

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

ТИПУ 6ДКРН 35/155 (WinGD X35-B)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування
Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

О.С. Митрофанов

Здобувач освіти

П.О. Ампілогов

Миколаїв 2023

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

Ампілогову Павлу Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок головного суднового двигуна типу
6ДКРН 35/155 (WinGD X35-B)

2. Керівник роботи д.т.н., доц. Митрофанов О.С.,
(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 – WinGD X35-B, потужність двигуна –
5220 кВт; частота обертання колінчатого валу – 167 хв⁻¹; паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна 6ДКРН 35/155; Розрахунок робочого циклу
двигуна 6ДКРН 35/155; Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ; Проект
відцентрового насосу системи охолодження; Розрахунок систем двигуна 6ДКРН
35/155; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Двигун 6ДКРН 35/155; Індикаторні діаграми та діаграми динаміки; Відцентровий
насос системи охолодження; Схеми систем двигуна 6ДКРН 35/155

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

_____	_____
(підпис)	/П.О. Амнілогов/
	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/О.С. Митрофанов /
	(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку головного суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 5220 кВт та 167 хв⁻¹. В якості базового був обраний двигун 6ДКРН 35/155 (Win GD X35-B).

В роботі виконані розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень на двигун, також спроектований відцентровий насос системи охолодження. Розраховані основні системи двигуна та їх елементи. Наведені заходи забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 54 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 11 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, дизельне паливо, відцентровий насос, системи: охолодження, паливна, масляна та повітряпостачання.

The qualification work presents the results of the calculation of the main ship's internal combustion engine with a power of 5220 kW and 167 min⁻¹. The 6ДКРН 35/155 (Win GD X35-B) was chosen as the base engine.

In this paper, we calculated the engine duty cycle and dynamic loads on the engine, and designed a centrifugal pump for the cooling system. The main engine systems and their elements are calculated. Measures to ensure labor protection are presented.

The qualification work is written in Ukrainian on 54 pages of calculation and explanatory note. 11 sources were used. The graphic part is presented in 4 drawings of A1 format.

Keywords: internal combustion engine, diesel fuel, centrifugal pump, systems: cooling, fuel, oil and air supply.

					КРБ.142.2227см.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 6ДКРН 35/155.....	5
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна 6ДКРН 35/155.....	11
2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна.....	11
2.2 Вхідні параметри для розрахунку робочого циклу двигуна.....	12
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна.....	13
2.4 Розрахунок та побудова індикаторних діаграм.....	15
Розділ 3. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ.....	21
Розділ 4. Проект відцентрового насоса системи охолодження.....	25
Розділ 5. Розрахунок систем двигуна типу 6ДКРН 35/155.....	32
5.1 Паливна система.....	32
5.2 Система змащення.....	37
5.3 Система охолодження.....	41
5.4 Системи повітропостачання і газовідводу.....	44
Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці.....	47
Висновки.....	53
Список використаної літератури.....	54
Додаток А. Двигун 6ДКРН 35/155.....	55
Додаток Б. Індикаторні діаграми та діаграми динаміки.....	56
Додаток В. Відцентровий насос системи охолодження.....	57
Додаток Г. Схеми систем двигуна 6ДКРН 35/155.....	58

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згорання, а зокрема дизельні двигуни, за якими ми сьогодні можемо спостерігати, здолали великий шлях до наших днів і які є одними з найвдаліших винаходів людини, які приносять плоди.

На сьогоднішній день дизельні двигуни є одними з найвживаніших двигунів які мають багато переваг, а зокрема :

- Низький рівень витрати палива;
- Достатньо високий коефіцієнт корисної дії;
- Невисокий рівень токсичних викидів;
- Відносно легкі в експлуатації;
- Потужність і віддача дизельного двигуна вища за аналогічні характеристики бензинового;

У 1824 році Саді Карно формулює ідею циклу Карно, стверджуючи, що в максимально економічній тепловій машині нагрівати робоче тіло до температури горіння палива необхідно зміною об'єму, тобто швидким стисненням. Але саме Рудольф Дизель (1858-1913) – німецький інженер, є творцем двигуна внутрішнього згорання із запалюванням від стиснення зробив прорив в сфері дизелебудування, як потім його вже назвуть.

За недавніх часів ми можемо спостерігати, що виробництво дизельних двигунів набрало чи малих обертів . Винайдено багато різних приладів для збільшення ККД двигунів, таких як система Common Rail з електронним управлінням яка, відіграє ключову роль у тому, щоб дозволити судновласникам знизити витрати на паливо, в основному за рахунок гнучкості управління фазами упорскування палива та випускного клапана. Чи використання турбонаддуву.

Згідно із завданням до кваліфікаційної роботи необхідно розрахувати сучасний 2-тактний судновий малообертовий дизельний двигун. В якості двигуна прототипу був обраний двигун 6ДКРН 35/155 (Win GD X35-B).

					КРБ.142.2227см.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ДКРН 35/155

6ДКРН 35/155 – двотактний двигун фірми Win GD. (рис. 1.1), потужністю 5220 кВт та частотою обертання становить 167 хв^{-1} . Швидкість поршня складає 2.78 м/с, діаметр циліндра – 350 мм, хід поршня – 1550 мм. [1]

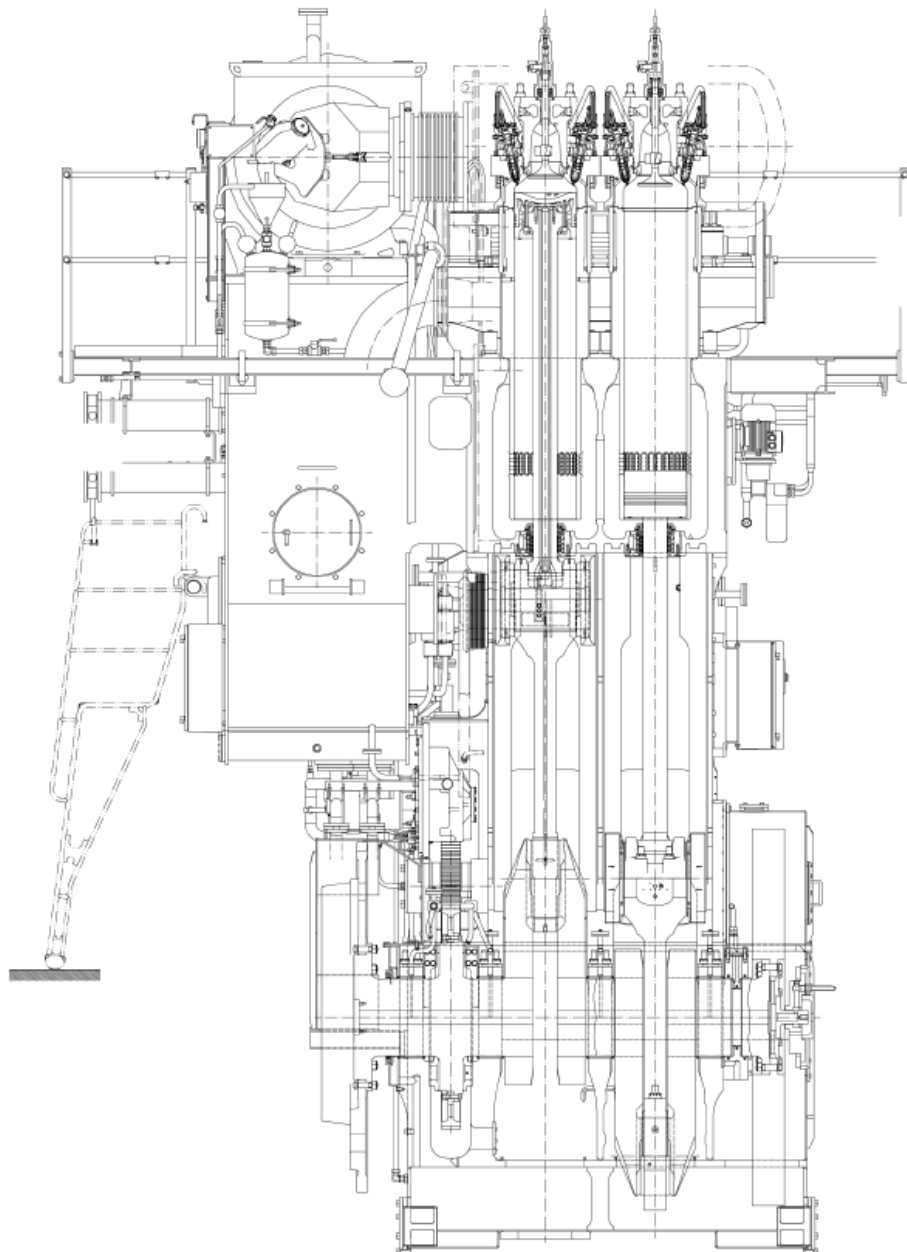


Рисунок 1.1 – Повздовжній переріз двигуна 6ДКРН 35/155

					КРБ.142.2227см.23.01.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		5

6ДКРН 35/155 – це низькообертний морський двигун з системою Common Rail з електронним керуванням, який може бути класифікований як один з найефективніших у своїй категорії та забезпечує економію палива до 3% у порівнянні зі звичайним механічним головним двигуном, залежно від профілю. Двигун являє собою двотактний дизельний двигун односторонньої дії крейцкопфної конструкції. Двигун має турбокомпресор і випускні клапани.

Фундаментна рама (рис. 1.2) є основною конструкцією двигуна. Підшипникові балки прикріплені до станини і утримують колінчастий вал. Нижня частина станини є картером і збирає мастило. Це мастило повертається назад в систему подачі мастила через зливні отвори. Довжина станини залежить від кількості циліндрів. [2]

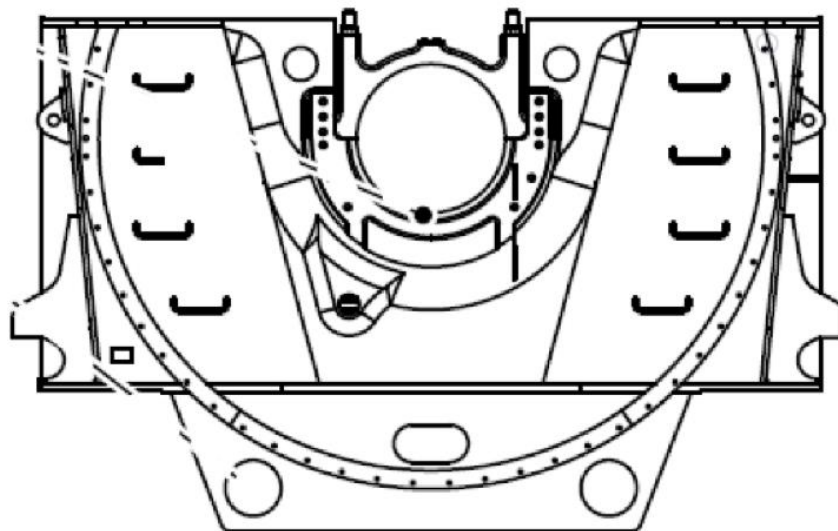


Рисунок 1.2 – Фундаментна рама

Поршень (рис. 1.3) – поршень передає зусилля від газу, що розширюється в циліндрі, на колінчастий вал через шатун. Еластичні болти (8) і круглі гайки (9) кріплять поршкову головку (1) до шатуна (4). Спідниця поршня (3) кріпиться до поршневого штока гвинтами. Поршковий шток (4) кріпиться до пальця крейцкопфа у визначеному положенні. Компресійні прокладки встановлюються між поршковим штоком і пальцем крейцкопфа. Товщина компресійних прокладок залежить від заданих ступенем стиснення. Для

					КРБ.142.2227см.23.01.00.ЛЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

охолодження головки поршня (1) використовується системне мастило. Це мастило надходить від пальця крейцкопфа в простір (5) між масляною трубкою (7) і поршневим штоком (4). Потім мастило надходить до розпилювальної пластини (10). З розпилювачів (011) мастило подається у вигляді спрею в охолоджувальні отвори коронки поршня (1). Потім масло надходить через масляну трубу (7) до пальця крейцкопфа і через масляні отвори витікає в картер.

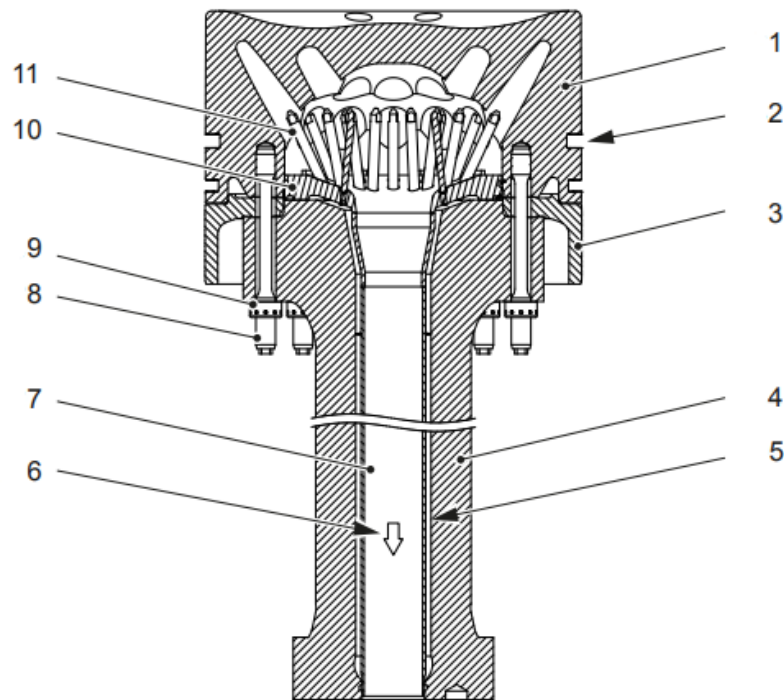


Рисунок 1.3 – Поршень

Колінчастий вал (рис. 1.4) дозволяє використовувати високий тиск згоряння і підтримувати стабільні навантаження на підшипник.

Особливості колінчастого валу:

- кований у вигляді однієї деталі і повністю оброблений на верстаті;
- жорсткий завдяки помірному відношенню внутрішнього діаметра до ходу і великого пальця, і діаметрів шийок;
- вбудований з противагою на кожному плечі кривошипа;
- спроектований для повного відбору потужності, а також з рухомими опорами.

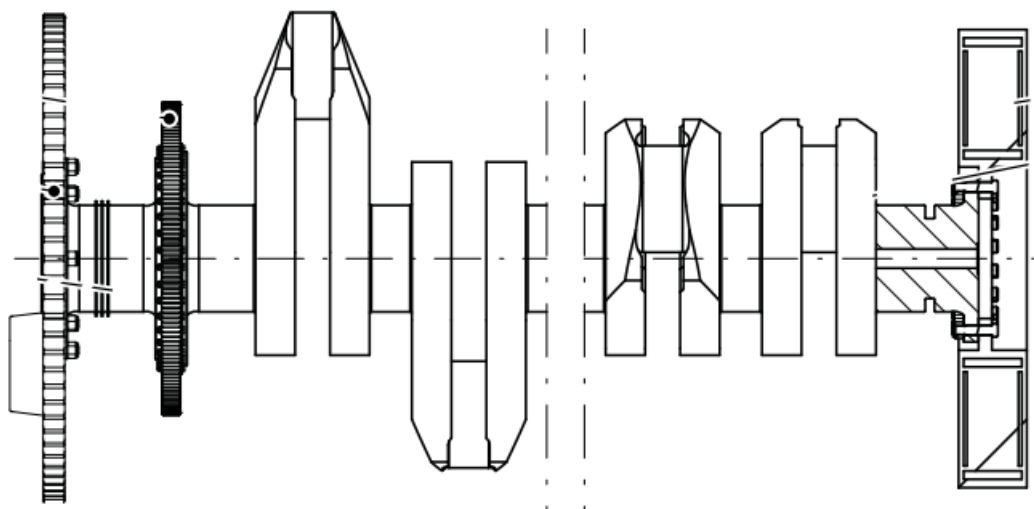


Рисунок 1.4 – Колінчастий вал

Втулка циліндра (рис. 1.5) є однією з основних частин двигуна. втулка циліндра (4) знаходиться на сорочці циліндра (6) і утримує кришку циліндра . Гайки та еластичні болти утримують ці частини разом. Поверхні втулки циліндра (4) і сорочки циліндра (6) утворюють металеве ущільнення (5). На поверхню металевого ущільнення наноситься незастигаюча суміш для запобігання витоку. Антиполірувальне кільце (1) встановлюється у верхній частині втулки циліндра (4).

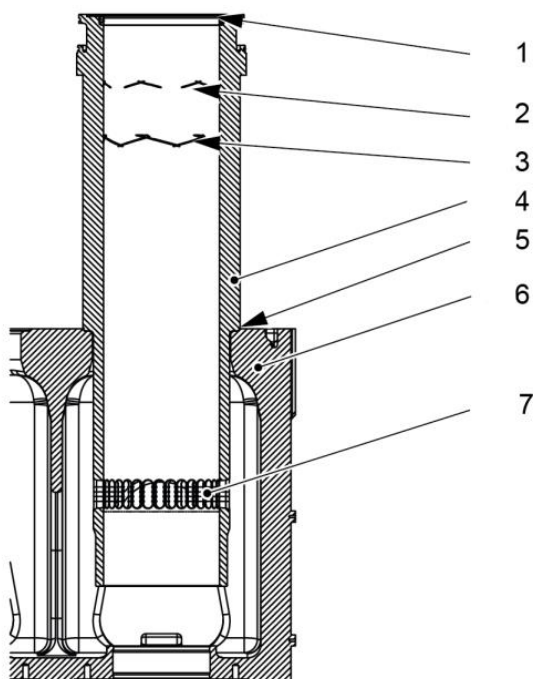


Рисунок 1.5 – Втулка циліндра

Шатун і шатунний підшипник (рис. 1.6) з'єднує хрестовину з колінчастим валом і перетворює лінійку переміщення поршня в круговий рух колінчастого вала. Вкладиші підшипників встановлені на шатуні для нижнього торцевого підшипника і верхнього кінцевого підшипника. Верхня кришка підшипника обшита білим металом. Мاستило хрестовини протікає через направляючий башмак у штифт хрестовини. Діра в штифт хрестовини дозволяє мастилу надходити у вкладиші підшипників.

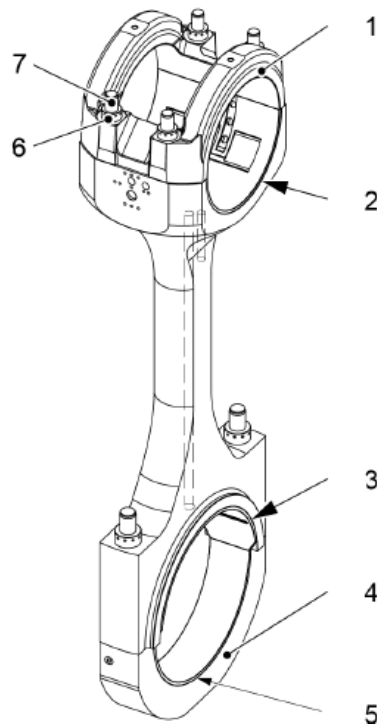


Рисунок 1.6 – Шатун і шатунний підшипник :

- 1 – кришка верхнього підшипника; 2 – вкладиш підшипника;
- 3 – вкладиш верхнього підшипника; 4 – кришка підшипника;
- 5 – вкладиш нижнього підшипника; 6 – кругла гайка;

Крейцкопф (рис. 1.7) використовується для з'єднання поршня і шатуна в крейцкопфном кривошипно-шатунному механізмі, в якому поршень жорстко пов'язаний з ползуном за допомогою штока і розвантажений від поперечної сили, так як її дія в такому випадку переноситься на крейцкопф.

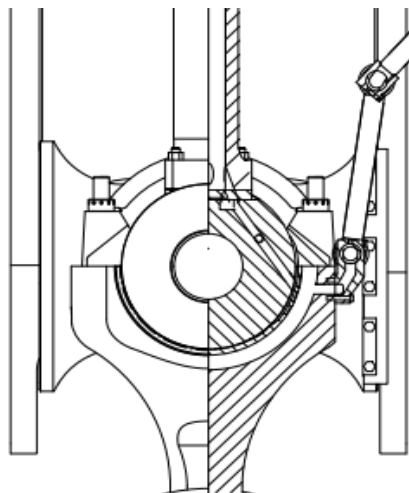


Рисунок 1.7 – Крейцкопф

Двигун 6ДКРН 35/155 розроблений для суден з малою осадкою, компактними розмірами машинного відділення та простою експлуатацією двигуна, він чудово підходить для рушіїв з прямим приводом, як з фіксованим, так і з регульованим кроком, на широкому спектрі малих та середніх вантажних суден. Можливі області застосування включають суховантажі, танкери-рефрижератори, газовози, рефрижератори та фідерні контейнеровози, що працюють у глибоководних, прибережних та внутрішніх водах.

					КРБ.142.2227см.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 6ДКРН 35/155

2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна за методикою Гріневецького – Мазінга значно відрізняється від ідеальних циклів. Завданням теплового розрахунку робочого процесу двигуна внутрішнього згоряння є визначення показників, що характеризують економічність і ефективність циклу в даних конкретних умовах і необхідних для розрахунку деталей на міцність, жорсткість і зносостійкість. На підставі теплового розрахунку можна з достатньою для практики точністю побудувати індикаторну діаграму, підрахувати середній індикаторний тиск і за заданою потужністю визначити розміри і число циліндрів для новопроектованих двигунів.

Для проведення теплового розрахунку робочого циклу двигуна внутрішнього згоряння необхідно знати нижчу теплоту згоряння палива, яка залежить від кількості горючих сполук у паливі та співвідношення елементів, що складають його горючу частину. Під час теплового розрахунку двигунів внутрішнього згоряння користуються нижчою теплотою згоряння. Між нижчою та вищою теплотою згоряння палива існує такий зв'язок.

В кваліфікаційній роботі використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом. Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження . [3]

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою програми Mathcad.

					КРБ.142.2227см.23.01.00.ЛЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2.2 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	5220
Частота обертання	n	хв^{-1}	167
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		1,1
Коефіцієнт залишкових газів	y_r		0,04
Коефіцієнт використання тепла в точці Z	ε_z		0,9
Коефіцієнт використання тепла в точці b	ε_b		0,95
Ступінь стиснення	ε		15
Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ		1,185
Підігрів заряду від стінок циліндра	ΔT_a	К	15
Частка ходу поршня втрачена на продувку	ϕ_n		0,05
Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	ζ		1
Механічний ККД двигуна	η_m		0,885
Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$		0,77
Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox}	МПа	0,005
ККД системи охолодження	η_0		0,75
Температура залишкових газів	T_r	К	750
Масовий склад палива	C	кг	0,865
	H	кг	0,132
	S	кг	0

	O	кг	0,003
Нижча теплота згоряння палива	Q_H	(кДж / кг)	42700
Кількість циліндрів	i		6
Діаметр циліндра	D_c	м	0,35
Хід поршня	S_c	м	1,55
Коефіцієнт тактності	z		1
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α		1,9
Показник адіабати повітря	k_e		1,4
Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$		0,96
Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$		0,79
Коефіцієнт втрати тиску на впуску	ε_p		0,96
Ставлення тиску за компресором до тиску перед турбіною p	ψ_t		0,77

2.3 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	467,86
Температура повітря в ресивері	T_s	К	336,715
Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	367,034
Тиск повітря в ресивері двигуна	P_s	МПа	0,375
Тиск в кінці наповнення	P_a	МПа	0,36
Коефіцієнт наповнення	η_H		0,862
Результати розрахунку процесу стиснення			
Показник політропи стиснення	n_1		1,359
Тиск у кінці стиснення	P_c	МПа	14,27
Температура в кінці стиснення	T_c	К	969,906

Результати розрахунку процесу згоряння			
Дійсна кількість повітря для згоряння	L	кмоль/кг	0,95
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0		1,0348
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β		1,0335
Частка палива, що вигоріла до точки z	x_z		0,947
Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z	β_z		1,032
Максимальна температура згоряння	T_z	К	$1,979 \cdot 10^3$
Максимальний тиск згоряння	P_z	МПа	16,91
Результати розрахунку процесу розширення			
Ступінь попереднього розширення	ρ		1,776
Ступінь подальшого розширення	δ		8,444
Показник політропи розширення	n_2		1,261
Температура в кінці процесу розширення	T_b	К	$1,134 \cdot 10^3$
Тиск у кінці процесу розширення	P_b	МПа	1,147
Результати визначення індикаторних показників			
Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i	МПа	2,682
Дійсний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	0,173
Питома індикаторна витрата пального	g_i	кг/(кВт*год)	2,548
Індикаторний ККД	η_i	-	0,486
Результати визначення ефективних показників			
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	2,255
Ефективний ККД	η_e	-	0,43
Питома ефективна витрата пального	g_i	кг/(кВт*год)	0,196
Ефективна потужність двигуна	N_e	кВт	$5,62 \cdot 10^3$
Результати визначення дійсного P_k компресора			
Витрата повітря через компресор	G	кг/год	9,163
Витрата газів через турбіну	G_t	кг/год	9,469
Тиск газів перед турбіною	P_r	МПа	0,293
Температура газів	T_t	К	854,316
Кількість робочого тіла	M_s	кмоль/кг	0,975

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів	R_t	кДж/кг*К	287,687
Показник адіабати розширення газу в турбіні	k_t		1,369
Дійсна ступінь підвищення тиску у компресорі	Π_k		3,8
Розрахунковий тиск надуву	P_{kd}	МПа	0,385

2.4 Розрахунок та побудова індикаторних діаграм

Розрахункові діаграми будують по даним розрахунку робочого циклу які виконані за допомогою програми MathCad. Згодом ця діаграма стане вихідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконано аналітичним способом, за допомогою програми Excel.

Координати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

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

Для $T - V$ обчислюють за такими формулами:

					КРБ.142.2227см.23.01.00.ЛЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

$$T = \frac{T_z * \rho^{n_2-1}}{\left(V/V_c\right)^{n_2-1}}$$

Для Т – S діаграми ентропія S обчислюється наступним чином:

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

Для розрахунку та побудови індикаторних діаграм використовувалися вхідні дані, представлені далі у табл. 2.3 , також результати розрахунків для побудови діаграм у табл. 2.4

Таблиця та індикаторні діаграми були виконані за допомогою програми Excel.

За даними табл. 2.4 побудовані індикаторні діаграми (рис. 2.1 – 2.3)

Таблиця 2.3 – Вхідні дані для побудови діаграм

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Ступінь стиснення	ϵ		15
Показник політропи стиснення	n_1		1,359
Показник політропи розширення	n_2		1,261
Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ		1,185
Ступінь попереднього розширення	ρ		1,776
Тиск в кінці наповнення	p_a	Мпа	0,36
Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	363,7
Коефіцієнт молекулярної зміни	β_z		1,032
коефіцієнти газу в кінці стиснення	a_{vc}		19,284
	b_c		0,002521
коефіцієнти газу у точці z	a_{vz}		19,883
	b_z		0,00307

коефіцієнти газу в точці b	a_{vb}		19,915
	b_b		0,00309
Тиск навколишнього середовища	p_0	МПа	0,1013
Температура навколишнього середовища	T_0	К	273
Газова стала	R	кДж/(кмоль*К)	8,3144

Таблиця 2.4 – Результати розрахунків для побудови діаграм

V/V_c	p	T	$c_{vm},$ кДж/(кмоль·К)	$s,$ кДж/(кмоль·К)
1	16,91722	1054,82		
1	14,27613	890,1432	21,52805101	-5,87069
1,56	7,80107	758,8014	21,19693844	-5,94866
1,84	6,233373	715,1387	21,08686466	-5,93833
2,12	5,141858	679,6813	20,99747649	-5,91445
2,4	4,344136	650,0759	20,92284126	-5,8829
2,68	3,739171	624,8266	20,85918778	-5,84699
2,96	3,266819	602,929	20,80398394	-5,80865
3,24	2,889215	583,6792	20,75545527	-5,76908
3,52	2,581422	566,5667	20,71231471	-5,72903
3,8	2,326401	551,2106	20,67360194	-5,68898
4,08	2,112143	537,3198	20,63858333	-5,64923
4,36	1,92996	524,6676	20,60668697	-5,60999
4,64	1,773424	513,0739	20,5774593	-5,57138
4,92	1,637683	502,394	20,55053516	-5,53348
5,2	1,519015	492,5096	20,52561664	-5,49633
5,48	1,414516	483,3232	20,50245783	-5,45996
5,76	1,321893	474,7535	20,48085366	-5,42438
6,04	1,239314	466,732	20,46063148	-5,38957
6,32	1,165295	459,2006	20,44164471	-5,35553
6,6	1,098627	452,1095	20,42376798	-5,32224
6,88	1,038312	445,4158	20,40689326	-5,28969
7,16	0,983521	439,0825	20,39092692	-5,25785
7,44	0,933561	433,0771	20,37578731	-5,22671
7,72	0,887848	427,3712	20,36140283	-5,19623
8	0,845885	421,9399	20,34771043	-5,1664
8,28	0,807249	416,7609	20,33465428	-5,13719
8,56	0,771576	411,8147	20,32218474	-5,10859
8,84	0,738553	407,0835	20,31025754	-5,08056
9,12	0,707909	402,5518	20,29883299	-5,0531
9,4	0,679407	398,2052	20,28787543	-5,02617
9,68	0,652839	394,0312	20,27735269	-4,99977

9,96	0,628024	390,0181	20,26723566	-4,97387
10,24	0,604802	386,1555	20,25749795	-4,94846
10,52	0,58303	382,4338	20,24811552	-4,92351
10,8	0,562584	378,8443	20,23906646	-4,89902
11,08	0,543352	375,3791	20,23033075	-4,87496
11,36	0,525232	372,0309	20,22189	-4,85133
11,64	0,508137	368,7931	20,21372734	-4,8281
11,92	0,491984	365,6594	20,20582726	-4,80527
12,2	0,476703	362,6241	20,19817543	-4,78282
12,48	0,462227	359,6821	20,19075861	-4,76074
12,76	0,448497	356,8285	20,18356455	-4,73901
13,04	0,43546	354,0587	20,17658189	-4,71763
13,32	0,423067	351,3685	20,16980006	-4,69659
13,6	0,411274	348,7542	20,16320926	-4,67587
13,88	0,40004	346,212	20,15680034	-4,65547
14,16	0,389328	343,7385	20,15056474	-4,63538
14,44	0,379104	341,3306	20,14449451	-4,61558
14,72	0,369338	338,9854	20,13858216	-4,59607
15	0,36	336,7	20,1328207	-4,57684
16,2	0,517538	477,3854	21,39012076	3,039674
16,2	0,675077	618,0707	21,82483853	8,857453
16,2	0,832615	758,7561	22,25955629	13,7388
16,2	0,990154	899,4414	22,69427405	18,01676
15	1,147692	1040,127	23,12899182	21,87695
14,73552	1,173728	1044,967	23,1439491	21,8565
14,47104	1,200843	1049,919	23,1592488	21,83593
14,20656	1,229102	1054,986	23,17490523	21,81523
13,94208	1,258576	1060,173	23,19093359	21,79439
13,6776	1,289342	1065,485	23,20735003	21,77343
13,41312	1,321482	1070,929	23,22417172	21,75235
13,14864	1,355089	1076,51	23,24141697	21,73114
12,88416	1,390259	1082,235	23,25910527	21,70982
12,61968	1,4271	1088,109	23,27725748	21,68838
12,3552	1,46573	1094,141	23,29589585	21,66683
12,09072	1,506275	1100,338	23,31504426	21,64518
11,82624	1,548876	1106,708	23,33472828	21,62343
11,56176	1,593688	1113,261	23,35497538	21,60158
11,29728	1,640878	1120,005	23,37581512	21,57965
11,0328	1,690634	1126,951	23,39727934	21,55766
10,76832	1,743163	1134,111	23,4194024	21,53559
10,50384	1,798691	1141,496	23,44222149	21,51348
10,23936	1,857473	1149,119	23,46577686	21,49134

9,97488	1,919791	1156,994	23,49011224	21,46917
9,7104	1,98596	1165,138	23,51527518	21,44701
9,44592	2,056333	1173,566	23,54131756	21,42488
9,18144	2,131307	1182,296	23,56829604	21,40279
8,91696	2,211327	1191,35	23,59627275	21,38079
8,65248	2,2969	1200,749	23,6253159	21,3589
8,388	2,388599	1210,518	23,65550067	21,33716
8,12352	2,487075	1220,683	23,68691012	21,31563
7,85904	2,593078	1231,274	23,71963629	21,29436
7,59456	2,707464	1242,324	23,75378158	21,2734
7,33008	2,831225	1253,871	23,78946026	21,25284
7,0656	2,965511	1265,955	23,82680037	21,23276
6,80112	3,111663	1278,623	23,86594597	21,21325
6,53664	3,271255	1291,929	23,90705985	21,19444
6,27216	3,446144	1305,931	23,95032683	21,17648
6,00768	3,63854	1320,698	23,99595788	21,15952
5,7432	3,851087	1336,309	24,04419513	21,14377
5,47872	4,086976	1352,854	24,09531818	21,12947
5,21424	4,350093	1370,438	24,14965204	21,11691
4,94976	4,645215	1389,184	24,2075773	21,10646
4,68528	4,978275	1409,237	24,26954323	21,09854
4,4208	5,356731	1430,772	24,33608494	21,09372
4,15632	5,790078	1453,996	24,4078461	21,09267
3,89184	6,290585	1479,162	24,48560969	21,09626
3,62736	6,874366	1506,583	24,57034019	21,10561
3,36288	7,562988	1536,648	24,66324279	21,12217
3,0984	8,385946	1569,854	24,7658484	21,14788
2,83392	9,384599	1606,841	24,88013916	21,18536
2,56944	10,61867	1648,459	25,00873963	21,23822
2,30496	12,17749	1695,864	25,15521903	21,31164
2,04048	14,20051	1750,677	25,32459116	21,41323
1,776	16,91722	1815,271	25,52418769	21,55472
1	16,91722	1054,82	23,17439285	0,008827
	16,91722	890,1432	22,66554249	-5,93758

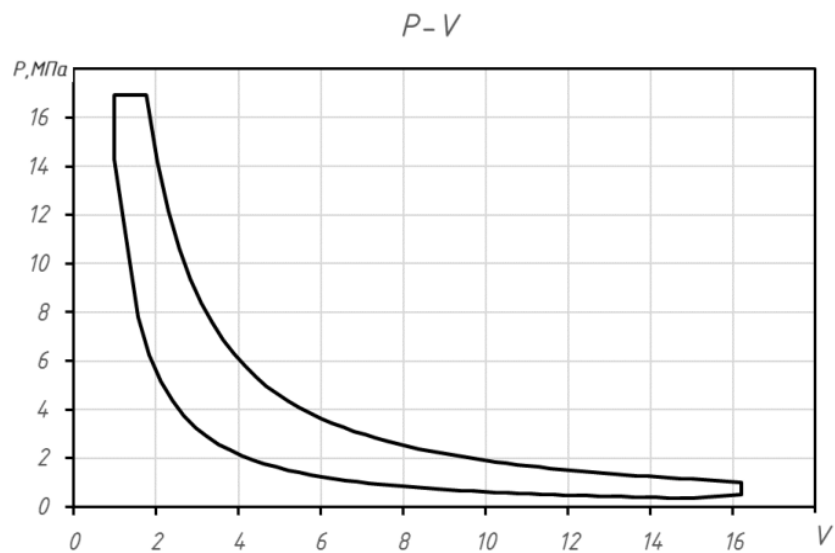


Рисунок 2.1 – Індикаторна $P - V$ діаграма

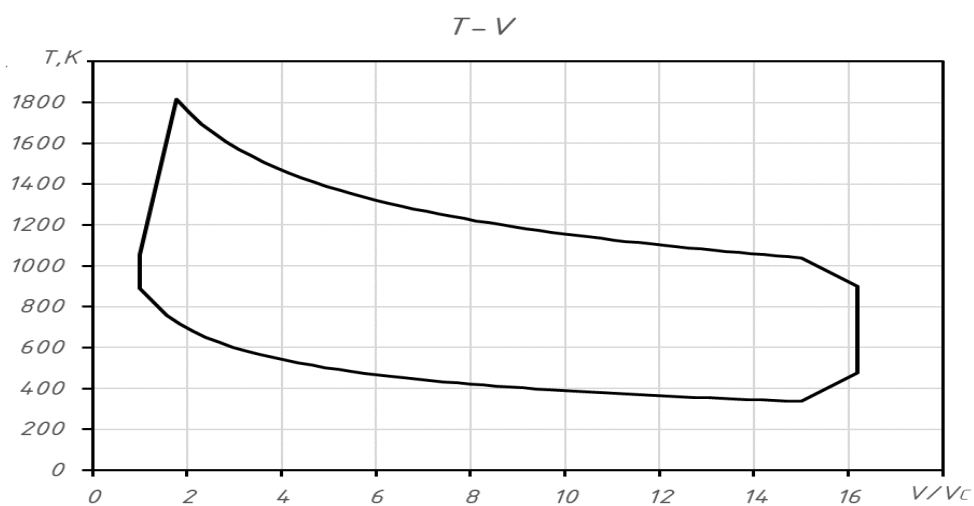


Рисунок 2.2 – Індикаторна $T - V$ діаграма

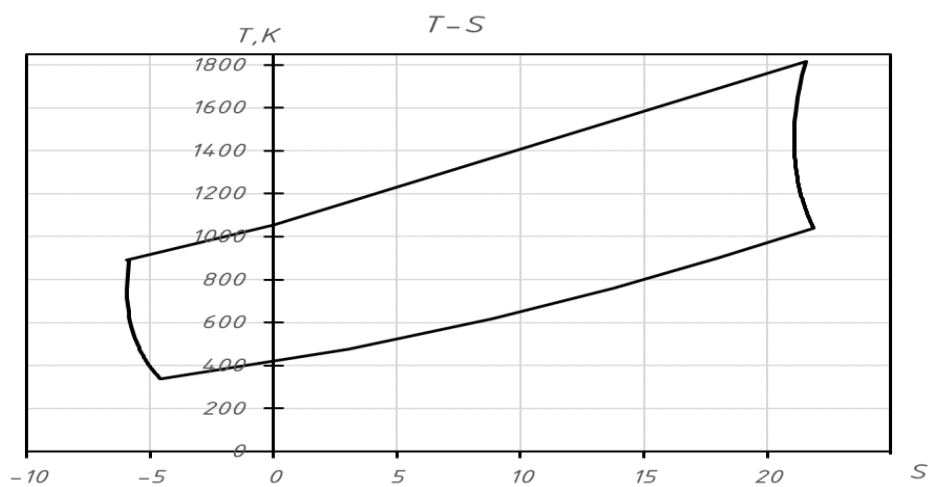


Рисунок 2.3 – Індикаторна $T - S$ діаграма

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ У КШМ

3.1 Динамічний розрахунок двигуна

Діаграми динаміки будуються задля визначення сил у КШМ на будь-якому куті обертання колінчастого валу. Ці діаграми потім застосовують при розрахунках на міцність основних деталей КШМ, а також для розрахунків на врівноваженість. Діаграми будуються на підставі розрахунку робочого циклу та з урахуванням зміни дії визначених сил під час руху колінчастого валу.

Сили, що діють у КШМ, поділяються на: P_g – силу від тиску газів на поршень, P_j – силу інерції мас, що рухаються поступово, P_{dv} – рушійна сила, N – нормальна сила, що притискує поршень до втулки, Q – силу, що тисне вздовж шатуна, T – дотична сила (сила, дотична до кривошипа), Z – радіальна сила, що діє вздовж кривошипу (див. рис. 3.1). [4]

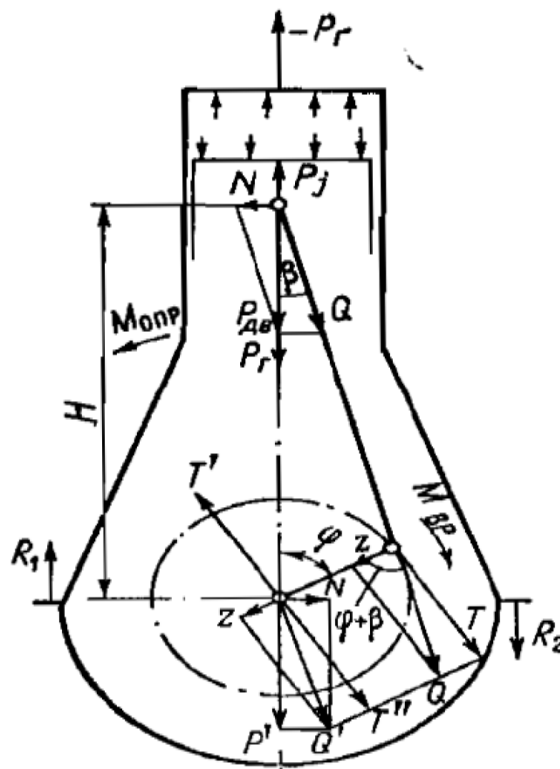


Рисунок 3.1 – Дія сил на ланку КШМ двигуна

У табл. 3.1 представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в табл. 3.2 – 3.3. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на (рис.3.2 – 3.4.)

Таблиця 3.1 – Вхідні параметри для розрахунку діючих зусиль

Параметр	Роз.	Поз.	Знач.
Діаметр поршня	м	п	0,35
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	P _z	167
Максимальний тиск згоряння	МПа	P _a	21
Тиск на початку стиску	МПа	P _k	0,4
Тиск наддуву	МПа	P _k	0,38
Тиск залишкових газів	МПа	P _г	0,33
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,422
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	650
Радіус кривошипа	м	r	0,775
Ступінь стиснення		ε	15
Показник політропи стиснення		n ₁	1,4
Показник політропи розширення		n ₂	1,4
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,261
Кількість циліндрів		i	6

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	180	0,400	0,925	1,325	0,000	-1,325	0,000
15	195	0,405	0,961	1,366	-0,150	-1,359	-0,209
30	210	0,422	1,048	1,471	-0,315	-1,431	-0,463
45	225	0,455	1,132	1,586	-0,488	-1,467	-0,777
60	240	0,510	1,138	1,648	-0,631	-1,370	-1,112
75	255	0,603	0,999	1,602	-0,692	-1,083	-1,368
90	270	0,761	0,675	1,436	-0,645	-0,645	-1,436
105	285	1,043	0,171	1,213	-0,524	-0,192	-1,308
120	300	1,586	-0,463	1,123	-0,430	0,189	-1,188

135	315	2,746	-1,132	1,614	-0,497	0,790	-1,493
150	330	5,499	-1,724	3,775	-0,809	2,865	-2,588
165	345	11,798	-2,131	9,667	-1,060	9,063	-3,526
180	360	17,725	-2,276	15,449	0,000	15,449	0,000
195	375	21,000	-2,131	18,869	2,069	17,691	6,882
210	390	15,099	-1,724	13,375	2,865	10,151	9,169
225	405	8,078	-1,132	6,946	2,136	3,401	6,422
240	420	4,927	-0,463	4,464	1,708	0,753	4,720
255	435	3,377	0,171	3,547	1,532	-0,561	3,823
270	450	2,542	0,675	3,217	1,445	-1,445	3,217
285	465	2,062	0,999	3,061	1,322	-2,069	2,614
300	480	1,774	1,138	2,912	1,114	-2,421	1,964
315	495	1,599	1,132	2,731	0,840	-2,525	1,337
330	510	1,496	1,048	2,544	0,545	-2,476	0,800
345	525	0,523	0,961	1,484	0,163	-1,476	0,227
360	540	0,400	0,925	1,325	0,000	-1,325	0,000

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

j°	T _Σ						T _Σ	T ^{ср} _Σ
	Номер циліндру							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,000	-1,112	-1,188	0,000	4,720	1,964	4,38	6,43
15	-0,209	-1,368	-1,493	6,882	3,823	1,337	8,97	6,43
30	-0,463	-1,436	-2,588	9,169	3,217	0,800	8,70	6,43
45	-0,777	-1,308	-3,526	6,422	2,614	0,227	3,65	6,43
60	-1,112	-1,188	0,000	4,720	1,964	0,000	4,38	6,43

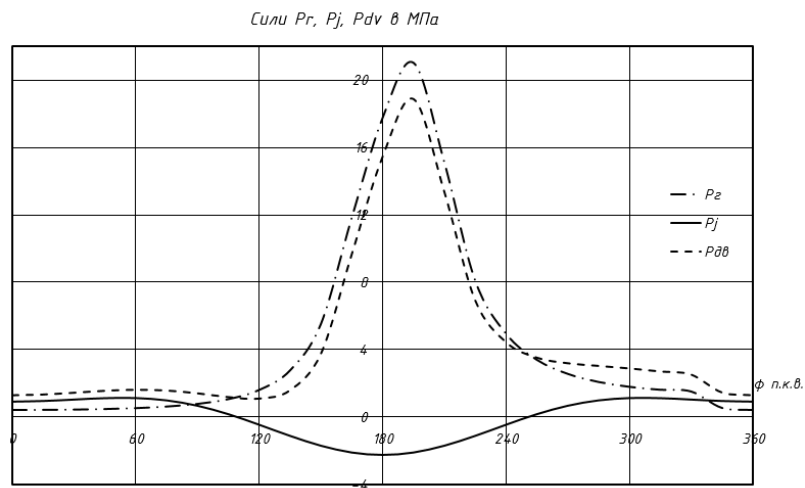


Рисунок 3.2 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

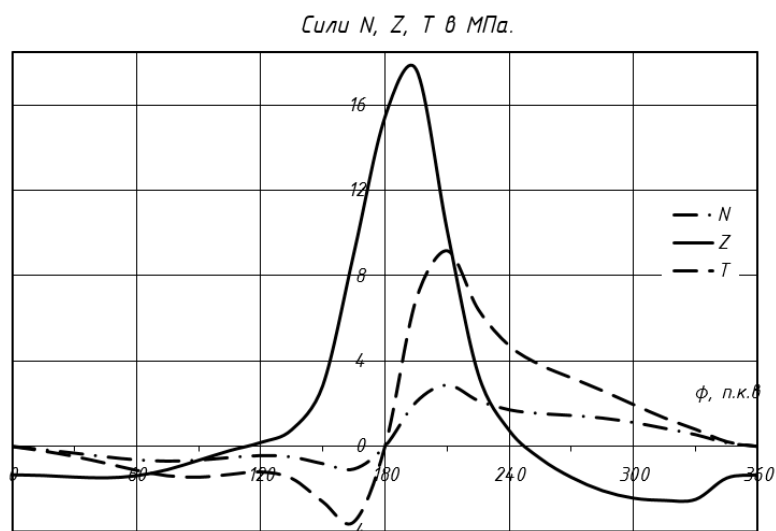


Рисунок 3.3 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

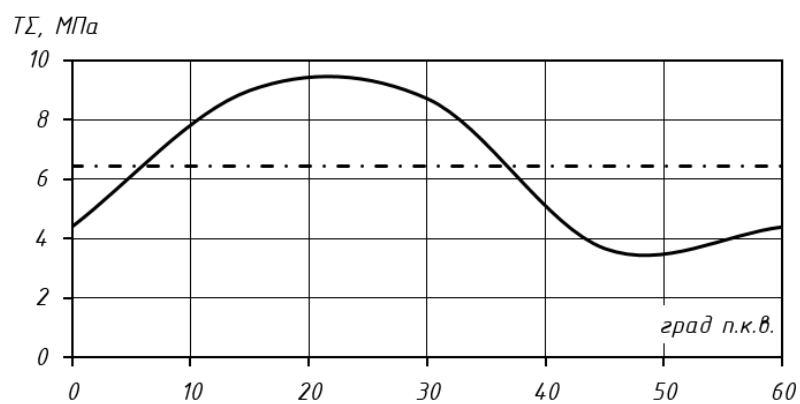


Рисунок 3.4 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

Проектування насосу виконується при заданих значеннях витрати Q (160 м³/год), питомої роботи L (350 Дж/кг) та максимальна висота всмоктування $h_{\text{вс}}$ (3,6 м), [5]

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.

Всі розрахунки, з урахуванням машинізації обчислень, робилися до отримання оптимальних параметрів насосу, що проектується. Всі розміри насосу знаходилися через використання наданої кафедрою комп'ютерної програми розрахунку ступеня насосу, яка реалізована в середовищі Microsoft Excel.

Таким чином, насос створений для забезпечення усіх заданих основних параметрів та на підставі конструкції, що придатна для його реалізації під задану функцію. Він може без обмежень працювати в системі водопостачання з заданою висотою всмоктування.

Результати розрахунку

Параметр	Формула	Значення
Коефіцієнту швидкохідності	$n_s = 193,3 \cdot \frac{\omega \cdot \sqrt{Q}}{L^{3/4}}$	88
Кутова швидкість обертання ротору насоса, м/с	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$	174,8
Об'ємний ККД	$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}}$	0,967
Гідравлічний ККД	$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg 93,7 - 0,172)^2}$	0,871

Приведений(середньоквадратичний) діаметр на вході в колесо, м	$D_{1np} = k_{D_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{\pi \cdot Q_1}{30 \cdot \omega}}$	0,1225
Коефіцієнт вхідного діаметру	$k_{D_1} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \frac{1}{\sqrt{k_{Co}}}$	4,1
Коефіцієнт, який залежить від С	k_{Co}	0,076
Приведений діаметр на вході в колесо, перше наближення, м	D_{1np}^*	0,0937
Коефіцієнт, який враховує тертя дисків колеса о воду	$\eta_{MBH} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}$	0,905
Коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках	$\eta_{cn} = 0,95 \dots 0,98$	0,95
ККД насоса	$\eta = \eta_r \cdot \eta_o \cdot \eta_{MBH} \cdot \eta_{cn}$	0,725
Діаметр вала ротора насосу, м	$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot [\tau_{kp}]}}$	0,0276
Крутний момент на валу ротора насосу, Н·м	$M_K = \frac{N_B}{\omega}$	122,91
Потужність на привід вала ротора насосу, Вт	$N_B = \frac{\rho \cdot Q \cdot L}{\eta}$	21483
Діаметр маточини робочого колеса, м	$d_{ct} = (1,2 \dots 1,8) \cdot d_B$	0,034
Ширина колеса, м	$B_K = (0,2 \dots 0,4) \cdot D_2$	0,06
Швидкість рідини в кільцевому прийомному отворі робочого колеса, м/с	$c_o = k_{c_o} \cdot \left(\frac{30}{\pi}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \sqrt[3]{Q_1 \cdot \omega^2}$	3,8
Діаметр входу в робоче колесо, м	$D_0 = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi C_0} + d_{cm}^2}$	0,1288
Діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса, м	$D_1 = (0,9 \dots 1,0) \cdot D_0$	0,128
Приведений діаметр в другому наближенні, м	$D_{1np}^{**} = \sqrt{0,5 \cdot (d_{cm}^2 + D_1^2)}$	0,0937
Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D1, м/с	$u_1 = \frac{\omega \cdot D_1}{2}$	11.19
Абсолютна швидкість потоку рідини на вході	$c'_1 = c_o$	3,8
Швидкість рідини в районі повороту протока в робочому колесі, м/с	$c'_1 = c_{1m}$	3,8
Коефіцієнт захащення каналу колеса лопатями на вході	$k = 1,1 \dots 1,25$	1,091
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в	$c_{1m} = c'_{1m} \cdot k_1$	4,15

робоче колесо, м/с		
Кут безударного входу, град	$\beta_{10} = \arctg \frac{c_{1m}}{u_1}$	20,35
Кут установки лопаті на вході, град	$\beta_1 = \beta_{10} + \delta$	21
Кут атаки, град	$\delta = \beta_1 - \beta_{10}$	0,65
Відносна швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса, м/с	$w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}}$	11,94
Відносна швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса, м/с	$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1}$	11,59
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c_{2m} = (0,75 \dots 1,1) \cdot c_{1m}$	3,2
Для литих коліс з відносно великою товщиною	$k = 6,5 \dots 10$	6,5
Оптимальна кількість лопатей робочого колеса, шт	$z = k \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$	8,45
Приймаємо	z	12
Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса, м	$D_2^* = \frac{D_0}{0,002 \cdot n_s + 0,276}$	0,285
Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса, друге наближення, м	D_2^{**}	0,2766
Питома робота колеса з нескінченним числом лопатей, Дж/кг	$L_\infty = (1 + p) \cdot L_\tau$	479,4
Теоретична питома робота колеса, Дж/кг	$L_\tau = \frac{L}{\eta_r}$	401,84
Зовнішній діаметр робочого колеса, м	$D_2 = \frac{2}{\omega} \cdot \left[\frac{c_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + L_\infty} \right]$	0,276
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями на вході	$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S}{\pi \cdot D_1}}$	1,091
Товщина лопаті на вході, м	$\Delta_1 = (0,001 \dots 0,004)$	0,001
Перетин лопаті на вході, нормальний до радіуса, м	$\Delta S_1 = \frac{\Delta_1}{\sin \beta_1}$	0,0028
Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_2 , м/с	$u_2 = \frac{\omega \cdot D_2}{2}$	24,17

Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c'_{2m} = \frac{c_{2m}}{k_2}$	3,11
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями	$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \Delta S_2}{\pi \cdot D_2}}$	1,030
Товщина лопаті на виході, м	$\Delta_2 = (0,001 \dots 0,003)$	0,001
Перетин лопаті на виході, нормальний до радіуса, м	$\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin \beta_2}$	0,0018
Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при скінченному числі лопатей, м/с	$c_{2u} = \frac{L_T}{u_2}$	16,63
Швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c'_2 = \sqrt{(c'_{2m})^2 + c_{2u}^2}$	16,92
Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей	$c_{2u\infty} = \frac{L_T \cdot (1 + p)}{u_2}$	19,84
Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}$	8,2
Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі	$\frac{w_1}{w_2}$	1,414
Оптимальне співвідношення відносних швидкостей	$(w_1/w_2)_{opt} = 3,166 \cdot 10^{-11} \cdot n_s^6 - 1,812 \cdot 10^{-08} \cdot n_s^6 + 4,228 \cdot 10^{-06} \cdot n_s^4 - 5,150 \cdot 10^{-04} \cdot n_s^3 + 3,464 \cdot 10^{-02} \cdot n_s^2 + 1,231 \cdot n_s + 19,82$	1,416
Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей	$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_2}$	5,45

Опис конструкції спроектованого насоса

Відцентрові насоси (рис 4.1) є частиною сімейства гідродинамічних насосів, в яких перекачування рідини відбувається за рахунок динамічного впливу, створюваного рухом самої рідини. Відцентрові насоси використовують поле відцентрової сили для передачі енергії і швидкості транспортованої рідини. Завдяки цьому механізму відцентрові насоси можуть перетворювати швидкість в енергетичний потік тиску.

					КРБ.142.2227см.23.01.00.ЛЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Даний насос можна класифікувати за наступними ознаками:

- за принципом підведення енергії потоку рідини – динамічний або лопатевий;
- по вигляду робочих органів і по особливості робочого процесу – відцентровий;
- по числу ступіней (послідовно включених коліс) – одноступінчатий;
- за призначенням – циркуляційний насос для системи охолодження – двигуна.
- по роду приводу – автономний електронасос;
- по розташуванню колеса щодо опор – консольний.
- по типу ущільнення – сальнікова набивка

У механізмі діють наступні сили:

- швидкість як форма енергії, що передається рідини
- тиск, перетворене дією кінетичної енергії.

Основними елементами відцентрового насоса є:

1) Корпус насосу – який вміщує нерухомі елементи насоса.

2) Робоче колесо – відкритого типу основний елемент відцентрового насоса призначений для перекачування рідини всередині насоса за допомогою відцентрової сили, створюваної спеціальними ребрами, які його складають згідно розрахунків. При обертанні крильчатки створюється відцентрова сила, яка переміщує рідину від центру до зовнішньої сторони насоса.

3) Всмоктуючий патрубок- центральний елемент насоса виконує функцію спрямування рідини через робоче колесо, яке випромінює її в напрямку корпусу насоса.

4) Вал - частина, на якій закріплено робоче колесо, зазвичай з'єднується з електричним двигуном або двигуном внутрішнього згорання.

Основні переваги, які гарантує цей тип насоса: вони стійкі до зносу завдяки конфігурації конструкції і використанню матеріалів; вони можуть транспортувати широкий спектр рідин навіть з певними характеристиками або з підвішеними твердими елементами.

					КРБ.142.2227см.23.01.00.ЛЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

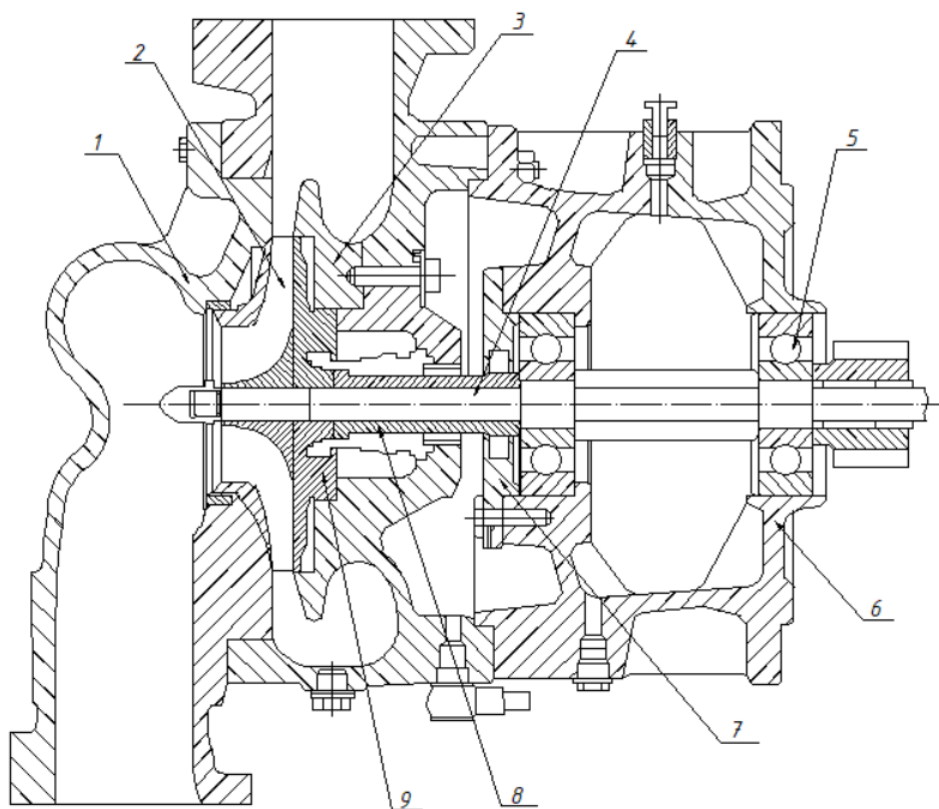


Рисунок 4.1 – Відцентровий насос

- 1 – корпус насоса; 2 – робоче колесо; 3 – кришка корпусу; 4 – вал ротора;
 5 – підшипник; 6 – корпус підшипника; 7 – кришка підшипника;
 8 – сальник; 9 – упорна кришка сальника;

Нерухомі елементи насоса складаються з корпусу 1, який об'єднує такі елементи насоса, як: вхідний патрубок, спіральний відвід і камеру, в якій обертається робоче колесо. На вхідному патрубку виконаний приєднувальний фланець для прикріплення всмоктуючого трубопроводу, а на кінці спірального відводу – фланець для з'єднання з нагнітальним трубопроводом. Отвори заглушені пробками і можуть використовуватися для зливу води з насоса, для випуску повітря при його заливці перед роботою і для приєднання манометрів. Корпус 1 з боку заднього диска колеса закритий кришкою 3, яка утворює разом з ним камеру, в якій обертається робоче колесо. Через центр круглої кришки проходить канал для валу ротора, в якому також розміщується сальникове ущільнення 8. З боку колеса в отвір кришки вставлена упорна

					КРБ.142.2227см.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

кришка сальника 9. Сальникове ущільнення 8 складається з сальникового набивки. Кришка сальникового ущільнення виконана з двох частин, що забезпечує її розбирання і витягання з ліхтаря без розбирання насоса при поточному ремонті сальникового ущільнення. У корпусі підшипників 6 розміщуються два підшипники. Підшипник з боку колеса затиснений в корпусі і на валу насоса. Підшипник з протилежного боку затиснений на валу, але може переміщатися. Підшипники змащуються рідким маслом, яке заливається через отвір у верхній частині корпусу підшипників.

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 спіралвидним відводом, який охоплює колесо по периметру. З відводу рідина поступає в нагнітальний патрубок, звідки прямує до двигуна. 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 круговий рух. Відцентрова сила, яка виникає при цьому, переміщатиме частинки по радіусу при одночасному обертальному русі. У зв'язку з видаленням з міжлопатєвих 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. При нормальній роботі сальникового ущільнення вода буде капати зовні тільки при працюючому насосі, за кількості 6...12 крапель за хвилину.

					КРБ.142.2227см.23.01.00.ЛЗ	Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 6ДКРН 35/155

5.1 Паливна система

Паливна система — призначена система для приймання, видавання, зберігання, перекачування, очищення, підігріву й подавання палива до двигуна. [2]

Паливна система подає до клапанів упорскування циліндрів необхідну кількість палива. Постійний потік палива через паливну систему підтримується теплим. При низькому навантаженні ECS автоматично вимикає клапани упорскування в кожному циліндрі двигуна з двома інжекторними клапанами - один з двох клапанів упорскування. Це гарантує, що двигун має найкращі паливні та згорюючі властивості, які зменшуються дим і витрата палива. ECS через регулярні проміжки часу вимикає інший клапан упорскування отримати рівне теплове навантаження в камері згоряння. Немає обмежень у часі для експлуатації двигун при низькому навантаженні.

Паливна система складається з наступних частин (рис 5.1):

1) Паливопроводи – паливні трубки з'єднують елементи паливної системи. На всіх паливних трубах є прилади підігріву для збереження тепла палива під час роботи та для короткочасних зупинок двигуна. Високий напірні паливні труби, які не знаходяться в рейковому вузлі, мають подвійну конструкцію стінок і герметичність оглядові пункти.

2) Підтримуючий клапан – регульований підтримуючий тиск 9 у зворотному трубопроводі підтримує тиск палива трубку подачі паливних насосів на правильне значення.

3) Блок живлення 7 містить паливні насоси та пов'язані з ними елементи.

4) Паливний насос 8 подають паливо в паливну рампу під тиском до 100 Мпа.

					<i>КРБ.142.2227см.23.01.00.ЛЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		32

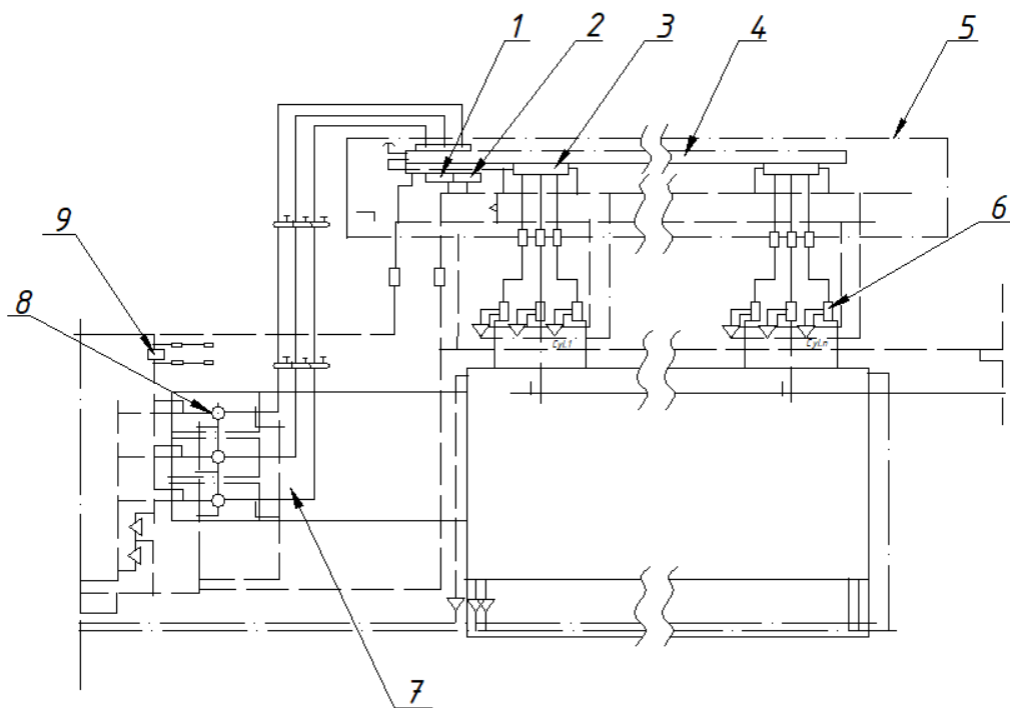


Рисунок 5.1 – Паливна система двигуна 6ДКРН 35/155

5)Паливна рейка 4 постачає паливом клапани обмеження потоку або блоки управління упорскуванням.

6)Зворотні клапани запобігають зворотному потоку палива від паливної рампи до паливних насосів (наприклад, якщо паливний насос не має подачі, або паливна труба несправна).

7)Клапан регулювання тиску 1 має різні функції для управління потоком і потоком тиск у паливній рампі.

8)Запобіжний клапан 2 є запобіжним пристроєм. Якщо тиск палива збільшується більше ніж встановленого значення, запобіжний клапан відкривається.

9)Блоки керування уприскуванням 3 встановлені на паливній рампі подачі палива до відповідних клапанів упорскування з відрегульованим кількість палива.

10) Інжекційний клапан – клапани впорскування 6 подають паливо в камеру згоряння у вигляді спрею.

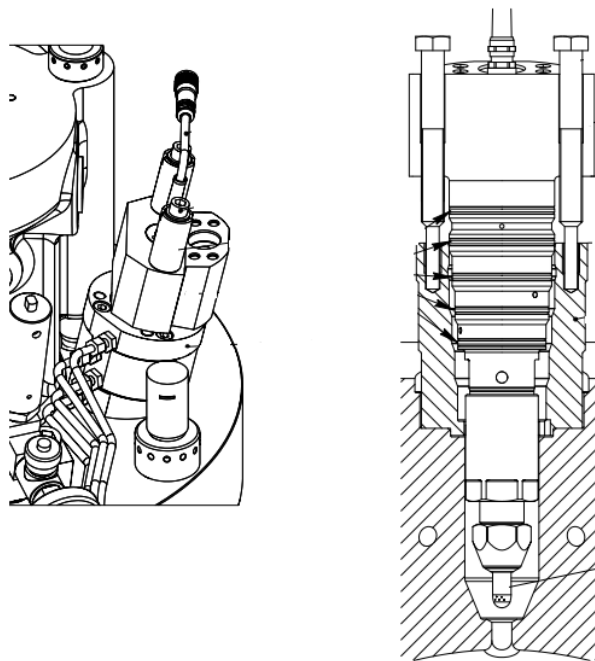


Рисунок 5.2 – Розташування форсунки в кришці циліндру та конструкція форсунки

На двигуні встановлено 12 форсунок, по 2 на кожний циліндр з електронним керуванням. Початок і кінець подачі забезпечується електромагнітним клапаном. Форсунки мають бокове розташування в кришці циліндра, та має охолодження в корпусі. Форсунки закритого типу, в якій встановлено спеціальний клапан, який роз'єднує порожнину розпилювача форсунки і робочого циліндру на протязі всього циклу, крім процесу впорску. Також в ній встановлено голчастий клапан з автоматичним відкриттям під дією тиску палива, подавального від паливного насоса в порожнину форсунки.

Два паливні насоси рис. 5.2 подають паливо в паливну рейку під високим тиском. Зубчасте колесо блока живлення приводить у рух шестерню і, таким чином, розподільний вал паливного насоса. Чотири плунжери паливного насоса стискають паливо. Клапан регулювання потоку регулює потік відповідно до сигналу системи керування двигуном. Таким чином, він контролює тиск на паливну рейку.

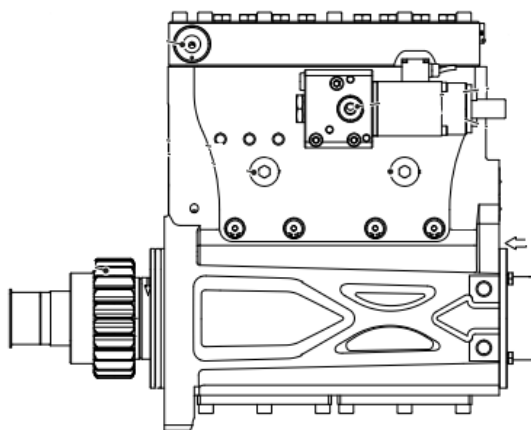


Рисунок 5.3 – Паливний насос

Елемент конструкції паливної системи, що містить фільтрувальний елемент, розташований у паливній магістралі, призначений для затримання твердих часток у паливі, яке надходить до двигуна. Ці функції виконують фільтри грубої очистки (ФГО) – що встановлюються біля заборів палива. Фільтри тонкої очистки (ФТО) – для видалення із палива абразивних частинок. Фільтри грубого очищення (ФГО) – для видалення з палива частинок розміром більше 40 мкм; Фільтри тонкого очищення (ФТО) – для видалення домішок з палива розміром більше 6 мкм.

Результати розрахунків

Параметр	Формула	Значення
Добовий запас палива, кг/добу	$G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$	25473,3
Питома ефективна витрата палива кг/кВт*год	g_e	0,175
Номинальна потужність двигуна, кВт	N_e	5220
Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення втрати палива	$K_m = 1,1 \dots 1,2$	1,1
Місткість витратної цистерни м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	32
Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	836

Коефіцієнт захаращення цистерни елементами конструкції	$K_1=1,01\ldots 1,05$	1,02
Коефіцієнт мертвого об'єму цистерни	$K_2=1,01\ldots 1,05$	1,03
Продуктивність паливопідкачувального насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	2,3
Коефіцієнт запаса подачі палива	$K_3=1,5\ldots 2$	2
Потужність привода паливопідкачувального насоса, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$	0,75
Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
Коефіцієнт запаса потужності	$K_4= 1,1\ldots 1,5$	1,4
ККД поршневих паливопідкачувальних насосів	$\eta = 0,6\ldots 0,7$	0,6
Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_{\phi} = \frac{W_{nn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жн}}$	0,042
Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02\ldots 0,05$	0,05
Коефіцієнт живого перетину	$K_{жн} = 0,2\ldots 0,3$	0,3
Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{cen} = \frac{B_{доб}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	2,3
Добова витрата палива кг/доб	$B_{доб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	23184
Кількість сепараторів	$n = 1\ldots 4$	1
Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8\ldots 12$	12
Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м ²	$F_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_z}$	5,6
Теплоємність палива, кДж/кг*К	C_m	1,8
Температура палива, що поступає до сепаратора, С	t_2	85
Температура при якій зберігається паливо, С	t_1	40
Коефіцієнт теплопередачі	k	510
Коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача	η_z	0,75
Середня різниця температур між насиченою парою та паливом, С	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	65
Температура насиченої пари. Що поступає в підігрівач, С	t_3	125

Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_s}$	241,4
Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	62,85
	приймаємо	63
Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{y \max}^{0,303}$	41,9
	приймаємо	42
	$d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{y \max} - 10)$	35,4
Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{y \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	40,1
Кількість циліндрів	i	6
Частота обертання, об/хв	n	167
Коефіцієнт тактності	z	1
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	7,54
	приймаємо	8
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	0,52
	приймаємо	0,55
Діаметр циліндра, мм	D	350
Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	4
Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4)d_c$	4,4

5.2 Система змащення

Масляна система або система мащення – технічна система, що забезпечує приймання, видавання, зберігання, перекачування, очищення та постачання необхідної кількості мастильного матеріалу у зону контакту тертьових поверхонь деталей механізмів з метою зменшення сил тертя між деталями та інтенсивності їх зношування. При цьому, шар мастильного матеріалу додатково захищає пари тертя від корозії, виконує роль гідравлічного

демпфера, який сприймає ударні навантаження; охолоджує та виносить продукти зношення тертьових поверхонь; забезпечує герметизацію з'єднань та защільників.

Двигун має циркуляційну систему змащення із «сухим» картером. Цю систему мають всі мало та середньообертові двигуни, що використовують на судах в якості головних.

Схема охолодження двигуна показана на рис. 5.4

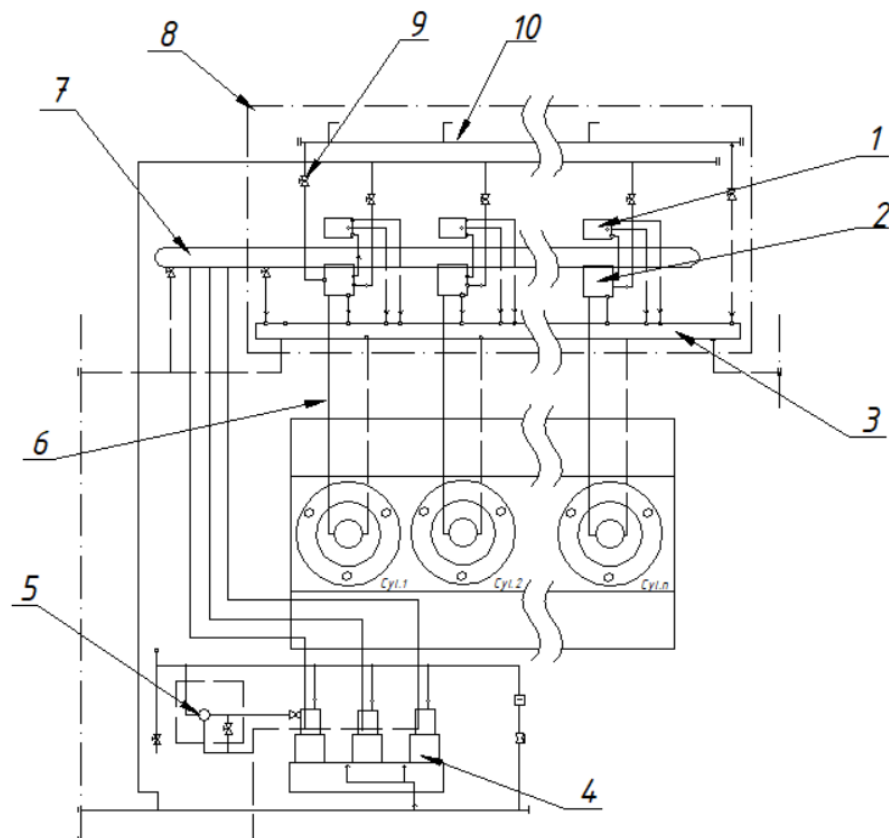


Рисунок 5.4 – Система змащення

Класифікація системи :

- За способом виконання та розташування основної ємності для циркуляційного масла: система із сухим картером;
- За способом дії: циркуляційна;
- За способом охолодження: з охолодженням циркуляційного масла;
- За типом маслоохолоджувача: з кожухотрубним маслоохолоджувачем.

Масляна система циліндра складається з наступних частин:

- Масляні труби: масляні трубки з'єднують елементи, які використовують масло.
- Двокамерний масляний фільтр: двокамерний масляний фільтр фільтрує масло перед подачею його до насосів змащування циліндрів. Перемикаючий клапан дає змогу відключити одну камеру фільтра.
- Насос для змащування циліндрів: Кожен циліндр має насос для змащування циліндрів. Сервомастило приводить у дію насоси для змащування циліндрів. насоси змащування циліндрів. ECS керує насосами змащування циліндрів.
- Перо для змащування: мастильні пір'я розбризкують циліндрове мастило на робочу поверхню гільз циліндра. Мастильні пір'я встановлені по периметру гільзи циліндра.
- Клапан для відбору проб мастила: за допомогою клапана для відбору проб мастило на нижній стороні поршня можна взяти пробу забрудненої оливи з нижньої сторони поршня.

Масляний насос призначений для переміщення масла, в якій механічна енергія приводу перетворюється на потенціальну енергію перекачувального масла. В даній системі використовується шестеренний насос. Робочі органи таких насосів виконані у вигляді шестерень, що передають обертальний момент.

Фільтри призначені для очищення масла що циркулює у системі.

За тонкість відсіву фільтри підрозділяють на наступні групи:

- фільтри попереднього очищення – для запобігання попаданню випадкових крупних забруднень до паливної системи (фільтри перед паливо перекачувальними насосами);
- фільтри грубого очищення (ФГО) – для видалення з масла частинок розміром більше 40 мкм;
- фільтри тонкого очищення (ФТО) – для видалення домішок з масла

					КРБ.142.2227см.23.01.00.ЛЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

розміром більше 6 мкм.

Трубопроводи призначені для перенесення масла на відстань між обладнанням, насосами, фільтрами і т.д. Трубопроводі зливу і прийому масла розташовують в різних кінцях. Зливний патрубок має фільтруючу сітку.

Цистерни призначені для зберігання масла та розташування його в певному місці. Місця встановлення цистерни циркуляційного масла можуть бути різними. Для двигуна зливно-циркуляційні системи розміщують в другому дні з відділенням кофедрадами від дневої обшивки судна.

Дно цистерни виконують із наклоном, де скопляться відстій і грязь, які періодично чистяться. Цистерна обладнана пристроєм для заміру рівня масла, для заповнення, осушки, вентиляції і підігріву, а також горловинами для огляду, очищення і ремонту.

Результати розрахунків

Параметр	Формула	Значення
Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	189,2
Коефіцієнт запасу подачі	$K_v = 1,2 \dots 1,5$	1,3
Питома теплоємність масла, кДж/(кг*К)	$c_M = 1,67 \dots 2,01$	1,9
Щільність мастила, кг/м ³	ρ_M	895
Різниця температур вихідного і вхідного мастила в двигун, К	$\Delta t_M = 5 \dots 15$	10
Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np}$	$2,475 \cdot 10^6$
Питома ефективна витрата палива, кг/кВт*год	g_e	0,175
Номінальна потужність двигуна, кВа	N_e	5520
Перепад температур масла, К	$\Delta t_n = 10 \dots 15$	15
Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	$\alpha_n = 0,05 \dots 0,1$	0,06
Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	Q_{np}	42700
Продуктивність відкачуючого насосу, м ³ /год	$W_{MG} = (1,25 \dots 1,3) W_{MH}$	240,3

Ємність маслосбірної цистерни, м ³	$V_{мц} = K_c \frac{W_{ме}}{z}$	20
Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м ³	$K_c = 1,2 \dots 1,3$	1,25
Кратність циркуляцій	$z = 10 \dots 30$ – МОД,СОД $z = 40 \dots 60$ – ВОД	15
Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м ³	$V_{см} = 0,6 \cdot V_{мц}$	12
Об'єм витратної цистерни, м ³	$V_v = (1,1 \dots 1,5) \cdot V_{мц}$	24
Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_M = \frac{Q_M}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	32,92
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² *К)	$k = 290 \dots 460$	360
Температурний напір, К	Δt	58
Продуктивність масляного сепаратора, м ³ /год	$W_{мс} = \frac{m \cdot V_{мц}}{t_c}$	6,2
Кратність очистки масла	$m = 1,5 \dots 3,5$	3,1
Час роботи сепаратора на добу, год	$t_c = 8 \dots 12$	10

5.3 Система охолодження

Система охолодження представляє собою групу систем, призначених для подачі рідини на охолодження деталей механізмів, приборів, приладів і робочих середовищ (води, палива, пару, повітря, газу, масла,) в теплообмінних апаратах.

Система охолодження сучасного двигуна включає сорочку охолодження двигуна, насос охолоджуючої рідини, термостат, сполучні шланги і радіатор з вентилятором. До системи охолодження підключено теплообмінник обігрівача.

Схема охолодження двигуна показана на рис. 5.5

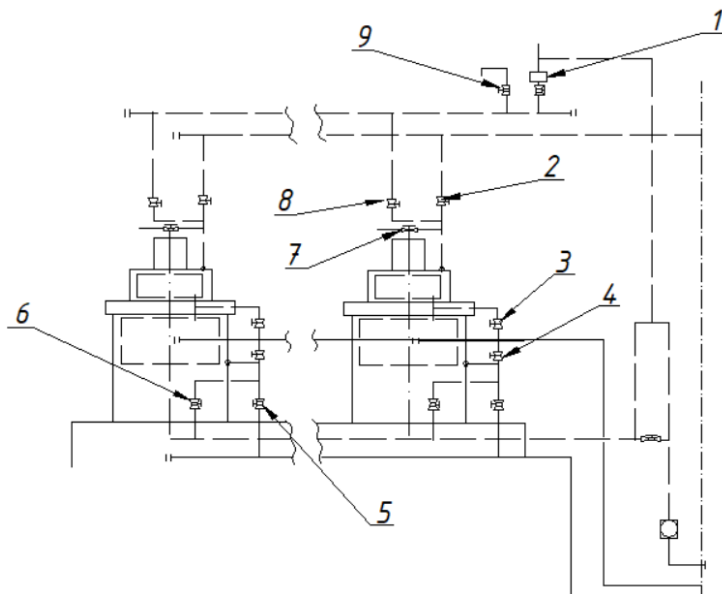


Рисунок 5.5 – Система охолодження двигуна

Працює система охолодження досить легко. Після запуску холодного двигуна рідина, що охолоджує, починає за допомогою насоса циркулювати по малому колу. Вона проходить по сорочці охолодження блоку та головки циліндрів двигуна та повертається в насос через байпасні (обхідні) патрубки. Паралельно рідина постійно циркулює через теплообмінник обігрівача. При охолодженні механізмів забортною водою, її температура на виходіне повинна перевищувати 50 – 55 °С.

Система охолодження забезпечує охолодження наступних елементів: гільза циліндра, кришка циліндра, випускні клапанів, повітроохолоджувач .

Класифікація системи

- За числом водяних контурів: двухконтурна (замкнена);
- За температурним рівнем охолоджуючої води: з низькотемпературним та високотемпературним контурами;
- За направленням руху охолоджуючої води в двигуні: з примусовою циркуляцією.

Для подачі прісної і забортної води використовуються відцентрові насоси. Вони мають автономний привід від електродвигунів.

Фільтр заборотної води (сітчатий) встановлюють відразу післят кінгстону, щоб попередити попадання із заборотної води сміття, що можуть пошкодити насос або забити трубопроводи і теплообмінники.

Система охолодження складається із водяних насосів, охолоджувачів, зберігаючої цистерни, розхідних цистерн, фільтрів, клапанів, кранів, термометрів, терморегуляторів та трубопроводів, манометрів.

В системі охолодження двигуна встановлено два водяних охолоджувачів. Один теплообмінник охолоджує контур високої температури заборотною водою, а другий – контур низької температури.

Результати розрахунків

Параметр	Формула	Значення
Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м ³ /год	$W_{вк} = K_3 \frac{Q_6}{c_{пв} \cdot \rho_{пв} \cdot \Delta t_6}$	149,96
Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,22
Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг*К)	$c_{пв}$	4,19
Щільність прісної води, кг/ м ³	$\rho_{пв}$	1020
Різниця температур води на виході і вході до двигуна, К	$\Delta t_6 = 10 \dots 12$	12
Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{вк} = \alpha_6 \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{пр}$	6,18*10 ⁶
Питома ефективна витрата палива, кг/кВт*год	g_e	0,175
Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	5520
Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_6 = 0,12 \dots 0,17$	0,15
Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{пр}$	42700
Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год	$N_{вк} = 0,272 \frac{W_{вк} \cdot H \cdot \rho_{пв}}{\eta}$	1,632*10 ⁶
Напір насоса, м	H	30
ККД насосу	η	0,75
Площа теплопередаючої поверхні водяного охолоджувача, м ²	$F_o = \frac{Q_{вк}}{k \cdot \Delta t}$	30.15
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² *К)	k	5000

Температурний напір, К	Δt	41
Продуктивність насоса заборотної води, м ³ /год	$W_{нз} = K_3 \frac{Q_{вк}}{c_{зв} \cdot \rho_в \cdot \Delta t_{зв}}$	265,32
Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,22
Питома теплоємність заборотної води, кГ/ м ³	$c_{зв}$	3,980
Щільність заборотної води, кГ/ м ³	$\rho_{зв}$	1020
Різниця температур заборотної води на вході і виході, К	$\Delta t_{зв} = 5 \dots 20$	7
Ємність розширювального баку, м ³	$V_{рб} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_e}{1000}$	0,718

5.4 Системи повітропостачання

Система повітропостачання призначена для подачі повітря, необхідного для згоряння палива та продування циліндра, у певній кількості та із заданими параметрами. [7]

Система повітропостачання складається з компресорів, теплообмінників, ресиверів, повітроводів,. Компресори призначені для підвищення щільності повітря за рахунок стиснення та переміщення стисненого повітря. У теплообмінниках густина повітря змінюється за рахунок зміни його температури. Колектор служить для рівномірного розподілу повітря за всіма циліндрами двигуна.

Системи повітропостачання класифікують:

- за кількістю ступенів стиснення повітря: одноступенева
- за кількістю компресорів: одно-компресорний. В однокомпресорних системах повітря подається до всіх циліндрів від одного компресора
- за призначенням та числом теплообмінників: з проміжними охолоджувачем.
- за способом підтримки параметрів повітря, що надходить в циліндр: регульовані.

Схема охолодження двигуна показана на рис. 5.6

					КРБ.142.2227см.23.01.00.ЛЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

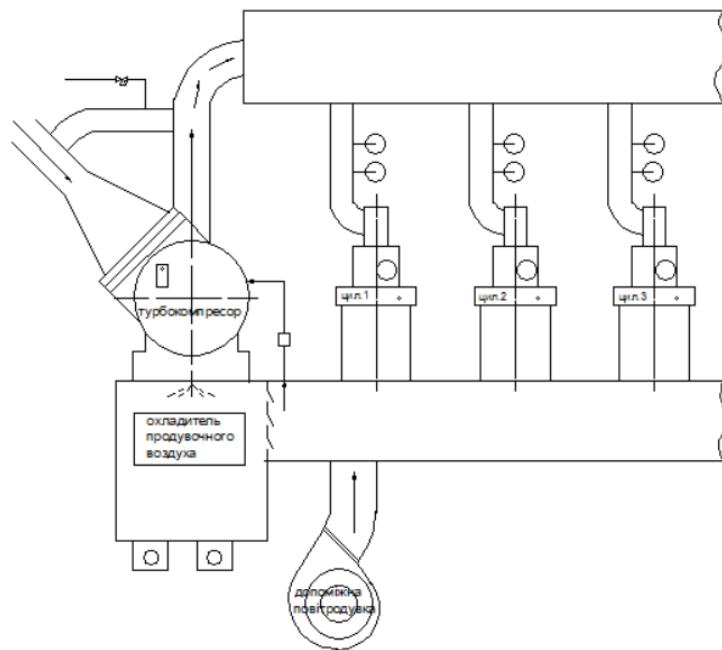


Рисунок 5.6 – Система повітряпостачання

Пусковий клапан (рис. 5.6) у кожній кришці циліндра, подає повітря під тиском у камеру згоряння у двох наступних ситуаціях:

- Для запуску двигуна до початку згоряння
- Для зменшення обертів двигуна, коли згоряння припинилося.

ECS та модулі керування циліндрами (CCM-20) керують та контролюють роботу пускових клапанів.

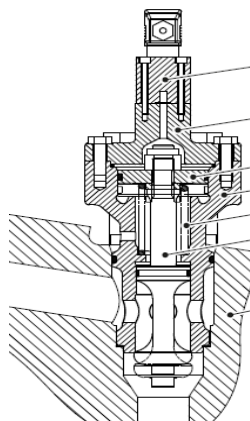


Рисунок 5.7 – Пусковий клапан

На двигуні встановлено один одноступінчатий охолоджувач надувного повітря. Турбокомпресор і два охолоджувач надувного повітря об'єднані в єдиний модуль.

В охолоджувачі надувного повітря двигуна застосовують труби, оребрені зовні, всередині труб протікає вода. Охолоджене повітря поперечно обтікає трубне оребрення зовні.

Система очищення повітря замінює вихлопні гази в циліндрі свіжим повітрям. Очищене повітря надходить ззовні через повітропровід або з машинного відділення продувне повітря поступає у глушники турбокомпресора.

Результати розрахунків

Параметр	Формула	Значення
Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м ²	$F_{en} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{ez}}{3600 \cdot c_{p2} \cdot p_2}$	1,509
Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,38
Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$c_{ez} = 30 \dots 45$ для 4х тактних $c_{ez} = 25 \dots 30$ для 2х тактних	30
Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	$p_2 = 30 \dots 40$	35
Температура випускних газів, К	$T_{ez} = 573 \dots 773$	588
Питома ефективна витрата палива, кг/кВт*год	g_e	0,175
Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	5520
Газова стала	R	0,287
Кількість повітря теоретично необхідна для згоряння 1 кг палива, кг/кг	L	14,3
Діаметр газовипускного трубопроводу, м	$d_{ez} = \sqrt{\frac{4F_{en}}{\pi}}$	1,386

РОЗДІЛ 6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Трудове право та законодавча база охорони праці на судах

Процес охорони праці залежить від різних факторів. Важлива роль у цьому належить державі, яка закріплює на конституційному рівні забезпечення права працівників на охорону праці, а також розкриває його зміст у численних законах та підзаконних нормативно–правових актах. Основною метою законодавства про охорону праці є недопущення створення незадовільної організації виконання робіт, порушень трудової і виробничої дисципліни, порушень технологічного процесу, недоліків у навчанні, а також організації робочих місць і вимог безпеки під час експлуатації транспортних засобів. Враховуючи те, що працівники водного транспорту постійно перебувають під впливом таких факторів, як природні умови (зміна погодних та кліматичних умов, зміна часових поясів, бортова та кільова хитавиця), виробничі умови (шум та вібрація, електромагнітне випромінювання, хімічне забруднення повітря); соціально-психологічні фактори (постійна готовність до виконання професійних обов’язків, монотонність професійної діяльності, дефіцит інформації, групова ізоляція та самотність, зниження рухової активності, додаткові загрози здоров’ю та навіть життю в окремих регіонах світу), цілком очевидно, що створення безпечних і здорових умов праці, мінімізація негативного впливу виробництва на здоров’я та життя працівників водного транспорту є нагальним та актуальним питанням, яке потребує чіткої регламентації. [11]

За даними Управління безпеки на транспорті та технічного регулювання Міністерства інфраструктури України більшість (близько 85 %) нещасних випадків на водному транспорті стається через організаційні причини (ті, що зумовлені організаційними недоліками роботи з охорони праці), тож видається доцільним розглянути найбільш поширені з них.

					<i>КРБ.142.2227см.23.01.00.ЛЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		47

– Однією з поширених причин нещасних випадків на водному транспорті є недостатня кількість членів екіпажу під час рейсу. Поступове скорочення чисельності екіпажів суден призводить до зростання відповідальності та ускладнення функцій, виконуваних судновими спеціалістами, що у свою чергу призводить до накопичення втоми працівників.

– Режими робочого часу і часу відпочинку на водному транспорті встановлюються залежно від режиму роботи судна і поділяються на режим робочого часу у період застосування судна за призначенням (у період рейсу) та режим робочого часу у період ремонтних робіт. В основі організації праці на суднах, що знаходяться у режимі застосування за призначенням, лежить цілодобова вахтова служба.

– Відповідно до ст. 50 Кодексу торговельного мореплавства України мінімальний склад екіпажу, за якого дозволяється вихід судна в море, залежить від району плавання, призначення та типу судна відповідно до чинного законодавства України. Йдеться не про зменшений «екстремальний» склад, а про екіпаж, розрахований для нормальної експлуатації судна з повним дотриманням усіх вимог з безпеки судноплавства, трудового законодавства, а також з урахуванням ризиків, пов'язаних з людським фактором.

– Система стандартів безпеки судноплавства прямо залежить від стану здоров'я екіпажу, кожного працівника на судні. У зв'язку з тим, що робота на водному транспорті характеризується наявністю травмуючих факторів, екстремальних та стресогенних чинників, що виникають спонтанно, і тому потребує від особи певних фізичних та психофізіологічних якостей, перевірка належного стану здоров'я працівників є однією з гарантій безпечного судноплавства.

Для всіх моряків, до виконання своїх обов'язків на судні, відповідно до розділу А-VI Кодексу ПДМНТ – 80 обов'язкова ознайомча підготовка:

- уміння вести діалоги (знання мови, маркування на суднах інозем. мов).
- знання, першої допомоги при падінні людини за борт.

					КРБ.142.2227ст.23.01.00.ЛІЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- знання, дії при виявленні пожежі.
- знання, дій при сигналі про пожежу або залишенні судна.
- знання, шляхів евакуації при небезпеці.
- уміння використовувати рятувальні жилети та знати місце знаходження.
- уміння оголосити тривогу й використовувати вогнегасники.
- уміння надати першу медичну невідкладну допомогу.
- уміння відкривати й закривати протипожежні й водонепроникні двері.
- уміння особистого виживання;

Вимоги безпеки до технологічних процесів та експлуатації устаткування.

Роботодавець на виконання робіт підвищеної небезпеки та експлуатацію (застосування) машин, механізмів, устаткування підвищеної небезпеки повинен одержати дозвіл відповідно до вимог Порядку видачі дозволів на виконання робіт підвищеної небезпеки та на експлуатацію (застосування) машин, механізмів, устаткування підвищеної небезпеки.

Виробниче обладнання з електричним приводом повинно мати засоби (пристрої) захисту від ураження електричним струмом відповідно до вимог ДСТУ 7237:2011 „Система стандартів безпеки праці. Електробезпека. Загальні вимоги та номенклатура видів захисту”, затверджених наказом Державного комітету України з питань технічного регулювання та споживчої політики.

Виробниче обладнання, що працює під тиском, повинно відповідати вимогам Технічного регламенту безпеки обладнання, що працює під тиском.

Технічний огляд та експертне обстеження машин, механізмів та устаткування підвищеної небезпеки проводяться відповідно до вимог Порядку проведення огляду, випробування та експертного обстеження (технічного діагностування) машин, механізмів, устаткування підвищеної небезпеки.

При проведенні робіт, в процесі яких можливе утворення вибухонебезпечних сумішей в повітрі, повинне застосовуватися електрообладнання у вибухозахищеному виконанні. До початку робіт

					КРБ.142.2227см.23.01.00.ЛЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		49

необхідно відключити загальне і місцеве освітлення приміщення (відсіку), яке не має вибухозахищеного виконання, знеструмити кабелі та електропроводи, що проходять транзитом через це приміщення, забезпечити надійну роботу чергового та аварійного освітлення у коридорах, проходах та інших приміщеннях, що примикають до нього.

Пилозбірники (фільтрувальні коробки), з'єднані з приміщенням, повинні бути розташовані на відкритому повітрі і обладнані засобами для усунення небезпеки вибуху. Забороняється використовувати обладнання, взуття, інструмент, які можуть викликати іскріння.

Засоби захисту від статичної електрики у пожежонебезпечних зонах будь-якого класу повинні відповідати вимогам чинного законодавства.

Машини, що рухаються, механізми, частини обладнання.

Небезпека цього фактора полягає у травматизмі вахтового робітників в зв'язку зі здійсненням різних рухів машинами, обладнанням, що знаходиться в приміщенні судна. У проєкті судна є наступні міри безпеки: установка запобіжних захисних засобів, призначених для автоматичного відключення агрегатів і машин, блокувальні пристрої, що виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону, пристрої що сигналізують, що дають інформацію про роботу обладнання, а також про небезпечні і шкідливі умови, що при цьому виникають, системи дистанційного керування, яким притаманне здійснення контролю і регулювання роботи обладнання здійснюється з ділянок, віддалених від небезпечної зони.

Електричний струм.

На сучасних судах весь судновий екіпаж, в тій чи іншій ситуації, пов'язані з електричним струмом, так як суда з роками стають більш автоіатизованими. Для підвищення безпеки праці на морських судах важливо, щоб кожен член екіпажа, незалежно від його спеціальності, добре орієнтувався в питаннях що пов'язані з електрикою.

					КРБ.142.2227ст.23.01.00.ЛЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

За допомогою аналізу травматичних ситуацій на флоті можна визначити наступні основні причини нещасних випадків від дії електричного струму: дотики або наближення на небезпечну відстань до неізовльованих частин електроустаткування; поява напруги на нетоковедучих металевих частинах електроустаткування (на корпусах електромашин, т.д.) в результаті пробою ізоляції, пошкодження заземлюючих і відключаючих пристроїв; токоведучими частками якою працювали люди; виникнення крокової напруги на поверхні землі в зоні розтікання струму; зниження опору ізоляції токоведучих частин, своєчасно не виявлене унаслідок незадовільного контролю технічного стану; мала трудова дисципліна і порушення правил техніки безпеки.

Небезпеки під час робіт на висоті.

Риштовання, конструкція яких не забезпечує власної стійкості, необхідно прикріпити по всій висоті до стійких і міцних конструктивних елементів будівлі (споруди) засобами, зазначеними у технічній документації заводу-виробника, або в проектно технологічній документації на установлення риштовання. Не допускається кріплення риштовань і підмостей до виступаючих частин будівель і споруд (парапетів, карнизів, балконів тощо). Опори та підвіски настилів риштовань повинні розраховуватись з достатнім запасом міцності, що передбачає перебування на них максимально можливої кількості працівників, які виконують роботу, а також будівельних матеріалів, тари та сміття. Для піднімання та спускання працівників риштовання необхідно обладнати драбинами або трапами, розміщеними на відстані не більше 40 м один від одного. На риштованнях завдовжки менше 40 м повинно бути не менше двох драбин або трапів. Верхній кінець драбини або трапа повинен закріплюватись за поперечки риштувань.

Небезпеки щодо проведення зварювальних та інших вогневих робіт.

До початку зварювальних та газополуменевих робіт повинні бути введені в дію тимчасові системи електропостачання. Монтаж і експлуатація систем тимчасового енергопостачання суден повинні здійснюватись відповідно до

					КРБ.142.2227ст.23.01.00.ЛЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вимог чинних галузевих норм і правил проектування, монтажу і експлуатації тимчасових систем енергопостачання на суднах, які будують та ремонтують, а також чинних нормативно-правових актів з пожежної безпеки. Забороняється прокладати системи тимчасового енергопостачання по трапах, сходнях і перетинати ними настили риштувань.

Небезпеки під час виконання механомонтажних робіт.

Не дозволяється завантаження на судно, що знаходиться на плаву, механізмів, маса яких може викликати зміну остійності судна, та проведення робіт з механізмами та устаткуванням, в результаті яких відбувається або можливий прийом на судно заборотної води. Під час побудови та встановлення механізмів і арматури не допускаються інші роботи над і під ними, якщо не вжито заходів, що запобігають падінню інструментів та матеріалів. Пуск механізмів повинен проводитися тільки після складання акту про завершення передбаченого конструкторською та технологічною документацією обсягу монтажних робіт і приймання цих робіт відділом технічного контролю. Перед пуском механізмів повинна бути перевірена їх справність, наявність огорожень рухомих частин, блокувань, екранів захисту від шкідливих випромінювань, викидів пару, газу, а також наявність трапів і огорожень робочих майданчиків.

Підвищена запиленість і загазованість.

З основних забруднень, що можуть бути присутні - вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, монооксид вуглецю і оксид азоту (IV) з концентрацією, що перевищує гранично допустиму концентрацію, спричиняють виражений вплив на організм людини. Деякі з них, такі як оксиди азоту впливають на центральну нервову та кровоносну систему, вступаючи в реакцію з гемоглобіном та кров'яними кільцями, викликають запаморочення, слабкість, нудоту. Оксид азоту має подразнюючу дію, уражаючи органи дихання. Вуглекислий газ в концентрації більше 1 % викликає задишку, при концентрації 25 % – явище наркозу, що супроводжується пригніченням дихального центру та центральної нервової системи.

					КРБ.142.2227см.23.01.00.ЛЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі проведено розрахунок двигуна типу 6ДКРН 35/155.

Розгляд двигуна відбувався в його детальному описі конструкції і основних складових частин в розділі 1, розрахунку його робочого циклу і розрахунку динамічних зусиль на КШМ в розділах 2 та 3, ці показники вказують на високу ефективність механізму, збалансованість роботи, сучасність та вживаність.

В розділі 4 було спроектовано та розрахована відцентровий двигун системи охолодження. Даний насос вдало підходить по всім параметрам до двигуна, має достатньо високий ККД, розрахунок було виконано та змодельовано за сучасним математичним моделюванням з використанням спеціальних програм.

Розділ 5 скомпанований з розрахунків систем данного двигуна, розглянуто його принципові схеми і конструкція елементів які виконують чи малу роль у роботі двигуна. З результатів розрахунку схем видно, що даний двигун досить сучасний і автоматизований який має чи мало переваг в своєму класі двигунів.

В розділі 6, «Забезпечення вимог охорони праці» розглянули таке: трудове право та законодавча база охорони праці на суднах, вимоги безпеки до технологічних процесів та експлуатації устаткування, машини, що рухаються, механізми, частини обладнання, електричний струм, небезпеки під час робіт на висоті, небезпеки щодо проведення зварювальних та інших вогневих робіт та підвищена запиленість і загазованість.

На основі всіх отриманих даних і розрахунків були виконані креслення: поперечний розріз двигуна, індикаторні діаграми, відцентровий насос, діаграми динаміки і також схеми основних систем двигуна.

					КРБ.142.2227см.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Operation Manual – WinGD Operation Manual. Winterthur Gas & Diesel Ltd.- Issue 001. 2019 (*wingd.com*), [1]
2. X35-B - Maintenance Manual. Date of publication 2018-07. 0380-1/A1. 2020-04 WinGD Input Maintenance schedule, (*wingd.com*), [2]
3. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. [3]
4. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с. [4]
5. Мошенцев. Ю.Л. Індивідуальний комплект навчально-методичних матеріалів з дисципліни «Агрегати ДВЗ». Методичні вказівки. – Миколаїв: ІЗДО НУК, 2008. – 122 с. [5]
6. Мошенцев Ю.Л., Сацкий А.Г. Расчет системы охлаждения судовых ДВС. – Николаев: НКИ, 1986. – 42 с.
7. Михайлов В. С., Носовский А. Н., Корниецкий А. В., Пинчук В. А., Чуйко А. А. Курс повышения квалификации судовых механиков : пособ. Николаев: «Барви України», 2009. 384 с. [7]
8. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
9. Latache M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
10. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.
11. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація. [11]

					КРБ.142.2227см.23.01.00.ІІЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		