000:
 1 – робоче колесо компресора - корпус компресора (радіальна); 2 – робоче колесо компресора - корпус компресора (осьовий); поворотний зазор (ротор - підшипник); 12 – турбінне колесо - корпус турбіни (радіальний);
 14 – турбінне колесо - корпус турбіни (осьовий); 15 – роторно-компресорний підшипник (осьовий); 18 – кільце компресійне - кришка підшипника турбіни; 19 – кільце компресійне - кришка підшипника компресора

Для справної роботи агрегату наддуву температура повітря на всмоктуванні в компресор не повинна бути нижчою за 10 °С.

Двигун оснащений системою очищення проточних частин компресора та турбіни турбокомпресора.

Очищення охолоджувача наддувного повітря проводиться при демонтованому охолоджувачі.

Інтенсивне очищення досягається за допомогою ультразвукових вібрацій.

Запуск двигуна здійснюється частково-проточною системою повітряного запуску. Кожен із двох повітряних ресиверів розрахований на робочий тиск в 30 бар.

До пускового повітря висуваються вимоги щодо чистоти та відсутності в ньому води, мастила та інших механічних забруднень. Також рекомендується встановлення і використання повітряного фільтра перед двигуном.

Повітряні ресивери повинні осушуватись необхідною мірою не рідше одного разу на добу.

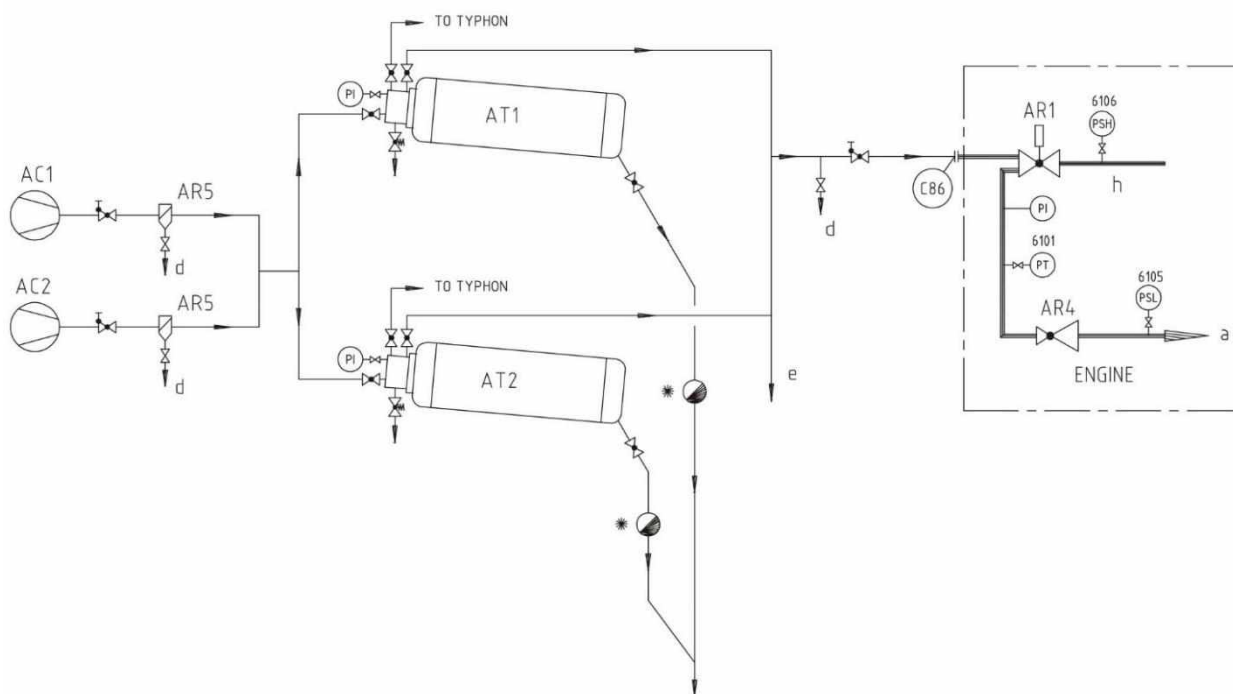


Рисунок 5.8. Пускова система повітря двигуна типу MaK M25C:

a – контрольне повітря; d – водостік (встановлюється в найнижчій точці); AC1 – компресор; AC2 – резервний компресор; AR1 – пусковий клапан; AR4 – редукційний клапан; AR5 – сепаратор масла і води; AT1 – повітряний ресивер пусковий (повітряний балон); AT2 – пусковий повітряний ресивер (повітряний балон); PI – показник тиску; PSL – реле низького тиску, тільки для головного двигуна; PT – передавач тиску

Під час роботи в тропічних умовах потік повітря повинен направлятися безпосередньо до турбокомпресора.

Температура на фільтрі турбокомпресора не повинна опускатися нижче +10 °С.

Вхідний повітропровід повинен бути оснащений фільтром. Слід уникати проникнення води, піску, пилу та вихлопних газів. З'єднання з турбокомпресором має бути встановлено через компенсатор (поставляється компанією-виробником).

Максимальна втрата тиску (включаючи глушник і котел відпрацьованих газів) 30 мбар застосовується як значення для загального опору потоку установок з окремим фільтром всмоктуваного повітря.

Кожен двигун повинен мати окремий котел, що відпрацьовує гази. Як альтернатива, прийнятний загальний котел з окремими газовими секціями для кожного двигуна. Особливо при встановленні котлів, що працюють на відпрацьованих газах, необхідно звернути увагу на те, щоб не перевищувати максимально рекомендований протитиск.

Допустиме положення сопла 0, 30, 45, 60 і 90°. Випускний патрубок турбокомпресора має фіксоване положення – 45°. Доступні перехідні елементи для виходів 0, 30, 60 і 90° [1; 7].

Передбачено використання температурного компенсатора згідно параметрів, зазначених в технічній документації компанії-виробника, що постачається разом з двигуном (таблиця 5.4).

Таблиця 5.4. Параметри температурного компенсатора двигуна МаК 8М25С.

Діаметр	Довжина	Вага
600	450	76

Проведено розрахунок продуктивності компресора, ізоляції газоходу і визначено діаметр газовідвідної труби.

Розрахунок проводився з використанням паспортних та довідкових даних, наведених в спеціальній літературі та посібниках з використання двигуна. Необхідні для розрахунку дані визначалися згідно рекомендацій компанії-виробника двигуна. Всі необхідні значення були розраховані в програмному середовищі MathCAD.

Результати розрахунку паливної системи двигуна наведено в таблиці 5.5.

Вихідні дані:

Питома ефективна витрата палива, г/кВт · год	$g_e = 183,9$
Номінальна потужність двигуна, кВт	$N_e = 2664$
Необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива	$L_0 = 49,5$
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha_\Sigma = 2,4$

Таблиця 5.5. Результати розрахунку змащувальної системи двигуна.

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Продуктивність компресора	G	кг/с	16,167
Діаметри трубопроводів газовідводу	$d_{вн}$	м	0,951
Прийнятий діаметр газовідводу	$d_{зв}$	мм	400
Товщина стінок трубопроводу газовідводу	$d_{вн}$	м	0,4
Розрахункова товщина ізоляції	$S_{із}$	м	0,1018
Прийнята товщина ізоляції	S	мм	100

РОЗДІЛ 6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Безпека праці під час експлуатації виробничого устаткування великою мірою залежить рівня його конструктивної безпеки та надійності. Конструктивна безпека обладнання забезпечується відповідними технічними рішеннями під час проектування виробів. Вказується, що для захисту від впливу механічних небезпечних факторів, в конструкції обладнання повинні передбачатися спеціальні засоби захисту. До них відносяться огорожувальні, запобіжні, гальмівні пристрої, пристрої автоматичного контролю та сигналізації, дистанційного керування та знаки безпеки.

Члени бригади, що беруть участь у монтажних роботах, перед виконанням кожної операції повинні проходити інструктаж з техніки безпеки на робочому місці.

З впровадженням на судах безперервної системи технічної експлуатації великий обсяг монтажних робіт складають розбирання, ремонт та монтаж механізмів, які виконуються згідно з графіком профілактичних оглядів та ремонтів.

Важливу роль у забезпеченні безпеки під час ремонтних робіт відіграє підготовка до виконання ремонтних операцій. Якщо у зв'язку з ремонтом необхідне зняття трапів, поручнів, ґрат, слід протягнути леєр та вивісити табличку, що забороняє прохід. Додаткове освітлення має відповідати вимогам безпеки та використовуватися з дотриманням запобіжних заходів. Переносна лампа повинна надійно закріплюватися, провід повинен бути захищеним від можливих пошкоджень.

При роботах у місцях, де перебирання та настил добре проводять електрику (всередині котлів, у картері двигуна, міждонних відсіках, цистернах), дозволяється застосовувати лише переносне освітлення напругою не вище 12 В. Інструмент для виконання робіт повинен відповідати вимогам техніки безпеки [8].

					КРБ.142.2227СТ.23.05.00	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		54

Захисні огорожувальні пристрої повинні відповідати загальним вимогам даної машини, вписуватися в контури основного обладнання та конструктивно поєднуватися з ним. Електроприводи обладнання повинні відповідати вимогам правил встановлення.

Огорожувальні пристрої (кожухи, дверцята, екрани, щити тощо) рекомендується конструювати так, щоб при знятій огорожі робота обладнання була б неможливою. Для виключення пуску механізмів при знятому огороженні застосовують спеціальні блокувальні пристрої. Замикання контактів і, отже, запуск машини можливі лише за умови встановлення огорожі на штатне місце. Блокування такого роду знаходять широке застосування захисту персоналу на підприємствах.

Велике значення для забезпечення безпеки та надійності роботи обладнання має оснащення машин та апаратів контрольно-вимірювальними приладами, пристроями автоматичного керування та регулювання основних параметрів.

Конструкція обладнання повинна передбачати зручність огляду, мастила, монтажу, розбирання, налагодження, прибирання, транспортування та експлуатації, а також відповідати вимогам охорони навколишнього середовища. Деталі дизелів повинні бути максимально герметизовані та забезпечені пристроями для механічного закривання та відкривання завантажувально-розвантажувальних отворів.

Під час демонтажних робіт широко застосовують вантажопідйомні механізми, які перед використанням необхідно перевірити. Механізми, що мають ушкодження, застосовувати забороняється. Стропи не повинні мати пошкоджень і повинні надійно кріпитися на деталі, що демонтується.

Піднімати деталі слід плавно, без ривків. Забороняється підняту деталь залишати на вазі та стояти під вантажем або перебувати до нього ближче, ніж на 1 м. Послабляти або знімати троси можна лише після того, як деталь повністю опущена та закріплена. Під час робіт на верхніх решітках їх слід застелити брезентом, щоб уникнути падіння інструментів та деталей униз.

					КРБ.142.2227СТ.23.05.00	Лист
						55
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

Розбирати та ремонтувати обладнання та механізми слід у суворій відповідності до інструкцій та затвердженої технології. Порухення послідовності операцій при розбиранні, збиранні та ремонті може стати причиною руйнування вузла, що обслуговується, з нанесенням травм членам машинної команди, що виконують роботу.

Пристрої та механізми, що входять до складу енергетичної установки, монтують та ремонтують з дотриманням спеціальних правил техніки безпеки, з якими учасники виконання ремонту повинні бути ознайомлені механіком — керівником ремонтних робіт.

Особливе місце у суднових роботах займає хімічне очищення систем та пристроїв. При використанні хімікатів повинні бути вжиті запобіжні заходи, що виключають отруєння, ураження шкіри та слизових оболонок у членів екіпажу, які виконують роботу. При роботі з хімічними розчинами слід користуватися спецодягом та протигазовими захисними засобами. Крім того, мають виконуватися заходи протипожежної безпеки. У цистернах можна працювати після спеціального дозволу старшого механіка. Після розтину люків та горловин їх огорожують. Освітлення цистерн палива та олії дозволяється лише вибухобезпечними низьковольтними ліхтарями. Цистерну перед ремонтом необхідно повністю звільнити від залишків нафтопродуктів або води, провітрити та дегазувати, пропарити, промити лужним розчином та гарячою водою.

При виконанні робіт з очищення та фарбування поверхонь корпусу, механізмів та пристроїв повинні дотримуватися спеціальних правил техніки безпеки. На закінчення слід зазначити, що якими б не були правила техніки безпеки при експлуатації суднової техніки, вони не можуть передбачити всіх ситуацій, що виникають в процесі експлуатації суднового обладнання. Тому в технічній експлуатації командний та рядовий склад машинної команди повинен відповідально ставитися до будь-якої операції, що забезпечить безпеку обслуговування та запобігатиме випадкам виробничого травматизму [9].

					КРБ.142.2227СТ.23.05.00	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		56

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі було розглянуто і проведено частковий розрахунок роботи двигуна типу МаК 8М25С, що включав в себе розрахунок його робочого циклу, динамічних зусиль, діючих у кривошипно-шатунному механізмі і деяких систем двигуна, серед яких паливна система, системи змащення, охолодження, повітропостачання і газовідводу.

Кожен з розрахунків будувався на основі даних, наданих компанією-виробником в супроводжувальній технічній документації до двигуна. Розрахунки виконані в середовищах Excel та MathCAD та представлені у вигляді таблиць.

В заключення були розглянуті нормативно-правова та законодавча бази охорони праці на суднах, що включали в себе рекомендації і аналіз небезпечних факторів, які можуть мати місце під час експлуатації, ремонту, монтажу і технічного обслуговування двигуна.

На основі всіх отриманих даних були виконані креслення поперечного перерізу двигуна, його відцентрового насосу, індикаторних діаграм і діаграм динаміки, а також схеми основних систем двигуна.

					КРБ.142.2227СТ.23.05.00	Лист
						57
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

Список використаної літератури

1. Caterpillar Motoren Gmbh & Co. KG. M 25 C Project Guide • Propulsion. Kiel: 2012.
2. І. І. Мархель. Деталі машин. Навчальний посібник. Київ: Алерта, 2016.
3. О. М. Чергиш, М. Г. Березовий, В. В. Яременко. Теорія механізмів і машин. Навчальний посібник. Київ: Центр навчальної літератури, 2018.
4. Павлице В. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: Підручник. Львів: Афіша, 2003.
5. Мошенцев Ю. Л., Гогоренко О. А. Проектування відцентрового насосу: Методичні вказівки. Миколаїв: НУК, 2009.
6. Водяная система. Система циркуляции воды. Водяные насосы. *Познайка*. Дата оновлення: 23.08.2016. URL: <https://poznayka.org/s56102t1.html> (дата звернення 08.03.2023).
7. Caterpillar Motoren Gmbh & Co. KG. General Engine operating instructions. Type M25. Kiel: 1999.
8. Про затвердження Правил пожежної безпеки для суден, які будуються та ремонтуються : Закон України від 23.04.2004. *Законодавство України* : база даних / Верховна Рада України. Дата оновлення: 30.07.2007. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0490-04> (дата звернення: 23.05.2023).
9. Правила техники безопасности при монтаже блоков цилиндров, блоков-картеров и цилиндрических втулок. *Boborodobro*. Дата оновлення: 03.04.2018. URL: <https://tran.bobrodobro.ru/34565> (дата звернення: 02.05.2022).

					КРБ.142.2227СТ.23.05.00	Лист
						58
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		