

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

50/221,4

(MAN B&W 6S50ME-C10.6)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

А. Ю. Проскурін

Здобувач освіти

В. О. Пілецький

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

Пілецькому Владиславу Олеговичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок головного суднового двигуна типу 6ДКРН 50/221,4
(MAN B&W 6S50ME-C10.6)

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від “___” _____ 20__ року №___

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Судновий двигун – MAN B&W 6S50ME-C10.6,
потужність двигуна – 11480 кВт; частота обертання колінчатого валу – 125 хв⁻¹;
паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна 6ДКРН 50/221,4; Розрахунок робочого циклу
двигуна 6ДКРН 50/221,4; Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ; Проєкт
відцентрового насосу системи охолодження; Розрахунок систем двигуна 6ДКРН
50/221,4; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Двигун 6ДКРН 50/221,4; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки;
Відцентровий насос системи охолодження; Схеми систем двигуна 6ДКРН 50/221,4

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

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 11400 кВт та 125 хв⁻¹. В якості базового був обраний двигун 6ДКРН 50/221,4 (MAN 6S50ME C10.6).

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

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 70 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 8 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А4.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, паливо, відцентровий насос, система охолодження.

The qualification work presents the results of calculating a marine internal combustion engine with a power of 11400 kW and 125 min⁻¹. The 6ДКРН 50/221,4 engine (MAN 6S50ME C10.6) was chosen as the base engine.

The calculations of engine operating cycle, dynamic loads and cooling system centrifugal pump have been performed. The main engine systems and their elements have been calculated. Measures to ensure occupational safety and health are given.

The qualification work is executed in Ukrainian language on 70 pages of explanatory note. Eight sources are used. The graphic part is presented on 4 drawings of format A4.

Key words: internal combustion engine, fuel, centrifugal pump, cooling system.

					КРБ.142.2227см.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	6
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 6ДКРН 50/221,4.....	7
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна 6ДКРН 50/221,4.....	11
2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна.....	13
2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна.....	14
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	16
Розділ 3. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ.....	23
Розділ 4. Проект відцентрового насосу системи охолодження.....	33
Розділ 5. Розрахунок систем двигуна типу 6ДКРН 50/221,4.....	40
5.1 Паливна система.....	40
5.2 Система змащення.....	46
5.3 Система охолодження.....	51
5.4 Системи повітропостачання і газовідводу.....	57
Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці.....	63
Висновки.....	69
Список використаної літератури.....	70
Додаток А. Двигун 6ДКРН 50/221,4.....	71
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	72
Додаток В. Відцентровий насос системи охолодження.....	73
Додаток Г. Схеми систем двигуна 6ДКРН 50/221,4.....	74

ВСТУП

Суднове світове дизелебудування бере свій початок на рубежі XIX і XX століть. Пройдений величезний шлях створення і розвитку судових дизелів і агрегатів на їх базі. Багато країн взяли участь в цій історичному справі.

Сьогодні дизелі реально витіснили інші типи енергетичних судових установок завдяки їх важливим перевагам:

- великому діапазону агрегатних потужностей;
- високою паливної економічності (до 154 г/кВт×год), яка визначається ефективним коефіцієнтом корисної дії;
- постійної готовності до дії, швидкому виведенню двигуна на експлуатаційний режим.

В останні 10-15 років суднове світове дизелебудування енергійно розвивалося, при цьому були повністю переглянуті тенденції його реформування і розвитку. Подолано як би «звуковий бар'єр» насамперед за величиною середнього ефективного тиску і, отже, по збільшенню циліндрових і агрегатних потужностей. Знайдено нові принципові ідеї підвищення паливної економічності (збільшення відношення ходу поршня до діаметру циліндра, підвищення тиску уприскування палива більш ніж до 100 МПа, ступеня стиснення, максимального тиску згоряння до 15 МПа і вище, поява нового покоління турбокомпресорів з ККД 70% і більше зі ступенем підвищення тиску повітря 5,0...6,0, використання силових турбін – турбокомпаундних систем, застосування мікропроцесорної техніки для управління початком упорскуванню палива і фазами газорозподілу, нові методи розрахунків та ін. [1].

Згідно із завданням до кваліфікаційної роботи необхідно розрахувати сучасний 2-тактний судовий малообертовий дизельний двигун. В якості двигуна прототипу був обраний двигун 6ДКРН 50/221,4 (MAN 6S50ME C10.6).

					КРБ.14.2.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ДКРН 50/221,4

6ДКРН 50/221,4 – двотактний малообертовий двигун фірми MAN (рис. 1.1), потужністю 11400 кВт та частотою обертання становить 125 хв^{-1} . Швидкість поршня складає 9,2 м/с, діаметр циліндра – 500 мм, хід поршня – 2210,4 мм [2].

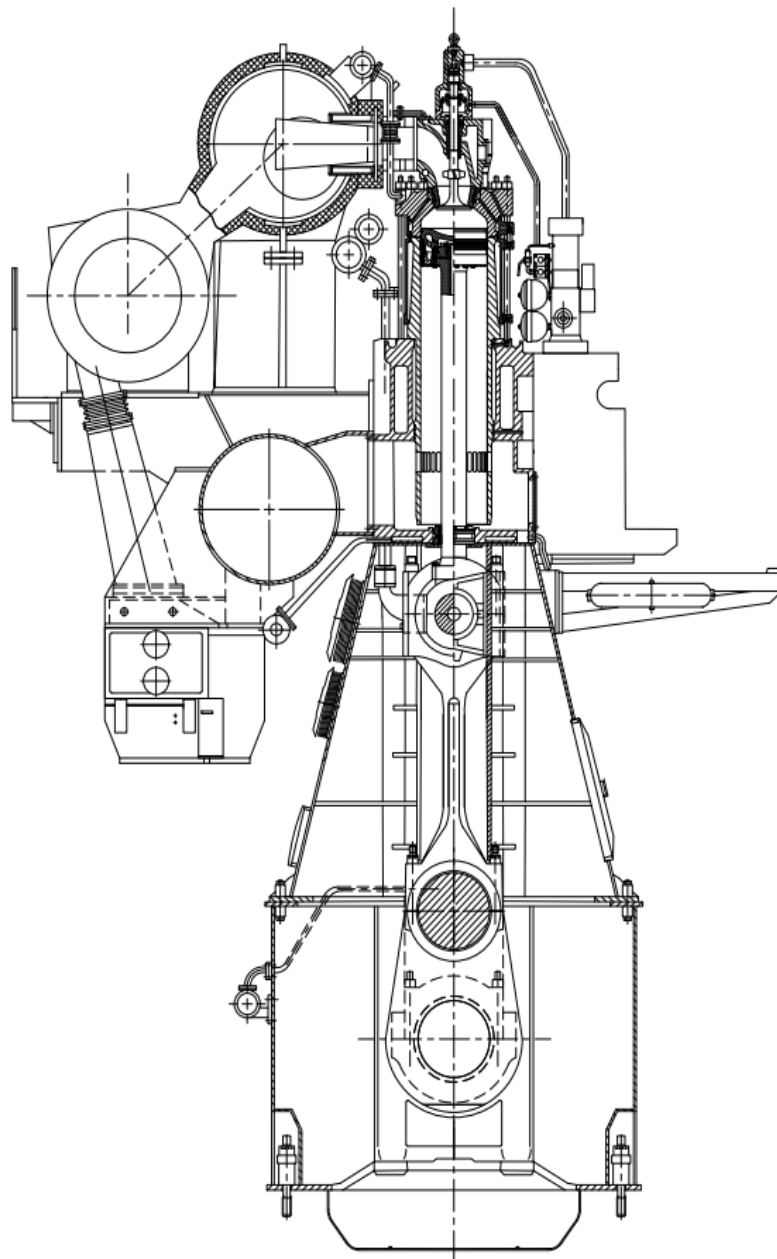


Рисунок 1.1 – Поперечний переріз двигуна 6ДКРН 50/221,4

					<i>КРБ.142.2227см.23.13.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

Поршень (рис. 1.2) складається з головки поршня та спідниці поршня. Коронка поршня виготовлена з жароміцної сталі. Розташоване в самій верхній частині циліндра, зчищає зайву золу і вуглецеві утворення на верхній поверхні поршня.

Поршень може мати три або чотири кільцеві канавки, верхню і нижню поверхні канавок покрито твердим хромом.

Найвище поршневе кільце відноситься до типу CPR (Controlled Pressure Relief) інші три поршневі кільця мають косий зріз. Усі кільця мають алюмінієве покриття зовнішньої поверхні для обкатки.

Спідниця поршня виготовлена з чавуну з бронзовою стрічкою або молібденовим покриттям [3].

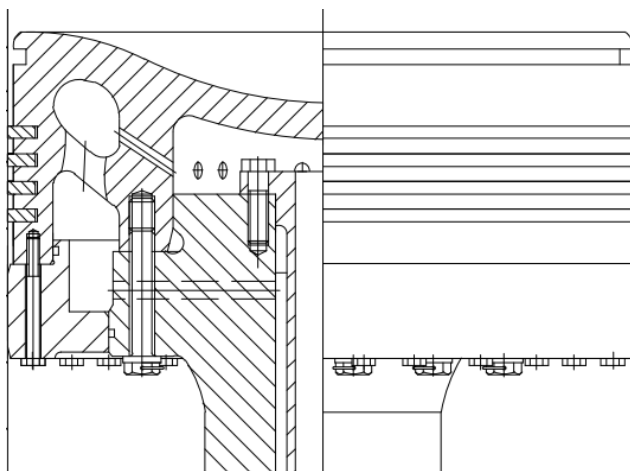


Рисунок 1.2 – Поршень

Шатун (рис. 1.3) виготовлений з кованої або литої сталі та забезпечений кришками для підшипників крейцкопфа та шатуна.

Кришки підшипників крейцкопфа та шатуна закріплені на шатуні зі шпильками та гайками, затягнутими за допомогою гідравлічних домкратів.

Підшипник крейцкопфа складається з набору сталевих тонкостінних вкладишів, фанерованих підшипниковим металом. Кришка підшипника крейцкопфа цілісна, з кутовим вирізом під шток поршня.

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Підшипник шатуна має тонкостінні сталеві вкладиші, футеровані підшипниковим металом. Матило подається по каналах в крейцкопфі і сполучному штоку.



Рисунок 1.3 – Шатун

Втулка циліндра (рис. 1.4) суцільнолита, виготовлена з легованого чавуну та підвішена на рамі циліндра за допомогою низько розташованого фланця. Верхня частина втулка циліндра має сорочку охолодження. У втулці циліндра є отвори видалення відпрацьованих газів і отвори для мастила циліндра.



Рисунок 1.4 – Втулка циліндра

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		9

Колінчастий вал (рис. 1.5) є складеним з двох частин. Виготовляється з кованої або литої сталевий заготовки.

На кормовому кінці колінчастий вал має хомут для упорного підшипника, фланець для встановлення зубчастого колеса підвищує передачі до гідравлічного блоку живлення (якщо він встановлений на двигуні), фланець для поворотного колеса та для болтів з'єднання з проміжним валом.

На передньому кінці колінчастий вал оснащений хомутом для гасителя осьових коливань та фланцем для встановлення настроювального колеса. За бажанням фланець можна використовувати для відбору потужності.

Стяжні болти та гайки для з'єднання колінчастого валу з проміжним валом зазвичай не поставляються.



Рисунок 1.5 – Колінчастий вал

Крейцкопф (рис. 1.6) двосторонній, з чотирма повзунами, залитими білим металом. Поперечка сталеві ковані з сверленими каналами для проходження масла. До поперечці кріпиться різьбовим з'єднанням підп'ятник штока поршня, коліно телескопа підведення мастила і зливна труба масла охолодження поршня.

Телескопічна труба для впуску змащення та труба для випуску змащення встановлені на направляючих черевиках.

					КРБ.142.2227см.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

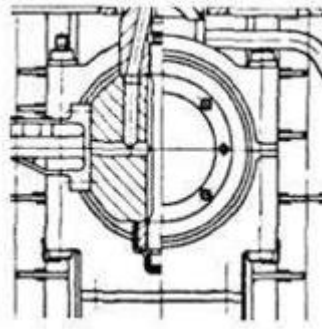


Рисунок 1.6 – Крейцкопф

Кришка циліндра (рис. 1.7) виготовлена з кованої сталі, колпачкового типу, з сверленнями для проходу охолоджуючої води. У кришці розташовані дві форсунки, вихлопний клапан, індикаторний кран і запобіжний клапан.

Кришка циліндра кріпиться до блоку циліндра за допомогою шпильок та гайок що проходять через порожнисту сорочку охолодження верхній частині втулки які затягуються гідравлічними домкратами.



Рисунок 1.7 - Кришка циліндра

Блок циліндрів (рис. 1.8) виготовлений з чавуну з кулястим графітом для того щоб досягти жорсткості і надійності конструкції необхідної для пружного кріплення.

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

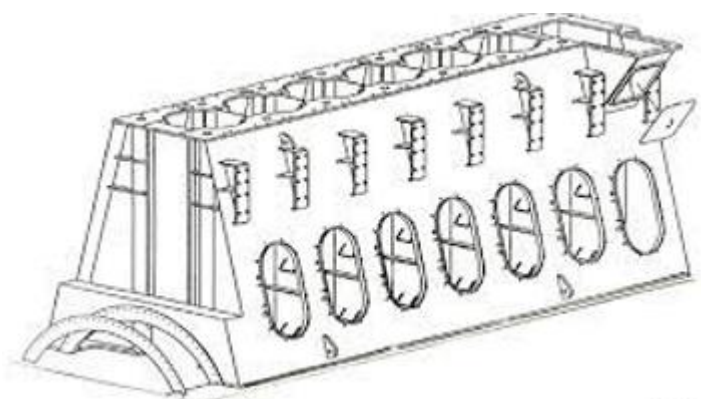


Рисунок 1.8 – Блок циліндрів двигуна

Корінний підшипник підвісного типу з болтами, які гідравлічно затягуються. Бічні болти додають жорсткості до корпусу корінного підшипника. Рядний двигун оснащений загальним повітряним ресивером підвищеної жорсткості.

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 6ДКРН 50/221,4

Розрахунок номінального режиму роботи двигуна проводиться за методикою Гріневецького-Мазінга. Завдяки цьому методу ми можемо визначити реальні показники двигуна MAN 6S50ME C10.6. Розрахунок виконаний у Mathcad, а індикаторні діаграми були виконані у Microsoft Excel [4].

2.1. Вихідні дані

Ефективна потужність, кВт	$N_e = 11400$
Частота обертання, хв^{-1}	$n = 125$
Тиск навколишнього середовища, Мпа	$P_0 = 0,1013$
Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 293$
Тиск повітря за компресором, Мпа	$P_k = 0,42$
Коефіцієнт продування	$\phi_a = 1,1$
Коефіцієнт залишкових газів	$y_r = 0,05$
Коефіцієнт використання теплоти в точці z	$\varepsilon_z = 0,92$
Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\varepsilon_b = 0,96$
Ступінь стиснення	$\varepsilon = 16$
Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1,1$
Підігрів заряду від стінок циліндру, К	$\Delta T_a = 15$
Частка ходу поршня, втрачена на газообмін	$\phi_n = 0,08$
Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	$\zeta = 0,979$
Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0,95$
Адіабатний ККД компресора турбокомпресора	$\eta_{k.ad} = 0,88$
Втрата тиску в охолоджувачі повітря, Мпа	$\Delta P_{ox} = 0,004$
ККД системи охолодження повітря	$\eta_0 = 0,75$
Температура надлишкових газів, К	$T_r = 700$

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Масовый склад палива (кг/кг):

$$C = 0,866$$

$$H = 0,130$$

$$S = 0$$

$$O = 0,004$$

Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг

$$Q_H = 42700$$

Число циліндрів

$$i = 6$$

Діаметр циліндра, м

$$D_c = 0,5$$

Хід поршня, м

$$S_c = 2,210$$

Коефіцієнт тактності

$$z = 1$$

Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні

$$\alpha = 2,59$$

Показник адіабати для повітря

$$k_e = 1,4$$

Механічний ККД турбокомпресора

$$\eta_{t.m} = 0,98$$

Внутрішній ККД турбіни турбокомпресора

$$\eta_{t.ad} = 0,84$$

Коефіцієнт втрат тиску на впуски

$$\epsilon_a = 0,97$$

Відношення тиску перед турбиною к тиску за компресором $\psi_t = 0,747$

2.2 Розрахунок робочого циклу

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Температура повітря за компресором	T_k	К	460,114
Температура повітря в ресивері	T_s	К	334,779
Температура заряду до кінця процесу наповнення	T_a	К	366,456
Тиск повітря перед двигуном	P_s	МПа	0,416
Тиск заряду до кінця процесу наповнення	P_a	МПа	0,404
Коефіцієнт наповнення	η_H		0,828
Середня мольна ізохорна теплоємність повітря	C'_u	кДж/(моль*К)	19,26
Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння	C''_u	кДж/(моль*К)	20,47
Теплоємність суміші повітря і залишкових газів на ході стиснення	b_c a_{vs}	кДж/(моль*К)	0,00252 19,282
Середній показник політропи стиснення	n_1		1,358
Тиск в кінці стиснення	P_c	МПа	17,429
Температура в кінці стиснення	T_c	К	989,232
Справжня кількість повітря для згоряння кмоль	L	кг	1,289

					КРБ.14.2.2227см.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0		1,0253
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β		1,0241
Частка палива, що згоріла в точці z	x_z		0,958
Коефіцієнт молекулярної змін в точці z	β_z		1,023
Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z	Δm a_{vz} b_z	кДж/(моль*К)	0,0326 1,066 19,725 0,00292
Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b	a_{vb} b_b	кДж/(моль*К)	19,744 0,00294
Максимальна температура згоряння	T_z	К	1762
Максимальний тиск згоряння	P_z	МПа	19,171
Ступінь попереднього розширення	ρ		1,657
Ступінь подальшого розширення	δ		9,658
Середній показник політропи розширення і температура в кінці процесу розширення	n_2 T_b	К К	1,287 919,705
Тиск в кінці процесу розширення	P_b	МПа	1,036
Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i	МПа	2,328
Індикаторна питома витрата палива	b_i	кг / (кВт · год)	0,162
Дійсний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	2,141
Індикаторний ККД	η_i		0,519
Тиск в кінці процесу розширення	P_b	МПа	1,036
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	2,096
Ефективний ККД двигуна	η_e		0,509
Питома ефективна витрата палива	b_e	кг/(кВт · год)	0,1658
Ефективна потужність двигуна	N_e		11400,31
Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна	ΔN	%	0,003
Витрата повітря через компресор	G	Дж/(кг·К)	21,434
Витрата газів через турбіну	G_t	кг / с	21,959
Тиск газу перед турбіною	P_r	МПа	0,314
Температура газу перед турбіною	T_t	К	704,868
Загальна кількість продуктів згоряння	M_s	к·моль	1,315
Універсальна газова стала для відпрацьованих газів	R_t	Дж/(кг·К)	287,723
Показник адіабати розширення газу в турбіні	k_t		1,381
Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k		4,146
Дійсне тиск наддуву	P_{kd}	МПа	0,42
Порівнення заданого і отриманого тиску наддуву	ΔP_k	%	0,001

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Згодом ця діаграма буде вихідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконано аналітичним способом, за допомогою програми Excel [5].

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$P = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}} ;$$

– для процесу розширення:

$$P = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}} ;$$

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

Для $T - V$ обчислюють за такими формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

Для $T - S$ діаграми ентропія S обчислюється наступним чином:

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

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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 індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

Таблиця 2.1 – Вхідні дані для побудови індикаторних діаграм

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Ступінь стиснення	ϵ	-	16
Показник політропи стиснення	n_1	-	1.358
Показник політропи розширення	n_2	-	1.287
Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	-	1,1
Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1.657
Тиск в кінці наповнення	p_a	МПа	0,404
Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	366.456
Коефіцієнт молекулярної зміни	β_z	-	1.023
коефіцієнти газу в кінці стиснення	a_{vc}	-	19,282
	b_c	-	0,00252
коефіцієнти газу у точці z	a_{vz}	-	19,725
	b_z	-	0,00292
коефіцієнти газу в точці b	a_{vb}	-	19,744
	b_b	-	0,00296
Тиск навколишнього середовища	p_0	МПа	0,1013
Температура навколишнього середовища	T_0	К	293
Газова стала	R	кДж/(кмоль*К)	8,3144

Таблиця та індикаторна діаграма для спрощення побудови були зроблені в середовищі Excel. Результати розрахунків представлені в табл. 2.2 та на рис. 2.1 – 2.3.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграм
(P-V, T-V, T-S)

V/V_c	p	T	$C_{vm},$ кДж/(кмоль·К)	$s,$ кДж/(кмоль·К)
1	19,18532	1087,651	22,90183028	-0,44886
1	18,89463	1071,171	22,85370997	-0,8643
1	18,60394	1054,692	22,80558966	-1,28366
1	18,31326	1038,212	22,75746936	-1,70709
1	18,02257	1021,733	22,70934905	-2,13472
1	17,73188	1005,253	22,66122874	-2,56672
1	17,4412	988,7734	22,61310844	-3,00322
1,306122	12,13585	898,6168	21,54651446	-4,21548
1,612245	9,117693	833,3674	21,38208576	-4,27249
1,918367	7,200372	783,082	21,25536652	-4,29135
2,22449	5,888944	742,657	21,15349574	-4,28892
2,530612	4,943061	709,1564	21,06907412	-4,27392
2,836735	4,233002	680,7501	20,99749015	-4,25121
3,142857	3,683065	656,2277	20,93569385	-4,2237
3,44898	3,246328	634,7512	20,88157308	-4,1932
3,755102	2,892278	615,7185	20,83361063	-4,16088
4,061224	2,60028	598,6839	20,79068345	-4,12751
4,367347	2,355921	583,3092	20,75193929	-4,0936
4,673469	2,148849	569,3324	20,7167176	-4,05952
4,979592	1,971456	556,5465	20,68449709	-4,02551
5,285714	1,818032	544,7857	20,65485988	-3,99173
5,591837	1,684214	533,9152	20,62746631	-3,95831
5,897959	1,566619	523,8242	20,60203699	-3,92533
6,204082	1,462582	514,4205	20,57833959	-3,89284
6,510204	1,369982	505,6266	20,55617906	-3,86087
6,816327	1,287108	497,3771	20,53539019	-3,82944
7,122449	1,212567	489,6159	20,51583199	-3,79857
7,428571	1,145215	482,2949	20,49738321	-3,76826
7,734694	1,084103	475,3726	20,47993896	-3,73851
8,040816	1,028439	468,8127	20,46340793	-3,70931
8,346939	0,977558	462,5834	20,44771017	-3,68066
8,653061	0,930893	456,6569	20,43277535	-3,65253
8,959184	0,887965	451,0085	20,41854132	-3,62493
9,265306	0,848361	445,6162	20,40495288	-3,59784
9,571429	0,811727	440,4606	20,39196082	-3,57124
9,877551	0,777755	435,5243	20,37952113	-3,54513
10,18367	0,746177	430,7914	20,36759425	-3,51948
10,4898	0,716761	426,2478	20,35614456	-3,49429

10,79592	0,689302	421,8809	20,34513985	-3,46954
11,10204	0,66362	417,6789	20,33455094	-3,44522
11,40816	0,639554	413,6315	20,32435127	-3,42132
11,71429	0,616965	409,7288	20,31451667	-3,39782
12,02041	0,595725	405,9623	20,30502501	-3,37471
12,32653	0,575724	402,3238	20,29585607	-3,35198
12,63265	0,556861	398,806	20,28699124	-3,32962
12,93878	0,539045	395,4022	20,27841343	-3,30761
13,2449	0,522197	392,1059	20,27010689	-3,28596
13,55102	0,506242	388,9115	20,26205705	-3,26464
13,85714	0,491115	385,8137	20,25425044	-3,24365
14,16327	0,476756	382,8074	20,24667459	-3,22297
14,46939	0,463111	379,8881	20,23931789	-3,20261
14,77551	0,45013	377,0514	20,23216958	-3,18254
15,08163	0,437767	374,2935	20,22521961	-3,16276
15,38776	0,425983	371,6106	20,21845861	-3,14327
15,69388	0,414739	368,9991	20,21187784	-3,12406
16	0,404	366,456	20,8224671	-2,92346
16,2	0,530483	476,958	21,14745352	2,672266
16,2	0,656967	587,46	21,47243994	7,282576
16,2	0,78345	697,962	21,79742636	11,25764
16,2	0,909934	808,4641	22,12241278	14,79168
16	1,036417	918,9661	22,4473992	18,00335
15,71314	1,060832	923,75	22,46146865	17,98663
15,42628	1,086288	928,6476	22,47587261	17,96985
15,13942	1,11285	933,6639	22,49062548	17,95301
14,85256	1,140588	938,804	22,50574257	17,9361
14,5657	1,169579	944,0735	22,52124018	17,91915
14,27884	1,199906	949,4783	22,53713566	17,90215
13,99198	1,231659	955,0247	22,55344753	17,88511
13,70512	1,264937	960,7193	22,57019559	17,86803
13,41826	1,299846	966,5695	22,58740099	17,85093
13,1314	1,336506	972,5829	22,60508641	17,83381
12,84454	1,375043	978,7678	22,62327618	17,81669
12,55768	1,4156	985,1331	22,64199643	17,79957
12,27082	1,458333	991,6883	22,6612753	17,78247
11,98396	1,503413	998,4438	22,68114312	17,76541
11,6971	1,551031	1005,411	22,70163262	17,74839
11,41024	1,601396	1012,601	22,72277924	17,73144
11,12338	1,654742	1020,028	22,7446214	17,71458
10,83652	1,71133	1027,705	22,76720081	17,69783
10,54966	1,771451	1035,649	22,79056288	17,68122
10,2628	1,83543	1043,875	22,81475715	17,66477

					КРБ.14.2.2227см.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

9,97594	1,903634	1052,403	22,83983782	17,64854
9,68908	1,976475	1061,253	22,86586428	17,63254
9,40222	2,054421	1070,446	22,89290183	17,61683
9,11536	2,138002	1080,008	22,92102243	17,60146
8,8285	2,227823	1089,965	22,95030567	17,58649
8,54164	2,324574	1100,347	22,98083981	17,57199
8,25478	2,429053	1111,188	23,01272307	17,55802
7,96792	2,542179	1122,525	23,04606514	17,54469
7,68106	2,665017	1134,4	23,08098902	17,5321
7,3942	2,798814	1146,859	23,11763318	17,52036
7,10734	2,945032	1159,957	23,1561542	17,50963
6,82048	3,105398	1173,754	23,19673002	17,50007
6,53362	3,281966	1188,318	23,23956383	17,49187
6,24676	3,477197	1203,73	23,28488905	17,48528
5,9599	3,694065	1220,08	23,33297542	17,48057
5,67304	3,93619	1237,476	23,38413673	17,47809
5,38618	4,208028	1256,042	23,43874072	17,47824
5,09932	4,515115	1275,927	23,49722185	17,48154
4,81246	4,864414	1297,306	23,56009797	17,48859
4,5256	5,264799	1320,392	23,62799257	17,50019
4,23874	5,72774	1345,442	23,70166469	17,51729
3,95188	6,268312	1372,775	23,78205009	17,54117
3,66502	6,906703	1402,788	23,87031909	17,57344
3,37816	7,670534	1435,988	23,96795952	17,61625
3,0913	8,598553	1473,029	24,07689931	17,67249
2,80444	9,746733	1514,782	24,19969313	17,74613
2,51758	11,1988	1562,427	24,33981753	17,84285
2,23072	13,08544	1617,626	24,50215871	17,97094
1,94386	15,62159	1682,81	24,69386394	18,1431
1,657	19,18532	1761,718	24,87010607	18,27576
1,5475	19,18532	1649,373	24,54206011	15,49905
1,438	19,18532	1537,029	24,21401414	12,61431
1,3285	19,18532	1424,684	23,88596818	9,603366
1,219	19,18532	1312,34	23,55792221	6,44341
1,1095	19,18532	1199,995	23,22987624	3,105322
1	19,18532	1087,651	22,90183028	-0,44886

					КРБ.142.2227см.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

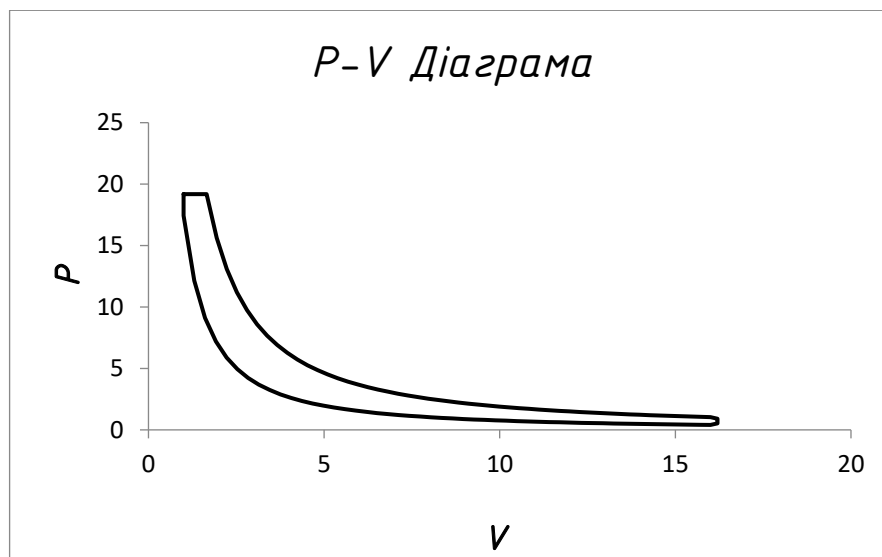


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма в P-V координатах

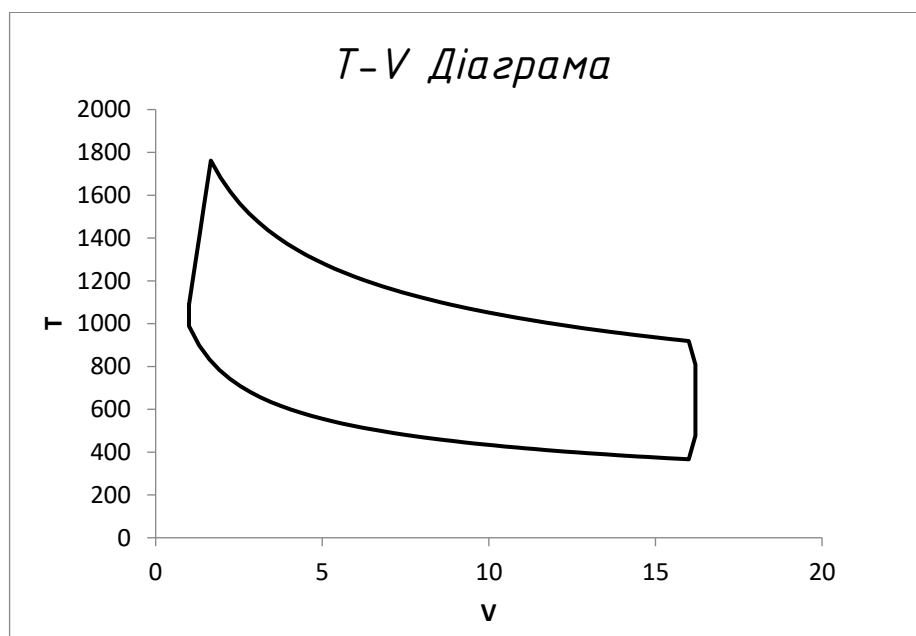


Рисунок 2.2 – Індикаторна діаграма в T-V діаграма

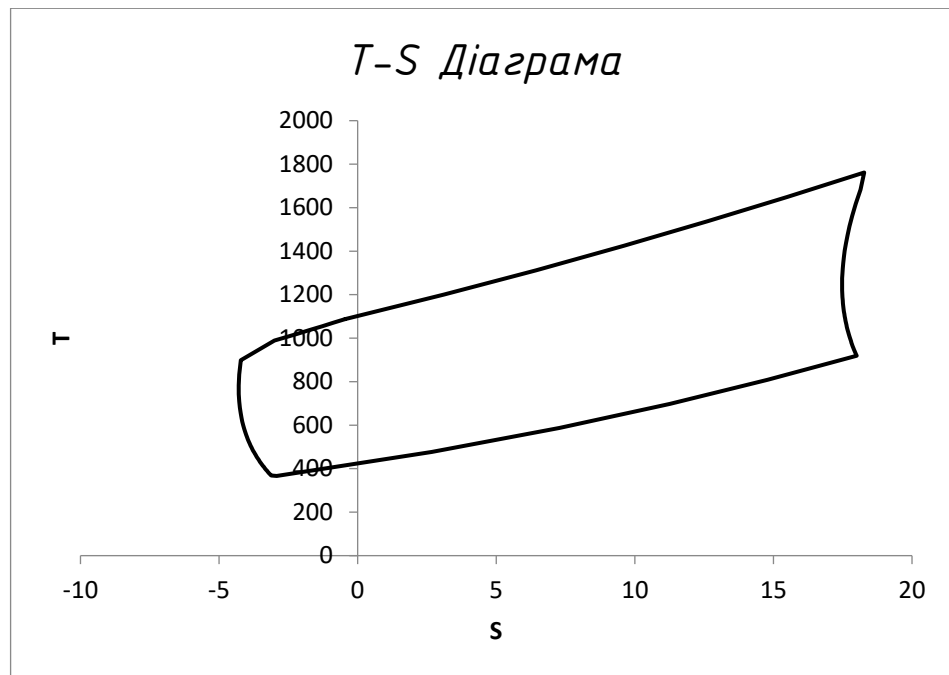


Рисунок 2.3 – Індикаторна діаграма в T-S діаграма

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ У КШМ

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, $P_{дв}$ – 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)

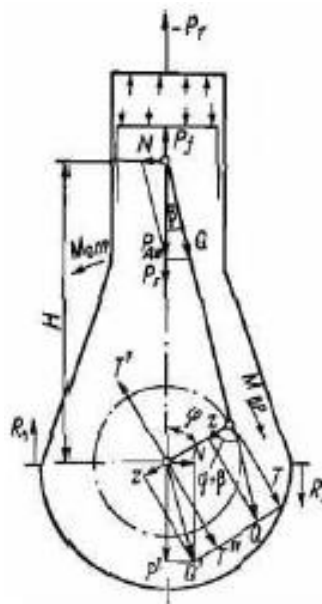


Рисунок 3.1 – Схема дії сил в КШМ

Рушійна сила прикладена в центрі поршневого пальця і діє вздовж осі циліндра. Сила $P_{дв}$ розкладається на такі, що залишають: нормальну силу, яка

$$N = P_{дв} \operatorname{tg} \beta$$

					КРБ.142.2227см.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$Q = \frac{P_{дв}}{\cos \beta}$$

діє перпендикулярно до осі циліндра і притискає поршень до втулки і силу, що діє по осі шатуна Q

Силу Q переносимо за ліпниною її дії в центр шатунної шийки і розкладаємо на дві складові: радіальну силу, що діє по кривошипу, і дотичну (тангенціальну) силу

Сили, що діють на КШМ, змінні за величиною і напрямком, тому для

$$Z = Q \cos(\varphi + \beta) = \frac{P_{дв} \cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$$

$$T = Q \sin(\varphi + \beta) = \frac{P_{дв} \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$$

зручності аналізу їх представляють у вигляді графічних залежностей, що показують зміну сил за кутом повороту кривошипа. Ці результати записані у таблиці 3.4 – 3.5. Криві періодичні, з періодом 360° у двотактних двигунах і 720° у чотиритактних.

Крім сили Q враховується дія на шатунну шийку відцентрової сила інерції $BM Pr$, яка визначається залежністю:

$$P_r = m_r r \omega^2$$

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

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

На рис. 3.2. Pr – сила тиску газів на поршень; Pj – сила інерції одного циліндра двигуна; Pdv – рушійна сила (вертикальна сила, що діє на центр поршневого пальця).

На рис. 3.3. N – нормальна сила, яка притискає поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

					КРБ.142.2227см.23.13.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		24

На рис. 3.4 T_E – сумарні дотичні сили, $T_{cp\ E}$ – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 3.1 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,5
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	125
Максимальний тиск згоряння	МПа	P _z	19,171
Тиск на початку стиску	МПа	P _a	0,404
Тиск наддуву	МПа	P _k	0,42
Тиск залишкових газів	МПа	P _г	0,336
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,43
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	2382
Радіус кривошипа	м	r	1,105
Ступінь стиснення		ε	16
Показник політропи стиснення		n ₁	1,358
Показник політропи розширення		n ₂	1,287
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,657
Кількість циліндрів		i	6
Угловая скорость кривошипа	с	ω	13,0833

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	φ°	P _r	P _j	P _{dv}	N	Z	T	Q	υ	j
0	180	0,404	0,628	1,032	0,000	-1,032	0,000	1,0316	0,00	-69,84
10	190	0,407	0,632	1,039	-0,060	-1,033	-0,122	1,0404	-1,18	-71,81
20	200	0,415	0,643	1,058	-0,120	-1,035	-0,249	1,0650	-2,41	-77,28
30	210	0,429	0,657	1,086	-0,181	-1,031	-0,386	1,1008	-3,77	-85,04
40	220	0,451	0,664	1,115	-0,240	-1,008	-0,533	1,1404	-5,25	-93,25
50	230	0,482	0,656	1,138	-0,294	-0,957	-0,683	1,1753	-6,87	-99,68
60	240	0,526	0,623	1,149	-0,338	-0,867	-0,826	1,1973	-8,55	-102
70	250	0,587	0,557	1,144	-0,367	-0,736	-0,949	1,2011	10,23	-98,24

					КРБ.142.2227с.м.23.13.00.ПЗ					Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата						25

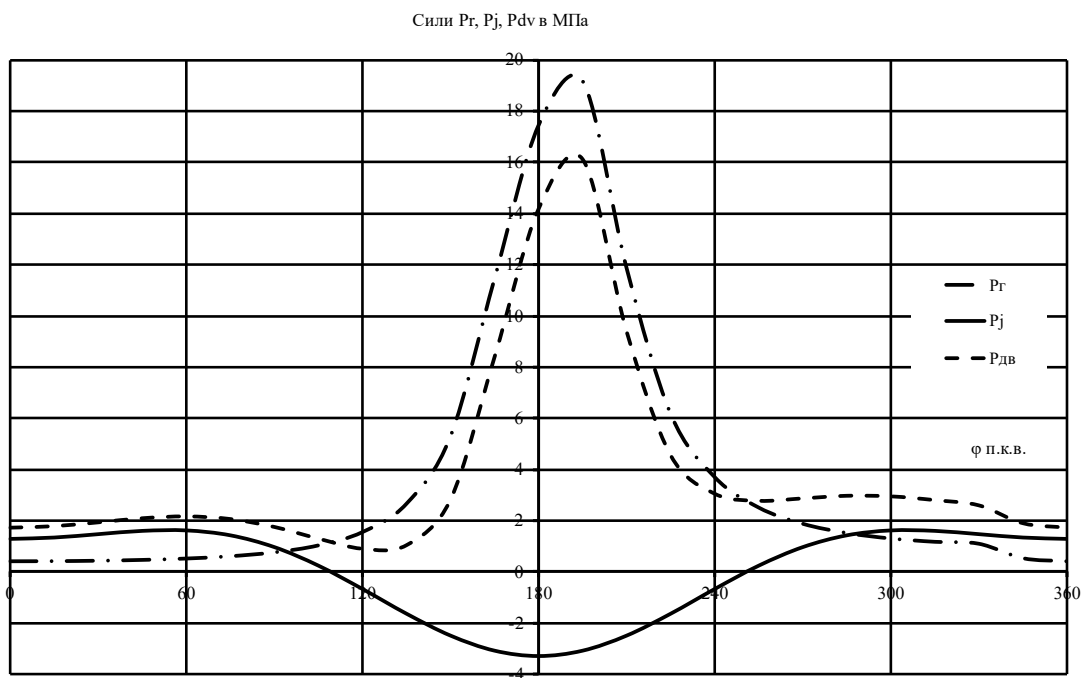
80	260	0,672	0,453	1,125	-0,379	-0,569	-1,042	1,1871	11,79	-86,83
90	270	0,793	0,309	1,102	-0,377	-0,377	-1,102	1,1650	13,08	-67,1
100	280	0,970	0,128	1,097	-0,370	-0,174	-1,145	1,1580	13,98	-39,27
110	290	1,235	-0,084	1,151	-0,369	0,047	-1,208	1,2089	14,35	-4,566
120	300	1,650	-0,314	1,336	-0,392	0,328	-1,353	1,3922	14,11	34,92
130	310	2,328	-0,548	1,780	-0,460	0,792	-1,659	1,8384	13,18	76,371
140	320	3,496	-0,771	2,725	-0,587	1,710	-2,201	2,7870	11,57	116,55
150	330	5,581	-0,966	4,615	-0,769	3,613	-2,973	4,6789	-9,32	152,14
160	340	9,236	-1,117	8,119	-0,920	7,314	-3,641	8,1705	-6,54	180,08
170	350	14,405	-1,213	13,192	-0,757	12,860	-3,036	13,213	-3,37	197,91
180	360	19,171	-1,246	17,925	0,000	17,925	0,000	17,925	0,00	204,04
190	370	19,171	-1,213	17,958	1,030	17,506	4,133	17,988	3,37	197,91
200	380	19,171	-1,117	18,054	2,046	16,265	8,098	18,17	6,54	180,08
210	390	12,472	-0,966	11,506	1,916	9,007	7,412	11,665	9,32	152,14
220	400	8,005	-0,771	7,234	1,558	4,540	5,843	7,3999	11,57	116,55
230	410	5,447	-0,548	4,898	1,265	2,179	4,565	5,0588	13,18	76,371
240	420	3,929	-0,314	3,615	1,062	0,888	3,662	3,7677	14,11	34,92
250	430	2,986	-0,084	2,902	0,930	0,119	3,045	3,0477	14,35	-4,566
260	440	2,374	0,128	2,502	0,843	-0,396	2,610	2,6402	13,98	-39,27
270	450	1,962	0,309	2,271	0,778	-0,778	2,271	2,4010	13,08	-67,1
280	460	1,677	0,453	2,130	0,718	-1,077	1,973	2,2477	11,79	-86,83
290	470	1,475	0,557	2,032	0,651	-1,307	1,687	2,1336	10,23	-98,24
300	480	1,329	0,623	1,952	0,574	-1,473	1,404	2,0349	8,55	-102
310	490	1,225	0,656	1,880	0,486	-1,581	1,128	1,9420	6,87	-99,68
320	500	1,149	0,664	1,813	0,390	-1,640	0,866	1,8547	5,25	-93,25
330	510	1,097	0,657	1,753	0,292	-1,664	0,624	1,7774	3,77	-85,04
340	520	1,062	0,643	1,705	0,193	-1,669	0,402	1,7162	2,41	-77,28
350	530	1,042	0,632	1,674	0,096	-1,665	0,196	1,6768	1,18	-71,81
360	540	0,404	0,628	1,032	0,000	-1,032	0,000	1,0316	0,00	-69,84

					КРБ.142.2227см.23.13.00.ПЗ					Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата						26

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки, град	60			
--------------------	----	--	--	--

j°	T _Σ						T _Σ	T ^{cp} _Σ
	Номер циліндра							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,000	-1,444	-0,945	0,000	3,224	1,969	2,80	4,37
15	-0,267	-1,746	-0,955	5,904	2,984	1,353	7,27	4,37
30	-0,597	-1,741	-1,934	6,456	2,856	0,803	5,84	4,37
45	-1,009	-1,388	-3,071	4,215	2,519	0,284	1,55	4,37
60	-1,444	-0,945	0,000	3,224	1,969	0,000	2,80	4,37
							17,47	

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

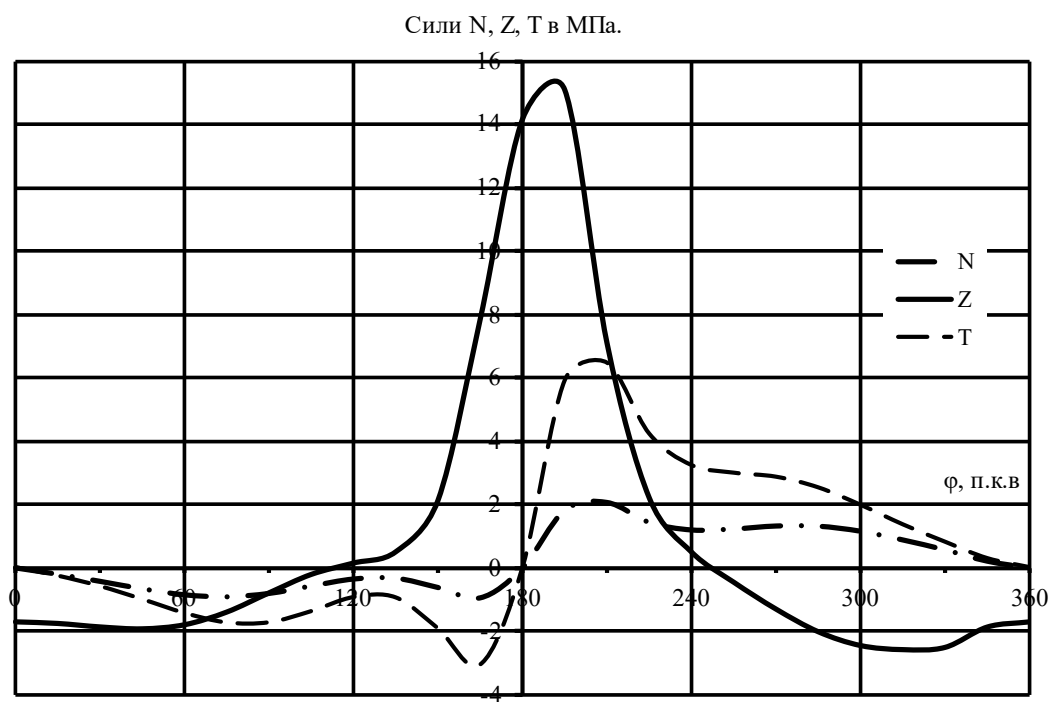


Рисунок 3.3 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

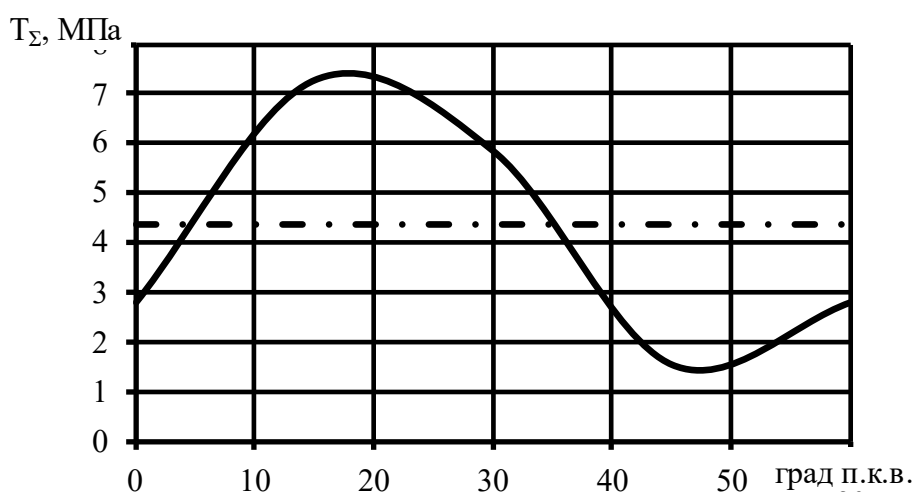


Рисунок 3.4 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

Таблиця 3.4 – Результати зміни сили за кутом повороту кривошипа перша частина

уг откл β	β+φ°	β+φ° рад	Pr	Z1	Qш Мпа	угол вектора Qшш рад	Qшш град	углов Qшш град	углов Qшш рад	Z1	T
0,0000	0,0000	0,00	-0,872639	-2,095	2,10	0,00	0,00	0,0000	0,00	-2,10	0,00
-4,9118	5,0882	0,0888061	-0,872639	-2,123	2,13	0,05	3,00	8,0898	0,14	-0,30	-2,10
-9,6743	10,3257	0,180217	-0,872639	-2,195	2,21	0,11	6,27	16,5921	0,29	-0,65	-2,12
-14,1429	15,8571	0,2767583	-0,872639	-2,298	2,33	0,17	9,99	25,8481	0,45	-1,02	-2,10
-18,1818	21,8182	0,3807997	-0,872639	-2,395	2,47	0,25	14,28	36,0943	0,63	-1,45	-2,00
-21,6682	28,3318	0,4944831	-0,872639	-2,448	2,59	0,33	19,13	47,4654	0,83	1,91	1,75
-24,4952	35,5038	0,6196573	-0,872639	-2,416	2,66	0,43	24,50	60,0085	1,05	2,30	1,33
-26,5800	43,4200	0,7578222	-0,872639	-2,271	2,63	0,53	30,23	73,6484	1,29	2,52	0,74
-27,8561	52,1439	0,9100826	-0,872639	-2,010	2,49	0,63	36,05	88,1984	1,54	2,48	0,08
-28,2858	61,7142	1,0771154	-0,872639	-1,667	2,23	0,72	41,52	103,2304	1,80	2,17	-0,51
-27,8561	72,1439	1,2591485	-0,872639	-1,306	1,87	0,80	45,84	117,9880	2,06	1,66	-0,88
-26,5800	83,4200	1,4559539	-0,872639	-1,001	1,50	0,84	48,01	131,4322	2,29	1,12	-0,99
-24,4952	95,5038	1,6668549	-0,872639	-0,788	1,18	0,84	48,12	143,6238	2,51	0,70	0,00
-21,6682	108,3318	1,8907465	-0,872639	-0,609	1,00	0,92	52,59	160,9190	2,81	-0,33	0,95
-18,1818	121,8182	2,1261129	-0,872639	-0,238	1,05	1,34	76,90	198,7194	3,47	0,34	0,99
-14,1429	135,8571	2,3711534	-0,872639	0,814	1,83	-1,11	-63,56	72,2975	1,26	-1,74	-0,56
-9,6743	150,3257	2,6236779	-0,872639	3,331	4,10	-0,62	-35,72	114,6064	2,00	-3,73	1,71
-4,9118	165,0882	2,8813329	-0,872639	7,550	7,88	-0,29	-16,55	148,5426	2,59	-4,11	6,72
0,0000	180,0000	3,1415926	-0,872639	17,522	17,52	0,00	0,00	180,0000	3,14	0,00	17,52
4,9118	194,9118	3,4018523	-0,872639	17,044	17,70	0,27	15,64	210,5505	3,67	9,00	15,24
9,6743	209,6743	3,6526073	-0,872639	10,782	12,66	0,55	31,63	241,3087	4,21	-11,11	6,08
14,1429	224,1429	3,9120318	-0,872639	4,747	7,23	0,85	48,96	273,1074	4,77	7,22	0,39
18,1818	238,1818	4,1570562	-0,872639	1,686	4,46	1,18	67,76	305,9431	5,34	-3,61	-2,62
21,6682	251,6682	4,3924387	-0,872639	0,204	3,25	1,51	86,41	338,0804	5,90	1,22	-3,02
24,4952	264,4952	4,6163303	-0,872639	-0,602	2,87	-1,36	-77,89	185,6027	3,26	0,33	0,00
26,5800	276,5800	4,8272313	-0,872639	-1,176	2,88	-1,15	-65,89	210,6895	3,68	2,48	2,48
27,8561	287,8561	5,0240367	-0,872639	-1,689	3,04	-0,98	-56,31	231,5448	4,04	2,38	-1,89
28,2858	298,2858	5,2060698	-0,872639	-2,166	3,24	-0,84	-47,97	250,3110	4,37	3,05	1,09
27,8561	307,8561	5,3731026	-0,872639	-2,570	3,37	-0,70	-40,36	267,3008	4,67	3,37	0,15
26,5800	316,5800	5,525363	-0,872639	-2,857	3,42	-0,58	-33,31	283,2651	4,94	3,33	1,00
24,4952	324,4952	5,6635279	-0,872639	-3,007	3,37	-0,47	-26,85	297,6406	5,19	-2,99	-1,56
21,6682	331,6682	5,7887021	-0,872639	-3,032	3,25	-0,37	-21,01	310,6615	5,42	-2,46	2,12
18,1818	338,1818	5,9023855	-0,872639	-2,968	3,08	-0,28	-15,78	322,3998	5,63	-1,88	-2,44
14,1429	344,1429	6,0064269	-0,872639	-2,859	2,91	-0,19	-11,16	332,9793	5,81	-1,32	-2,60
9,6743	349,6743	6,1029682	-0,872639	-2,748	2,77	-0,12	-7,09	342,5872	5,98	-0,83	2,00
4,9118	354,9118	6,1943791	-0,872639	-2,667	2,67	-0,06	-3,43	351,4834	6,13	-0,40	-2,64
0,0000	360,0000	6,2831852	-0,872639	-2,095	2,10	0,00	0,00	360,0000	6,28	0,00	2,10

Величина сили P_r не залежить від кута повороту колінчастого вала. Сила P_r спрямована по лінії дії сили Z_1 і є результуючою цих сил:

$$Z_1 = Z + P_r$$

Полярна діаграма сил, що діють на шатунну шийку, будується в координатах $T-Z_1$. Для осі сили Z_1 задається зворотний порядок, тобто вісь спрямовується зверху вниз. На діаграмі створюються однакові масштаби сил T і Z_1 . При виконанні цієї умови вектор, побудований від початку координат до однієї з точок на діаграмі, відповідає величині результуючої сили:

Розгорнута діаграма навантажень на шатунну шийку $Q_{\text{шш}}$ будується у функції кута повороту колінчастого вала.

Таблиця 3.5 – Результати зміни сили за кутом повороту кривошипа друга частина

φ°	Qшш град	Q угол с заклиной	угол в рад	Qшш МПа	Z1'	T1'	Z1	T1	Z1''	T1''	Qкш, мПа
0	0,00	140,00	2,44	1,05	0,00	-0,67	-1,05	0,00	-1,05	-0,67	1,05
10	3,00	47,00	0,82	1,06	0,72	-0,78	-1,06	-0,06	-0,34	-0,83	1,06
20	6,27	56,27	0,98	1,10	0,61	-0,92	-1,10	-0,12	-0,48	-1,04	1,10
30	9,99	59,99	1,05	1,17	0,58	-1,01	-1,15	-0,20	-0,57	-1,21	1,17
40	14,28	64,28	1,12	1,24	0,54	-1,11	-1,20	-0,30	-0,66	-1,42	1,24
50	19,13	69,13	1,21	1,30	-0,46	-1,21	-1,22	-0,42	-1,69	-1,64	1,30
60	24,50	74,50	1,30	1,33	-0,35	-1,28	-1,21	-0,55	-1,56	-1,83	1,33
70	30,23	80,23	1,40	1,31	-0,22	-1,30	-1,14	-0,66	-1,36	-1,96	1,31
80	36,05	86,05	1,50	1,24	-0,09	-1,24	-1,00	-0,73	-1,09	-1,97	1,24
90	41,52	91,52	1,60	1,11	0,03	-1,11	-0,83	-0,74	-0,80	-1,85	1,11
100	45,84	95,84	1,67	0,94	0,10	-0,93	-0,65	-0,67	-0,56	-1,60	0,94
110	48,01	98,01	1,71	0,75	0,10	-0,74	-0,50	-0,56	-0,40	-1,30	0,75
120	48,12	98,12	1,71	0,59	0,00	-0,58	-0,39	-0,44	-0,39	-1,02	0,59
130	52,59	102,59	1,79	0,50	-0,11	-0,49	-0,30	-0,40	-0,41	-0,89	0,50
140	76,90	126,90	2,21	0,53	-0,32	-0,42	-0,12	-0,51	-0,43	-0,93	0,53
150	-63,56	113,56	1,98	0,91	-0,37	-0,84	0,41	-0,82	0,04	-1,66	0,91
160	-35,72	14,28	0,25	2,05	1,99	-0,51	1,67	-1,20	3,65	-1,70	2,05
170	-16,55	33,45	0,58	3,94	3,29	-2,17	3,77	-1,12	7,06	-3,29	3,94
180	0,00	140,00	2,44	8,76	-6,71	-5,63	8,76	0,00	2,05	-5,63	8,76
190	15,64	65,64	1,15	8,85	3,65	-8,06	8,52	2,39	12,17	-5,68	8,85
200	31,63	81,63	1,42	6,33	0,92	-6,26	5,39	3,32	6,31	-2,94	6,33
210	48,96	98,96	1,73	3,62	-0,56	-3,57	2,37	2,73	1,81	-0,84	3,62
220	67,76	117,76	2,06	2,23	-1,04	-1,97	0,84	2,06	-0,19	0,09	2,23
230	86,41	136,41	2,38	1,63	-1,18	1,12	0,10	1,62	-1,08	2,75	1,63
240	-77,89	127,89	2,23	1,44	0,00	1,13	-0,30	1,40	-0,30	2,54	1,44
250	-65,89	115,89	2,02	1,44	0,63	-1,29	-0,59	1,31	0,04	0,02	1,44
260	-56,31	106,31	1,86	1,52	1,00	-1,46	-0,84	1,27	0,16	-0,19	1,52
270	0,00	140,00	2,44	1,62	-1,24	-1,04	-1,08	1,20	-2,32	0,16	1,62
280	-40,36	9,64	0,17	1,69	1,66	-0,28	-1,28	1,09	0,38	0,81	1,69
290	-33,31	16,69	0,29	1,71	1,64	-0,49	-1,43	0,94	0,21	0,45	1,71
300	-26,86	23,14	0,40	1,69	1,55	-0,66	-1,50	0,76	0,05	0,10	1,69
310	1,00	51,00	0,89	1,62	1,02	-1,26	-1,52	0,58	-0,49	-0,68	1,62
320	-15,78	34,22	0,60	1,54	1,28	-0,87	-1,48	0,42	-0,21	-0,45	1,54
330	-11,16	38,84	0,68	1,46	1,13	-0,91	-1,43	0,28	-0,29	-0,63	1,46
340	-7,09	42,91	0,75	1,38	1,01	-0,94	-1,37	0,17	-0,36	-0,77	1,38
350	-3,43	46,57	0,81	1,34	0,92	-0,97	-1,33	0,08	-0,42	1,05	1,34
360	0,00	140,00	2,44	1,05	-0,80	0,67	-1,05	0,00	-1,85	0,67	1,05

У ненавантаженій частині поверхні шатунної шийки рекомендується розмістити вихід отвору для підведення мастила з порожнини шатунної шийки до підшипника шатуна. Під час вибору місця під отвір необхідно враховувати різні режими роботи двигуна, а діаметр слід вибирати залежно від діаметра шийки:

$$d_0 \geq 0,08d_{\text{шии}}$$

Аналізуючи наведені діаграми можна зазначити, що:

- шатунний підшипник навантажений більш рівномірно, ніж шатунна шийка;

- газові сили мають незначний вплив на форму векторної діаграми.

Крім того, час дії газових сил незначний, тому під час випробування матеріалів підшипників ними часто нехтують.

Використовуючи діаграму сил, що діють на шатунну шийку рисунок 3.5, можна побудувати умовну діаграму її зносу. Для побудови умовної діаграми зносу приймаються два допущення:

- знос поверхні пропорційний діючій силі;
- знос поширюється на кут α 60° від напрямку вектора сили.

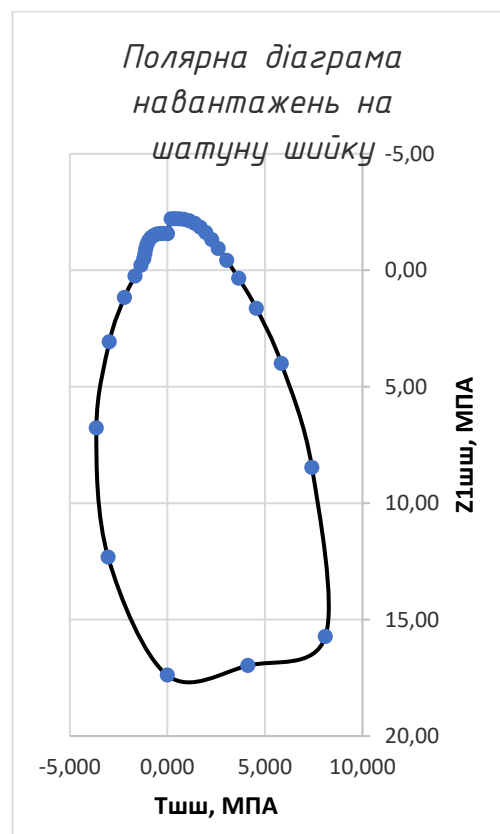


Рисунок 3.5 – Полярна діаграма навантажень на шатунну шийку

За результатами в таблиці 3.5 побудуємо діаграму навантажень на корінну шийку рисунок 3.6.

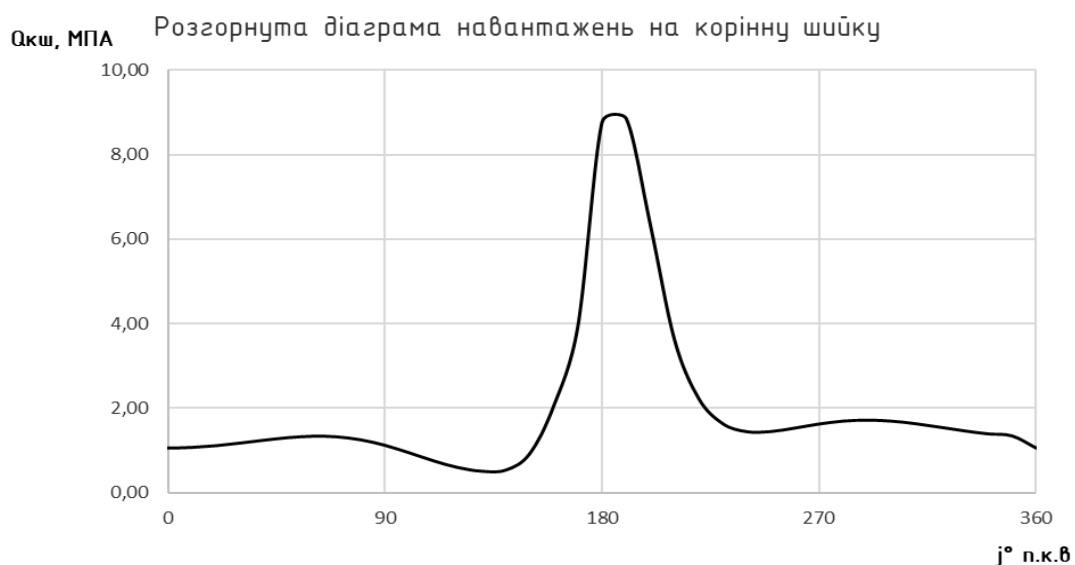


Рисунок 3.6 – Розгорнута діаграма навантажень на корінну шийку

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

Проектування насосу виконується при заданих значеннях витрати Q (300 м³/год) та питомої роботи L (370 Дж/кг) на відміну від реальної постановки задачі, де такі параметри розраховуються.

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 розміри насосу знаходилися через використання наданої кафедрою комп'ютерної програми розрахунку ступеня насосу, яка реалізована в середовищі Microsoft Excel.

За результатами розрахунків побудуємо таблицю з таблицею 4.1 з порашованими даними.

Таблиця 4.1 – Результати розрахунку відцентрового насосу

Параметр	Формула	Значення
Коефіцієнту швидкохідності	n_s	86,5
Кутова швидкість обертання ротору насоса, м/с	$\omega = \frac{c \Delta l_{кр}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{n_s^2}}$	130,85
Об'ємний ККД	$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}}$	0,967
Гідравлічний ККД	$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1пр} - 0,172)^2}$	0,89
Приведений (середньоквадратичний) діаметр на вході в колесо, м	$D_{1пр} = k_{D1} \sqrt[3]{\frac{\pi Q_1}{30 \omega}}$	0,1663
Коефіцієнт вхідного діаметру	$k_{D1} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{1}{\sqrt{k_{c_o}}}$	4,1

Коефіцієнт, який залежить від С	$k_{co} = 1,13773E-14C^4 - 9,89853E-11C^3 + 2,93714E-07C^2 - 3,81115E-04C + 2,38791E-01$	0,076
Приведений діаметр на вході в колесо, перше наближення, м	$D_{1пр}^*$	0,132
Коефіцієнт, який враховує тертя дисків колеса о воду	$\eta_{мен} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_z^2}}$	0,902
Коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках	$\eta_{сп} = 0,95 \dots 0,98$	0,95
ККД насоса	$\eta = \eta_r \eta_o \eta_m = \eta_r \eta_o \eta_{мен} \eta_{сп}$	0,738
Діаметр вала ротора насосу, м	$d_B = \sqrt[3]{\frac{16M_K}{\pi[\tau]}}$	0,0379
Крутний момент на валу ротора насосу, Н·м	$M_K = \frac{N_B}{\omega}$	319,61
Потужність на привід вала ротора насосу, Вт	$N_B = \frac{\rho Q L}{\eta}$	41814
Діаметр маточини робочого колеса, м	$d_{ст} = (1,2 \dots 1,8) d_B$	0,06
Ширина колеса, м	$B_K = (0,2 \dots 0,4) D_2$	0,1
Швидкість рідини в кільцевому прийомному отворі робочого колеса, м/с	$c_o = k_{c_o} \left(\frac{30}{\pi}\right)^{\frac{2}{3}} \sqrt[3]{Q_1 \omega^2}$	3,86
Діаметр входу в робоче колесо, м	$D_o = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi c_o} + d_{ст}^2}$	0,1791
Діаметр середини входної кромки лопаті робочого колеса, м	$D_1 = (0,9 \dots 1,0) D_o$	0,178
Приведений діаметр в другому наближенні, м	$D_{1пр}^{**} = \sqrt{0,5(d_{ст}^2 + D_1^2)}$	0,132
Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D ₁ , м/с	$u_1 = \frac{\omega D_1}{2}$	11,65
	$c_1' = c_o$	3,86
Швидкість рідини в районі повороту протока в робочому колесі, м/с	$c_1' = c_{1m}'$	3,86
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями на вході	$k_1 = 1,1 \dots 1,25$	1,21
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо, м/с	$c_{1m} = c_{1m}' k_1$	4,68

Кут безударного входу, град	$\beta_{10} = \arctg \frac{c_{1m}}{u_1}$	21,89
Кут установки лопаті на вході, град	$\beta_1 = \beta_{10} + \delta$	22
Кут атаки, град	$\delta = \beta_1 - \beta_{10}$	0,11
Відносна швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса, м/с	$w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}};$	12,56
Відносна швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса, м/с	$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1}$	12,5
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c_{2m} = (0,75 \dots 1,1) c_{1m}$	3,5
Для литих коліс з відносно великою товщиною	$k = 6,5 \dots 10$	6,5
Оптимальна кількість лопатей робочого колеса, шт	$z = k \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$	8,73
Приймаємо	z	12
Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса, м	$D_2^* = \frac{D_0}{0,002 n_s + 0,276}$	0,3989
Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса, друге наближення, м	D_2^{**}	0,3793
Питома робота колеса з нескінченним числом лопатей, Дж/кг	$L_\infty = (1 + p) L_\tau$	498,39
Теоретична питома робота колеса, Дж/кг	$L_\tau = \frac{L}{\eta_r}$	415,74
Зовнішній діаметр робочого колеса, м	$D_2 = \frac{2}{\omega} \left[\frac{c_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + L_\infty} \right]$	0,379258
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями на вході	$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \Delta S_1}{\pi D_1}}$	1,211
Товщина лопаті на вході, м	$\Delta_1 = (0,001 \dots 0,004) \text{ м}$	0,003
Перетин лопаті на вході, нормальний до радіуса, м	$\Delta S_1 = \frac{\Delta_1}{\sin \beta_1}$	0,0081
Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_2 , м/с	$u_2 = \frac{\omega D_2}{2}$	24,81

Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c'_{2m} = (0,8 \dots 1,1) \cdot c_{1m}$	3,90
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями	$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z\Delta S_2}{\pi D_2}}$	1,060
Товщина лопаті на виході, м	$\Delta_2 = (0,001 \dots 0,003) \text{ м}$	0,003
Перетин лопаті на виході, нормальний до радіуса, м	$\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin \beta_2}$	0,0052
Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при скінченному числі лопатей, м/с	$c_{2u} = \frac{L_T}{u_2};$	16,76
Швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c'_2 = \sqrt{(c'_{2m})^2 + c_{2u}^2}$	17,09
Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей	$c_{2u\infty} = \frac{L_T (1 + p)}{u_2}$	20,09
Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}$	8,76
Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі	w_1 / w_2	1,424
Оптимальне співвідношення відносних швидкостей	$w_1/w_2 = 3,166E-11ns^6 - 1,812E-08ns^5 + 4,228E-06ns^4 - 5,150E-04ns^3 + 3,464E-02ns^2 - 1,231E+00ns + 1,982E+01$	1,423
Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей	$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_2}$	5,96

Опис конструкції спроектованого насосу та оцінка його придатності для виконання за функцією призначення

Опис конструкції насосу робиться на основі спроектованого механізму з урахуванням особливостей наданого прототипу.

Даний насос можна класифікувати за наступними ознаками:

– за принципом підведення енергії потоку рідини – динамічний або лопатевий;

					КРБ.14.2.2227см.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- по вигляду робочих органів і по особливості робочого процесу – відцентровий;
- по числу ступіней (послідовно включених коліс) – одноступінчатий;
- за призначенням – циркуляційний насос для системи побутового водопостачання – прісної побутової води;
- по роду приводу – автономний електронасос;
- по розташуванню колеса щодо опор – консольний.

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

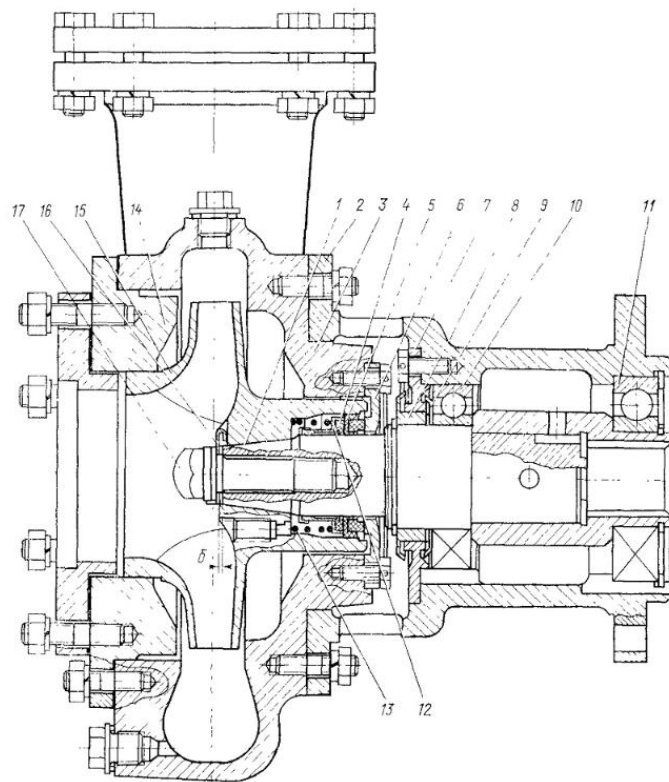


Рисунок 4.1 – Загальний вигляд уніфікованого відцентрового консольного насосу:

- 1 – вал; 2 – станіна; 3 – корпус; 4 – втулка; 5 – кільце; 6 – фланець;
- 7 – фланець лабіринту; 8 – втулка відзеркалювача; 9 – відзеркалювач;
- 10,11 – підшипники; 12 – обойма; 13 – пружина; 14 – корпус ущільнення;
- 15 – замочна пластина; 16 – робоче колесо; 17 – всмоктуюча голівка;

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

Ротор складається з робочого колеса, яке закріплене на валу за допомогою шпонки та гайки-обтічника.

Колесо закритого типу, виготовлене з бронзи литвом. Робочих лопатей колеса загнутих назад відповідно до розрахунку. З боку заднього диска на колесі виконано напіввідкритих лопатей імперелеру, також загнутих назад.

На валу є бронзова втулка, яка запобігає витирання ротора об сальник. Вал виготовлений у вигляді ряду співвісних циліндрів різного діаметру, на яких кріпляться колесо, захисна втулка і підшипники. На стороні валу, протилежній колесу, виконано шпонковий паз, призначений для фіксації муфти, яка сполучає насос з приводом.

Нерухомі елементи насоса складаються з корпусу, 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. З боку переднього диска колеса в корпусі сформовано щільне ущільнення, що складається з ущільнюючого кільця, яке охоплює з мінімальним зазором циліндровий виступ переднього покривного диска колеса. У корпусі 1 виконані отвори в стінці вхідного патрубку і в стінці відвідного каналу. Отвори заглушені пробками і можуть використовуватися для зливу води з насоса, для випуску повітря при його заливці перед роботою і для приєднання манометрів. Корпус з боку заднього диска колеса закритий кришкою корпусу, 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. З боку колеса в отвір кришки вставлена упорна кришка сальника.

Сальникове ущільнення складається з сальникового набивки, розділеною на дві частини водорозподільним кільцем. До цього кільця через

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

отвір в стінці каналу кришки корпусу, виконаного для розміщення ущільнення і під прохід валу, підводиться вода з порожнини відводу по свердленню в ребрі кришки. Сальникова набивка підтискається за допомогою деталей. Кришка сальникового ущільнення виконана з двох частин, що забезпечує її розбирання і витягання з ліхтаря без розбирання насоса при поточному ремонті сальникового ущільнення.

Кришка корпусу притискається до корпусу 1 ліхтарем насоса. Ліхтар є проміжковою частиною, яка забезпечує з'єднання корпусу насоса з корпусом підшипникових опор. Деталі і строго центруються по посадках їх

циліндрових виступів в розточках деталей, які сполучаються, відносно вісі обертання валу ротора. У ліхтарі виконано бічне вікно, яке забезпечує доступ до сальникового ущільнення. Через вікно також забезпечується видалення води, яка протікає назовні через сальник при роботі насоса.

У корпусі підшипників розміщуються два підшипники. Підшипник з боку колеса затиснений в корпусі і на валу насоса. Підшипник з протилежного боку затиснений на валу, але може переміщатися уздовж вісі розточки корпусу для компенсації теплового подовження валу. Підшипники змащуються рідким маслом, яке заливається через отвір у верхній частині корпусу підшипників. Для запобігання витіканню масла в кришках і встановлені фетрові кільця. Для запобігання попаданню води в підшипники з боку колеса встановлений відбійник.

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 6ДКРН 50/221,4

5.1 Паливна система

Система влаштована таким чином, що можуть бути використані два види палива – дизельне та важке. Паливна система забезпечує подачу палива в робочі циліндри, тому є однією з найважливіших систем дизеля. Вона складається з систем низького і високого тиску. Система низького тиску призначена для підготовки та подачі палива до системи високого тиску і включає в себе цистерни, фільтри, насоси, сепаратори, підігрівачі і паливопроводи. Система високого тиску здійснює сприскування палива в камері згоряння двигуна і включає в себе паливний насос високого тиску і форсунку, звичайно з'єднані топливопроводом високого тиску. Принципова схема паливної системи при роботі дизеля на важкому паливі показана на рис. 5.1. [6].

Паливоподаюча апаратура повинна забезпечити:

- точне дозування циклових подач палива в повному відповідності з заданими режимами роботи двигуна;
- необхідний тиск уприскування палива;
- уприскування циклової подачі палива в заданій фазі робочого процесу за певний, невеликий, проміжок часу;
- можливість зміни моментів випередження уприскування палива;
- рівномірний розподіл палива по окремим циліндрам;
- стійку роботу при заданих мінімальних числах оборотів;
- надійну і безвідмовну роботу апаратури на всіх експлуатаційних режимах;
- максимально-можливий термін служби (моторесурс).

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		40

Паливна система двигуна MAN 6S50ME C10.6 складається з витратної системи важкого палива, витратної цистерни дизельного палива, підкачувальні насоси, циркуляційні насоси, фільтр тонкої очистки, підігрівач палива, віскозіметра. Сумішоутворення здійснюється прямим вприском дизельного палива у циліндри двигуна. На двигуні є пара датчиків кута поворота колінчастого вала для коректної роботи паливної системи. Спосіб компоновки – рядне, на кожен циліндр по одному ПНВТ.

З бака обслуговування паливо подається до насоса подачі з електричним приводом подає насос з електроприводом, за допомогою якого підтримується тиск близько 4 бар у частині низького тиску системи циркуляції палива що дозволяє уникнути газифікації палива в вентиляційному коробі в температурних діапазонах, що застосовуються. Вентиляційний короб з'єднаний із резервуаром обслуговування через автоматичний деаераційний клапан, що випускає будь-які присутні гази, але затримує рідини. З частини низького тиску паливної системи мазут надходить до циркуляційного насоса з електричним приводом насос, який прокачує мазут через нагрівач і повнопоточний фільтр, розташований безпосередньо перед входом у двигун. Упорскування палива здійснюється електронно керованим підсилювачем тиску, розташований на Блок гідравлічних циліндрів (HCU), по одному на циліндр, який також містить виконавчий механізм для електронної активації випускного клапана Блоки керування циліндрами (CCU) системи керування двигуном системи керування двигуном розраховують час упорскування палива та активації випускних активації випускного клапана Щоб забезпечити достатнє наповнення ДЦУ, продуктивність циркуляційного насоса з електричним приводом вище ніж кількість палива, що споживається дизельним двигуном. двигуном. Надлишки мазуту рециркулюють із двигуна. через вентиляційну коробку. Для забезпечення постійного тиску палива в паливних насоси упорскування палива при будь-якому навантаженні двигуна, пружинний перепускний клапан із пружиною вставляється в паливну систему на двигуні.

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		41

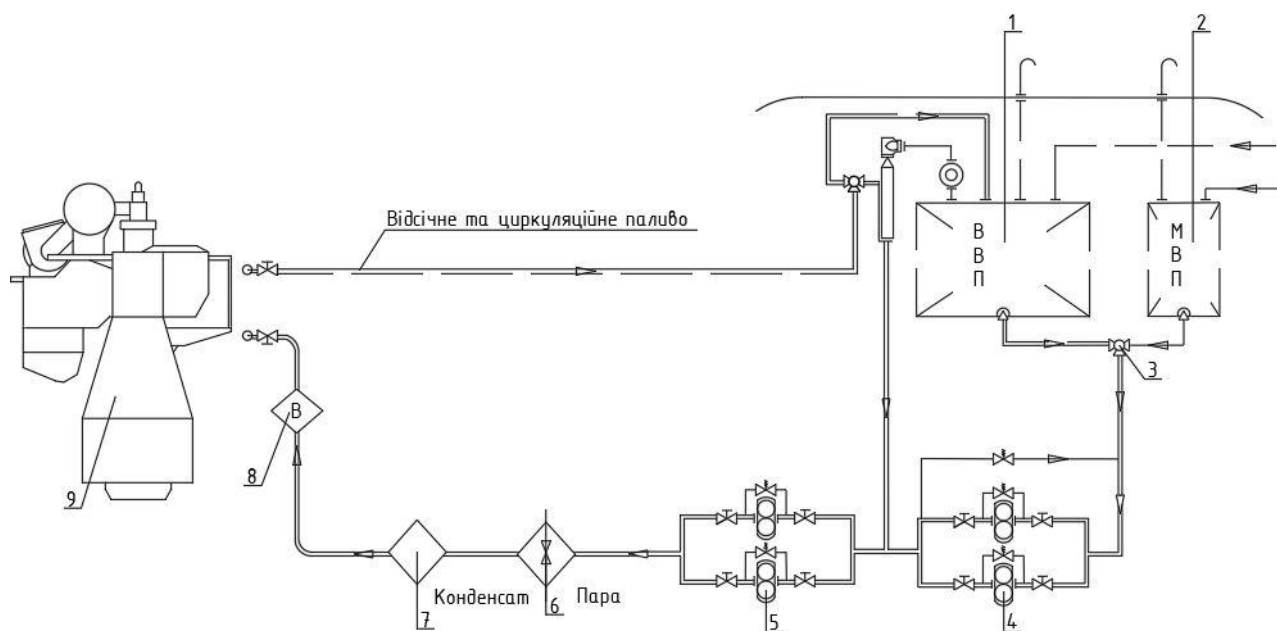


Рисунок 5.1 – Паливна система двигуна 6ДКРН 50/221,4:

1 – витратна цистерна важкого палива; 2 – витратна цистерна дизельного палива; 3 – перепускний клапан; 4 – підкачувальні насоси; 5 – циркуляційні насоси; 6 – підігрівач палива; 7 – фільтр тонкої очистки палива; 8 – віскозіметр; 9 – головний двигун.

ПНВТ- це основний і найскладніший пристрій системи живлення дизельного двигуна, який призначений для точного дозування палива і подачі його в певний момент під високим тиском до форсунок. За розташуванням на двигуні MAN 6S50ME ПНВТ є рядним, кожна секція паливного насоса забезпечує роботу одного з циліндрів дизеля. Плунжер є гідравлічним.

Насос розрахований на тиск упрскування до 150 МПа. Паливні насоси мають вбудовані ексцентрики; вони також обладнані пневматичними стоп-циліндрами, підключеними до системи захисту від закидання обертів.

Форсунка являє собою механічну форсунку упрскування палива. Форсунка має 12 соплових отворів, діаметр отворів 0,75мм. Паливо надходить у корпус форсунки збоку через перехідник, вкручений у корпус форсунки. Паливо на форсунки надходить під високим тиском по трубці високого тиску

і впорскується в камеру згоряння у вигляді тонкого туману.

Концепція двигуна МЕ складається з гідромеханічної системи для активації впорскування палива та випускних клапанів. Приводи керуються електронним способом кількома блоками керування, що утворюють повну систему керування двигуном. Підсилювач тиску палива складається із простого плунжера, що приводиться в дію гідравлічним приводом. Поршень активується тиском масла. Тиск масла контролюється пропорційним клапаном з електронним керуванням. Випускний клапан відкривається гідравлічно за допомогою двотактного вихлопу. Привід клапана, що приводиться в дію маслом, що управляє, від пропорційного клапана з електронним управлінням. Випускні клапани закриваються пневматичною пружиною. У гідравлічній системі як середовище використовується звичайне мастило. Фільтрується та нагнітається гідравлічним блоком живлення, встановленим на двигуні або розміщені у машинному відділенні. Пускові клапани відкриваються пневматично за допомогою електронного керування "Вкл". Запірні клапани дозволяють обійтися без розподільника пускового повітря з механічним приводом. За рахунок електронного управління клапанами упорскування палива та випуску відповідно до виміряного миттєвого положення колінчастого валу, система управління двигуном повністю контролює процес горіння. Гнучкість системи досягається за рахунок різних режимів роботи двигуна, які вибираються або автоматично, залежно від умов експлуатації, або вручну оператором для досягнення конкретних цілей. Базовий біг режим - "Режим економії палива" відповідно до обмеження викидів NOx IMO.

Насос запального палива високого тиску має привід від двигуна та встановлюється на приводний боці двигуна. Тиск палива підвищується запальним насосом до необхідного рівня. Система керування двигуна відстежує та контролює рівень тиску під час роботи двигуна.

Призначення циркуляційного насоса – забезпечення рівномірного прокачування палива через усі двигуни. При установці загального циркуляційного насоса для кількох двигунів потік палива буде поділятися

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

відповідно до розподілу тиску в системі, а регулювальний клапан на двигуні має дуже пологі криву тиску/потoku. У установках, в яких дизельне паливо подається безпосередньо від танка MDF циркуляційний насос, для захисту циркуляційного насоса повинен встановлюватись фільтр на всмоктуванні з розміром комірки 0,5 мм. Допускається використання загального фільтра для циркуляційних насосів.

Фільтр тонкого очищення палива є здвоєним повнопроточним фільтром, сталеві сітки. Фільтр запального палива є повнопроточним здвоєним блоком, що не допускає попадання забруднень в систему запального палива. Розмір осередку фільтра – 2 мікрон.

Фільтр тонкої очистки захищає від механічних забруднень на наступних ділянках схеми. Тонкість фільтра 5 мікронів. Перепад тиску на фільтрі відстежується, і коли перепад тиску перевищує допустиме значення через забруднення фільтра, то спрацьовує АПС.

Коалеструючі фільтри зазвичай встановлюються з всмоктувальної сторони циркуляційного насоса системи подачі палива. Фільтр повинен мати малий перепад тиску, щоб уникнути кавітації в насосі.

Також є два сітчасті фільтри один автоматичний фільтр зворотного промивання з перепускним фільтром.

Рекомендується вибрати для обвідної лінії автоматичний фільтр із ручним очищенням. Автоматичний фільтр необхідно встановити перед підігрівачем, між підкачуючим насосом та деаераційним танком. Фільтр обладнується нагрівальною сорочкою. Проте, необхідно запобігти перегріванню при роботі на дизельному паливі має бути передбачена можливість відключення підігрівача.

Трубки високого тиску забезпечують з'єднання паливних вузлів між собою паливного насоса, фільтрів, а також насосних секцій високого тиску. Сталеві трубки високого тиску кріпляться до штуцерів за допомогою накидних гайок, тому кінці трубок мають спеціальну конусну форму.

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Впорскувальна трубка високого тиску з'єднує насос упорскування з форсункою. Трубки двостінні екрановані, розташовуються в хот-боксі двигуна, що добре захищає їх.

Таблиця 5.1 – Розрахункова частина паливної системи

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 * K_n * g_e * N_e$	49658,4
	Питома ефективна витрата пального, кг/кВт*год	g_e	0,165
	Номинальна потужність двигуна, кВт	N_e	11400
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_n = 1,1...1,2$	1,1
2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} * K_1 * K_2$	61,854
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	860
	Коефіцієнт захарачення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01...1,05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03...1,05$	1,04
3	Продуктивність паливопідкачуючого насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_n * g_e * N_e}{\rho_n}$	4,374
	Коефіцієнт запасу подачі палива	$K_3 = 1,5...2,0$	2
4	Продуктивність приводу паливопідкачуючого насоса кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} * K_4 * p * 10^3}{3600 * \eta_{nn}}$	1,042
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,4
	Коефіцієнт запасу потужності	$K_4 = 1,1...1,5$	1,5
	ККД поршневих паливопідкачуючих насосів	$\eta = 0,6...0,7$	0,7
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_\phi = \frac{W_{nn}}{3600 * v_m * K_{жп}}$	0,3038
	Швидкість фільтрації	$v_m = 0,02...0,05$	0,02
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жп} = 0,2...0,3$	0,2
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$\frac{B_{доб}}{\rho_n * n * \tau}$	4,3744
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{доб} = 24 * g_e * N_e$	45144
	Кількість сепараторів	$n = 1...4$	1
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8...12$	12
7	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1...1,5 * d_r$	90
		Приймаємо	90
8	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 * g_{n,max}^{0,303}$	56,036
		Приймаємо	60
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{n,max} = 1,25 * \frac{g_e * (\frac{N_e}{i})}{60 * n * z}$	52,250
	Кількість циліндрів	i	6
	Частота обертання, об/хв	n	125
	Коефіцієнт тактності	z	1

9	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	11,72
		Приймаємо	12
10	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	0,7
		Приймаємо	0,7
		Діаметр циліндра, мм	D
11	Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	8
12	Довжина соплового отвору	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	2,8

5.2 Система змащення

Система мастила двигуна, які беруть участь у зниженні тертя між сполученими деталями ДВЗ, мінімізують витрати потужності ДВЗ на тертя. Принцип роботи системи змащення двигуна полягає в забезпеченні подачі мастильних матеріалів (моторного масла) до всіх деталей ДВЗ, що труться, на всіх режимах його роботи. Між двома поверхнями тіл, що рухаються, формується масляна плівка. Вона розділяє рухомі поверхні і уберігає поверхні, що труться від додаткових навантажень.

Система мастила спрямована на підтримку безперервної подачі до підшипників мастильних матеріалів та безпосереднє вирішення наступних завдань:

Зменшення тертя між сполученими деталями. Причому компоненти системи спрямовані на зменшення всіх видів тертя - сухого - безпосереднього зіткнення деталей один з одним, рідинного - з поділом масла, напіврідинного (масляний шар присутній, але повного поділ поверхонь, що труться маслом немає). Сухе тертя у чистому вигляді на практиці – найрідкісніше. Його можна зустріти при деформації контактуючих тіл (наприклад, підшипників), при руйнуванні граничних плівок у місцях підвищеного тиску. Набагато ж

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

найпоширеніша ситуація – напіврідинне та рідинне тертя. З рідинним тертям деталі, наприклад, часто зустрічаються при високих окружних швидкостях при попаданні олії в клиновий проміжок між цапфою і вкладишем підшипника ковзання.

Відведення тепла та охолодження деталей двигуна. Здійснюється потоком рідини із системи охолодження. Спочатку охолоджується масло, а потім уже самі деталі ДВЗ.

Звільнення двигуна від продуктів зношування механізмів у відпрацьованому маслі (у вигляді прямокутників, «листочків», пилу). Найбільш поширене втомне знос. Він виникає при терті кочення та терті ковзання. Також існує адгезійний, абразивний, корозійний знос.

Видалення нагару. Найчастіше нагар характерний для транспортних систем із прямим упорскуванням палива. Також проблема нагару актуальна у ситуаціях, якщо транспортний засіб використовується лише час від часу, є постійні простой, або при використанні авто в холодну пору року його власник не вдається до прогріву двигуна.

Захист деталей двигуна від корозії. Мастильні речовини у системі допомагають їй протистояти окисленням під впливом кисню.

Насос попереднього мастила - це шестеренний насос, що приводиться від електродвигуна, обладнаний запобіжним клапаном. Насос повинен завжди працювати після зупинки двигуна. Інформацію щодо висоти всмоктування, витрати та тиску насоса див.

Модуль мастила, що знаходиться на двигуні, складається з охолоджувача мастила, терморегулюючого клапана та автоматичного фільтра. Відцентровий фільтр встановлюється для очищення олії зворотної циркуляції з автоматичний фільтр.

Класифікація системи

Циркулююча олія (мастильна та охолоджувальна олія) повинна бути олією з антикорозійним та окисним ефектом. олія класу в'язкості SAE 30.

					КРБ.142.2227см.23.13.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		47

Коротко, MAN Energy Solutions рекомендує використовувати системні олії з такими основними властивостями наступними основними властивостями:

- клас в'язкості SAE 30
- рівень BN 5 – 10
- достатній захист від корозії та окислення
- достатня миюча та диспергуюча здатність.

Достатні диспергуючі та миючі властивості необхідні для того, щоб зберегти картера та простору охолодження поршнів чистими від відкладень. У цьому відношенні лужні циркуляційні олії, як правило, краще. Основні міжнародні марки системних масел, перераховані нижче, були випробувані в експлуатації із прийнятними результатами.

Для роботи на важкому паливі насамперед слід вибирати мастила зі значенням ЩЧ рівним 50-55. Масло зі значенням ЩЧ 40 також може бути використане з важким паливом за умови, що вміст сірки порівняно невелико і що ЩЧ залишається вище граничного значення при допустимих інтервалах між замінами олії. Мастильні масла зі значенням ЩЧ 30 повинні використовуватися разом з важким паливом лише у окремих випадках; наприклад, на установках з SCR якщо, незважаючи на більш короткі інтервали між замінами олії, можуть бути досягнуті найкращі показники загальної економії. Найменші значення ЩЧ можуть мати позитивний вплив на термін служби каталізатора в установках SCR.

Якщо двигун оснащений мокрим масляним картером, масляні танки у зовнішній системі, танк свіжого масла, танк відновлюваного масла і танк очищеного масла повинні перевірятися на предмет чистоти перед бункеруванням олії. Особливо потрібно забезпечити чистоту трубопроводів, що ведуть від сепаратора безпосередньо до двигуна; їх можна, наприклад, від'єднати від двигуна та продути стисненим повітрям. Якщо двигун оснащений сухим масляним картером, масляні танки у зовнішній системі, танк свіжої олії та системний масляний танк повинні перевірятися на предмет чистоти перед бункеруванням олії. Сепаратори мастила повинні безперервно

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		48

працювати до і під час промивання. Сепаратор також повинен продовжувати працювати після завершення промивання для видалення залишкових забруднень. Якщо в системі встановлений резервний масляний насос з електроприводом, для промивання трубопроводу слід використовувати його, з циркуляцією олії через тимчасовий зовнішній масляний фільтр і поверненням олії через лючок картера в двигун картер. Насос повинен бути захищений фільтром на всмоктуванні. По можливості протягом усієї промивки для відведення забруднень повинен постійно працювати сепаратор. Сепаратор також повинен продовжувати працювати після завершення промивання для видалення залишкових забруднень.

Спідниця поршня змащується примусово, що гарантує добре контрольовану витрату масла у втулці циліндра у всіх режимах роботи. Масло подається через шатун в охолодний простір поршня. Поршень охолоджується за принципом коктейльного шейкера. Канавки поршневого кільця у верхній частині поршня піддаються гартуванню для кращої опірності зносу.

Складові системи:

- масляні насоси (типи, конструкції);
- масляні фільтри (призначення, конструкції);
- охолоджувачі (конструкції);
- цистерни, трубопроводи (конструкції, типи з'єднань).

Насос для мастила може бути витіснювальним або відцентрового типу:

В'язкість мастила, вказана ...75 сСт при 50 °C

В'язкість мастиламаксимум 400 сСт.

Розрахунковий напір насоса4.3 бар

Тиск подачі4.3 бар

Макс. робоча температура 70 °C

					КРБ.142.2227см.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						49
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 5.2 – Розрахункова частина масляної системи

Параметр	Формула	Значення
Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	352,7
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	$\Delta t_M = 5 \dots 15$	7
Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np}$	4,016*10 ⁶
Питома ефективна витрата палива, кг/кВт*год	g_e	0,165
Номинальна потужність двигуна, кВа	N_e	11400
Перепад температур масла, К	$\Delta t_n = 10 \dots 15$	12
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 насоса, м ³ /год	$W_{Me} = (1,25 \dots 1,3) W_{MH}$	352,7
Ємність маслосбірної цистерни, м ³	$V_{M\eta} = K_c \frac{W_{Me}}{z}$	40,792
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	20
Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м ³	$V_{cm} = 0,6 \cdot V_{M\eta}$	24,475
Об'єм витратної цистерни, м ³	$V_{\theta} = (1,1 \dots 1,5) \cdot V_{M\eta}$	10,38
Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_M = \frac{Q_M}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	92,022
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² *К)	$k = 290 \dots 460$	356
Температурний напір, К	Δt	57
Продуктивність масляного сепаратора, м ³ /год	$W_{Mc} = \frac{m \cdot V_{M\eta}}{t_c}$	12,237
Кратність очистки масла	$m = 1,5 \dots 3,5$	2,7
Час роботи сепаратора на добу, год	$t_c = 8 \dots 12$	9

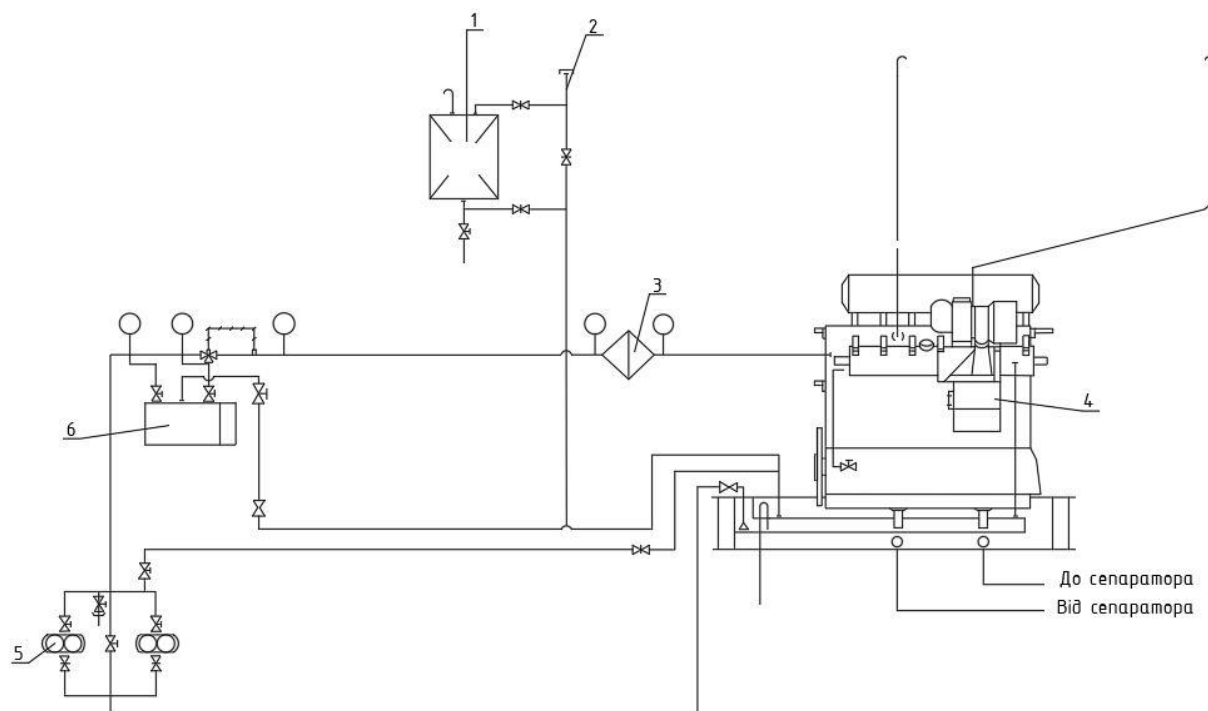


Рисунок 5.2 – Система змащення:

1 – масляна цистерна; 2 – живильний трубопровід; 3 – масляний фільтр;
4 – головний двигун; 5 – циркуляційні насоси; 6 – масляний охолоджувач.

5.3 Система охолодження

Для охолодження суднових дизелів застосовують дві системи: проточну та замкнуту. При проточній системі охолодження спеціальний насос забирає воду з кінгстона і прокачує її через простір дизеля; при замкнутій системі через зарубашковий простір дизеля прокачується прісна вода, яка потім у спеціальному теплообміннику охолоджується забортною водою і знову прямує в двигун.

При проточній системі охолодження забортна вода від кінгстона насосом 1 прокачується через масляний холодильник і змішувач, подається через регулювальні вентилі в нижню частину зарубашкового простору циліндрів . зарубашкового простору циліндрів вода по патрубках переходить у циліндрові кришки, а звідти в зливний колектор і з нього через безповоротний клапан

зливається за борт.

Частина води через терморегулятор направляється змішувач , який необхідний для підтримки мінімально допустимої температури води на вході. Імпульс на терморегулятор надходить від зливного колектора, і тому він працює автоматично: чим вище температура води на виході, тим менше води терморегулятор направляє змішувач.

При замкнутій системі прісна вода, що подається насосом з розширювального бака через входні вентилі , надходить на охолодження циліндрів і циліндрових кришок , через вентилі індивідуального регулювання гаряча вода стікає в колектор прісної води , звідки надходить у розширювальний бак , з яким зв'язаний колектор . Забортна вода з кінгстона забирається насосом, проганяється через масляний холодильник і далі прокачується через холодильник прісної води і безповоротний клапан за борт.

Для автоматичної підтримки постійної температури замкнуту систему включають терморегулятор, який при низькій температурі пропускає частину води повз холодильник. Імпульс на терморегулятор надходить від трубопроводу гарячої води. Під час роботи дизеля частина води випаровується, а частина йде через сальники насосів. Для поповнення витоків передбачено трубопровід та насос подачі води із запасних танків, а також відведення води з розширювального бака назад у танк у разі її перекачування. Система передбачає аварійне охолодження двигуна забортною водою. Перехід на забортну воду здійснюється поворотом триходових кранів на 90°, а також відключенням вентилями і розширювального бака і водоохолоджувача. При цьому температуру води, що виходить з двигуна, регулюють вручну за допомогою вентилів.

Система охолодження дизеля - двоконтурна. Дизель охолоджується прісною водою, що циркулює по замкнутому контуру. Циркуляційна вода й масло охолоджуються проточною водою в холодильнику води й масла. Система забезпечує встановлений температурний режим дизеля у всіх діапазоні навантажень. У систему охолодження входять: насоси

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		52

циркуляційної й проточної води, регулятор температури води, холодильник повітря, водяний розширювальний бачок, трубопроводи системи й холодильники води й масла. Водяні насоси забезпечують безперервний рух (циркуляцію) охолодної (рідини) води в системі. Охолоджувачі призначені для відводу у воду надлишкової теплоти від охолоджуваних рідин і наддувочного повітря. Розширювальна цистерна (бачок) служить для компенсації змін обсягу води в системі внаслідок зміни її температури, для заповнення втрат води в системі через витоки й випар, а також видалення із системи повітря й водяних пар. Терморегулятори автоматично підтримують температуру води, а так само охолоджуваних рідин у заданому діапазоні. В одноконтурній системі охолодження насос заборотної води через фільтр і усмоктувальну трубу приймає забортну воду й подає її в нагнітальну магістраль. Після проходження через двигун вода нагрівається й потім зливається за борт.

Складові системи:

- насоси (типи, конструкції)

Циркуляційні насоси з механічним приводом Насоси охолоджуючої води ВТ та НТ контурів завжди працюють від механічного приводу. Насоси з механічним приводом розміщуються з вільної сторони двигуна.

Водяний насос відцентрового типу наводиться у обертання зубчастою передачею на вільному кінці двигуна. Вал виготовлений з кислотоупорної сталі, крильчатка та інші деталі чавунні. Вал встановлений у два шарикопідшипники, які змащуються розбризкуванням масла, що надходить через отвори в корпусі підшипників. Ущільнювач валу запобігає витіканню олії і в той же час захищає від попадання бруду та води, що витікає. Шестерня кріпиться на валу конічними кільцевими елементами Коли гвинти затягнуті, кільця створюють тиск між шестернею та валом. Завдяки тертю зусилля від шестерні передається на вал насосу. Водяна сторона насоса має механічне ущільнення валу. Кільце обертається разом із валом і ущільнює його разом із кільцевим ущільнювачем. Пружина притискає кільце, що обертається, до нерухомого кільця, яке ущільнює корпус за допомогою кільцевого

					КРБ.142.2227с.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ущільнювача . Можливо, вода і масло, що витікають з-під ущільнень, можуть витікати через отвір.

Резервний циркуляційний насос. Резервні насоси повинні бути відцентрового типу з електроприводом.

Насос заборотної води. Продуктивність насосів заборотної води з електроприводом визначається типом охолоджувачів та об'ємом тепла, яке потрібно розсіяти. Значні енергозбереження можуть бути отримані в більшості установок за допомогою регулятора частоти насоса заборотної води з електроприводом . Тим не менш, необхідно брати до уваги мінімальну швидкість потоку та максимальну температуру морської води.

- охолоджувачі (конструкції);

Термостатний клапан, центральний холодильник. Якщо потрібно використовувати насос з механічним приводом для зовнішнього охолодження обладнання, наприклад, редуктора або генератора, замість окремих клапанів на кожному двигун необхідний загальний термостат у зовнішній системі. Загальний термостат встановлюється за центральним холодильником та регулює температуру води до надходження в двигун та зовнішнє обладнання, частково спрямовуючи її в обхід центрального холодильника. Клапан може бути прямої дії або з електроприводом. Двигуни, що працюють на важкому паливі, повинні мати окремі термостати. У таких випадках для обладнання зовнішнього контуру потрібен окремий насос, та уставка клапана може бути, за потреби, нижче, ніж 38°C.

Холодильники іншого обладнання та холодильники дизельного палива
Циркуляційний насос контуру з механічним приводом може здійснювати подачу охолоджувальної води до одного або двох невеликих холодильників, встановлених паралельно с двигуном, наприклад, холодильник дизельного палива або холодильник редуктора. Це єдиний спосіб для двигунів, що працюють на дизельному паливі, тому що термостат контуру не може бути встановлений на двигун для контролю температури після двигуна. Для більших потоків потрібні окремі циркуляційні насоси.

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Центральний холодильник прісної води Холодильник прісної води може бути трубного, пластинчастого чи кінгстонного типу. Найчастіше використовуються пластинчасті охолоджувачі. Один охолоджувач може обслуговувати декілька двигунів.

- цистерни, трубопроводи, запірні арматура (конструкції, типи з'єднань).

Розширювальний танк. Розширювальний танк повинен компенсувати зміни обсягу у системі водяного охолодження, виконувати функції вентиляції та забезпечення залишкового статичного тиску циркуляційні насоси.

Розширювальний танк повинен бути обладнаний лючком для огляду, рівнеміром, АПС по низькому рівню та пристроями для дозування присадок.

Деяка кількість паливного газу може потрапляти до системи водяного охолодження двопаливного двигуна. Газ сепарується в системі водяного охолодження та випускається у розширювальний танк системи охолодження. Тому розширювальний танк охолоджувальної води повинен мати кришку, щоб запобігти попаданню газу у зовнішню середу. Вентиляція розширювального танка охолоджувальної води двопаливного двигуна проводиться за аналогією з вентиляцією газопроводу. Всі отвори з розширювального танка охолоджувальної води у зовнішнє середовище виключенням вентиляційної труби, повинні бути, як правило, або закриті, або сконструйовані так, щоб не дозволити паливному газу вийти з танка. Вентиляційні труби розширювального танка охолоджувальної води двигунів, розташовані в одному машинному відділенні, можуть бути об'єднані. Конструкція та пристрій розширювального танка охолоджувальної води для певного проекту можуть вимагати схвалення класифікаційного суспільства. Вирівнююча труба від розширювального танка повинна мати переріз для швидкості потоки, не перевищує 1,0-1,5 м/с, щоб забезпечити необхідний тиск на вході насоса при працюючих двигунів. Потік води трубами залежить від кількості ведучих до танка вентиляційних труб та розмірів отворів у вентиляційних трубах.

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 5.3 – Розрахункова частина системи охолодження

Параметр	Формула	Значення
Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м ³ /год	$W_{вк} = K_3 \frac{Q_6}{c_{пв} \cdot \rho_{пв} \cdot \Delta t_6}$	467,248
Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,3
Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг*К)	$c_{пв}$	4,19
Щільність прісної води, кг/ м ³	$\rho_{пв}$	1000
Різниця температур води на виході і вході до двигуна, К	$\Delta t_6 = 10 \dots 12$	11
Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{вк} = \alpha_6 \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{нр}$	1,205*10 ⁷
Питома ефективна витрата палива, кг/кВт*год	g_e	0,165
Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	11400
Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_6 = 0,12 \dots 0,17$	0,15
Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{нр}$	42700
Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год	$N_{вк} = 0,272 \frac{W_{вк} \cdot H \cdot \rho_{пв}}{\eta}$	5,097*10 ⁶
Напір насоса, м	H	30
ККД насосу	η	0,748
Площа теплопередаючої поверхні водяного охолоджувача, м ²	$F_o = \frac{Q_{вк}}{k \cdot \Delta t}$	69,357
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² *К)	k	2000
Температурний напір, К	Δt	35
Продуктивність насоса заборотної води, м ³ /год	$W_{нз} = K_3 \frac{Q_{вк}}{c_{зв} \cdot \rho_6 \cdot \Delta t_{зв}}$	515,40
Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,25
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	$\Delta t_{зв} = 5 \dots 20$	12
Ємність розширювального баку, м ³	$V_{рб} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_e}{1000}$	1,482

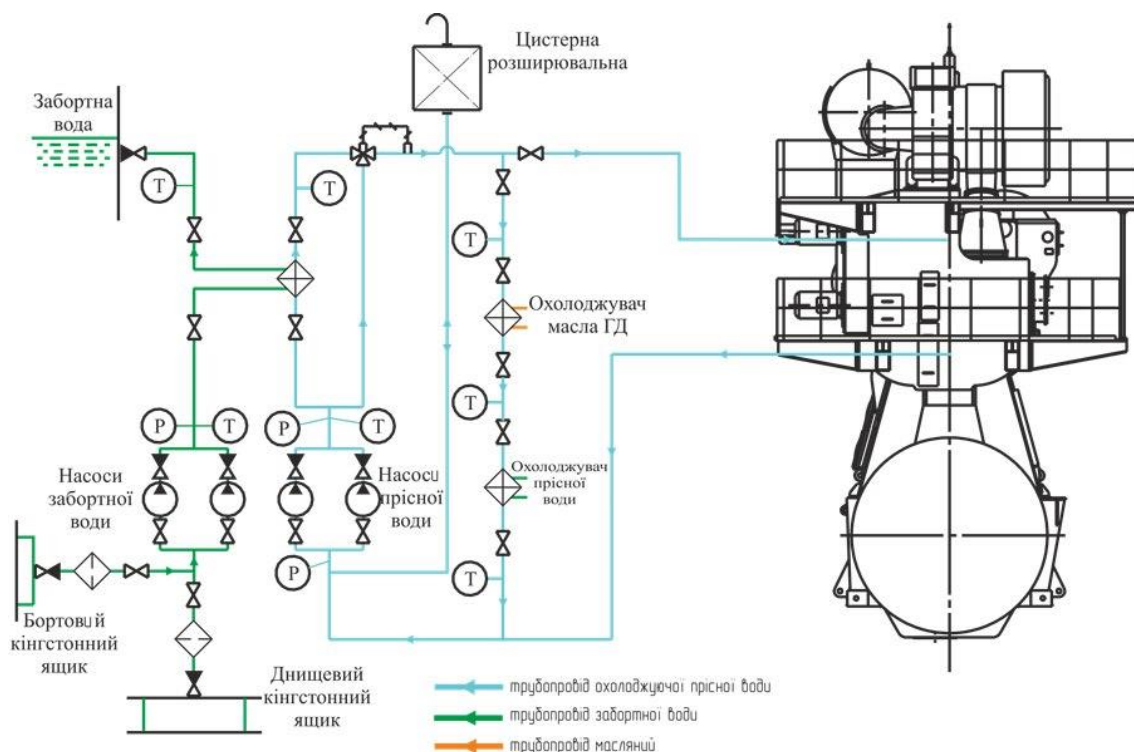


Рисунок 5.3 – Система охолодження двигуна

5.4 Система повітропостачання

Відцентровий компресор сьогодні є домінуючим типом компресорної машини, що застосовується для наддуву поршневих двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Відповідно вивчення цієї машини має велике значення для майбутніх фахівців у галузі двигунобудування. Сьогоднішні турбопоршневі двигуни є дуже досконалими машинами, які мають неперевершені показники економічності серед двигунів усіх існуючих типів. Такі якості забезпечуються високим рівнем проектування та виробництва усіх елементів цих двигунів, зокрема агрегатів наддуву, у тому числі відцентрових компресорів як основних елементів цих агрегатів. Відцентрові компресори у системах наддуву сучасних двигунів звичайно мають привід від газових турбін, які поєднуються з ними у єдиному агрегаті – турбокомпресорі.

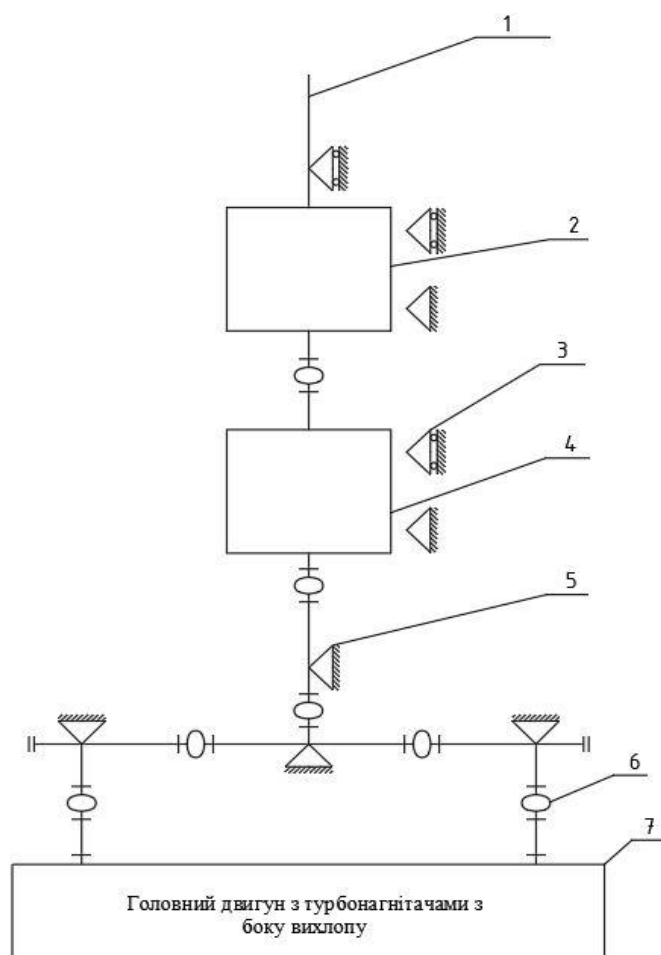


Рисунок 5.4 – Система повітропостачання двигуна

1 – виведення вихлопних газів в атмосферу; 2 – вихлопний газ, глушник; 3 – підтримка слайдів; 4 – паровий котел; 5 – фіксована підтримка; 6 – компенсатор вихлопних газів; 7 – головний двигун.

Можливі й інші конструктивні рішення, але вони мають відносно мало розповсюджені. Проектування та виробництво агрегатів наддуву у всьому світі виділене у спеціалізовану галузь – турбокомпресоробудування. Розвиток цієї галузі сприяв створенню чисельних розрахункових методик, відповідних конструкторських наробок і виробничих технологій. При виконанні курсового проекту пропонується розглядати компресор у складі турбокомпресора, відповідно застосовуючи існуючі рекомендації щодо проектування саме таких машин. Таке рішення не виключає можливості створення компресора для іншої схеми, зокрема для схеми з механічним наддувом, але у цьому випадку

					КРБ.142.2227см.23.13.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		58

можливі відхилення від пропонованої схеми проектування не будуть істотними. До того ж прив'язка схеми проектування до системи турбокомпресорів не тільки не виключає, але й обов'язково передбачає використання найбільш сучасних методів проектування, які застосовуються для лопаткових машин, до яких належить відцентровий компресор. Складність проектування відцентрових компресорних машин пов'язана з тим, що через проточну частину компресора проходить середовище, яке може стискуватися. До того ж на більшості довжини проточної частини компресора має місце розширення перерізу вздовж руху потоку повітря. Відповідно такий канал є дифузорним, а течія у ньому звичайно має відривний характер, або межує з цим режимом.

Зазвичай повітря згорання виводиться із машинного відділення через фільтр на ГТН. Це знижує ризик при роботі за низьких температур, а також подачі забрудненого повітря. Цілковито неприпустимо, щоб повітря згорання містило забортну воду, пил, випаровування тощо. За нормальних умов експлуатації температура повітря, що надходить у ГТН, повинна підтримуватись в межах між 15°C та 35°C. Короткостроково допустима максимальна температура 45 °C. Витрата повітря згорання зазначена у розділі "Технічні дані". Повітря згорання має подаватися окремими нагнітачами, потужність яких має бути трохи більше, ніж максимальна витрата повітря. Маса повітря згорання, зазначена в технічних даних, визначена температури навколишнього повітря 25°C. Для визначення щільності повітря, що відповідає 30°C або більше, слід перевести масову витрату в об'ємні витрати. Система подачі повітря у цьому двигуні здійснює турбонагнітач який використовую енергію вихлопних газів для праці компресора, який нагнітає заряд свіжого повітря для згорання палива.

Складові систем:

- компресори (тип, конструкція);

Ротор турбокомпресора призначений для сприйняття енергії відхідних газів двигуна і передачі цієї енергії надувному повітрю. Він складається з валу

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

і приєднаного до нього робочого колеса компресора і виконаного на валу колеса турбіни.

Вал ротора суцільний, виконаний зі сталі . Колесо турбіни виконується на валу. На ділянці валу між турбіною та підшипником виконане ущільнення.

Колесо компресора і обертовий скеровуючий апарат з'єднані з валом ротора шпонкою на гарячій посадці Відповідно з'їм і посадка на шпонку колеса і ОСА виконується після їх попереднього підігріву. Натяг в з'єднанні колесо - вал складає 0,07- 0,10 мм. Він не порушується навіть при максимальному числі обертів ротора. Колесо компресора і ОСА надягають вал ротора в нагрітому стані. Нагрівання відбувається в електропечі, температура в якій строго контролюється. Зазвичай при складанні і розбиранні турбокомпресора ротор не розбирається.

Остов турбокомпресора призначений для утримання всіх деталей турбокомпресора в зборі та загального формування конструкції. Він служить для утворення і герметизації повітряного і газового трактів турбокомпресора, а також для формування повітряних порожнин, що використовуються при формуванні зазначених трактів і форм загальної конструкції турбокомпресора.

Завитка компресора. Профілі перетинів завитки мають розраховані значення. Завитка виконується з алюмінієвого сплаву АЛ5 литтям в кокіль. Вона «завалена» в сторону всмоктування і має в перетині профіль, близький до кругового. При утворенні завитки в проекті сформований «кіготь». «Кіготь» покращує структуру потоку повітря в равлику і підвищує ККД цієї ділянки. Сама деталь є тільки частиною завитики, завитка утворена деталлю б та зовнішньою частиною корпусу БЛД і ЛД . Виконання з двох частин полегшує виготовлення і обробку виробу. На завитці виконані виступи для з'єднання її з зовнішньою деталлю передкомпресорного каналу та колоколом опорно-упорного підшипника . Також у спеціальному поясі виконані отвори для з'єднання завитки та верхньої фундаментної деталі.

Фундаментний корпус турбокомпресора служить основою для закріплення інших деталей, утворює канал для відводу відпрацьованих газів з

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		60

турбіни. Виконаний з алюмінієвого сплаву АЛ5 литтям в кокіль. Фундаментний корпус турбокомпресора виконаний з двох частин верхньої та нижньої. Верхня і нижня половини середнього корпусу з'єднані болтами, виготовленими з нержавіючої сталі. Стінки середнього корпусу утворюють камери які ізолюють інші деталі від тепла газів турбіни.

- повітряний ресивер;

Ресивер пускового повітря і система пускового повітря Ця корисна модель відноситься до області допоміжного компресорного обладнання, а саме до повітряних ресиверів, що забезпечують зберігання запасу стисненого повітря різних промислових споживачів. Ресивер пускового повітря містить циліндричний корпус, патрубок входу повітря, патрубок виходу повітря, опори для кріплення, запірно-регулюючу та запобіжну арматуру та контрольно-вимірювальні прилади, при цьому запірно-регулююча та запобіжна арматура виконані у вигляді єдиної клапанної головки.

- охолоджувачі надувочного повітря

Глушник має бути встановлений вертикально. Шумопридушення стандартного глушника – 25 або 35 дБ(А).

- утилізатори теплоти відхідних газів;

Утилізація тепла, що відходить Тепло, що відходить в охолодній воді ВТ-контур може бути використане для отримання прісної води, центрального опалення, підігріву танка тощо. З цим пристроєм можна посилити потік води ВТ-контур, проходить через систему утилізації тепла. Тепло, що надходить від ВТ-контур охолодження, піддається впливу умов навколишнього середовища середовища. Також необхідно брати до уваги, що обсяг тепла, що регенерується, знижується за рахунок циркуляції в розширювальний танк, випромінювання від труб та витоків у термостатах.

При встановленні бойлерів, що працюють на вихлопних газах, необхідно, щоб кожен двигун мав свій бойлер. Як альтернатива допустима установка спільного бойлера з окремими секціями вихлопного газу для кожного двигуна.

- випускний колектор, температурні компенсатори, ізоляція.

					КРБ.142.2227см.23.13.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		61

Патрубки випускного колектора виконані із спеціального жаростійкого литого кульового чавуну. З'єднання на циліндрових кришках – типу ущільнюючого кільця. Вся система відведення відпрацьованого газу розміщена в ізольованій коробці, що складається з панелей. Як ізоляційний матеріал використовується мінеральна вата.

Компенсатори на ГТН не повинні використовуватись для компенсації теплового розширення газоходу. Перша точка кріплення повинна спрямовувати теплове розширення від двигуна. Наступна точка кріплення повинна запобігати обертанню труби навколо першої точки кріплення.

У вихлопних газоходах, в яких необхідна компенсація теплового розширення або усунення судових конструкцій повинні застосовуватися компенсатори. Пружні вихлопні компенсатори, що встановлюються безпосередньо на патрубок ГТН, служать для зниження зовнішніх впливів на ГТН і, таким чином, запобігання вібрації та можливим ушкоджень. Усі вихлопні компенсатори мають бути схваленого типу.

Таблиця 5.4 – Розрахункова частина системи повітропостачання

Параметр	Формула	Значення
Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м ²	$F_{en} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{e2}}{3600 \cdot c_{e2} \cdot p_2}$	3,804
Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,4
Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$c_{e2} = 30 \dots 45$ для 4х тактних $c_{e2} = 25 \dots 30$ для 2х тактних	25
Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	$p_2 = 30 \dots 40$	30
Температура випускних газів, К	$T_{e2} = 573 \dots 773$	578
Питома ефективна витрата палива, кг/кВт*год	g_e	0,1695
Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	11400
Газова стала	R	0,287
Кількість повітря теоретично необхідна для згоряння 1 кг палива, кг/кг	L	13,3
Діаметр газовипускного трубопроводу, м	$d_{e2} = \sqrt{\frac{4F_{en}}{\pi}}$	1,664

РОЗДІЛ 6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на суднах.

Міжнародна морська організація ІМО (International maritime organization, ІМО) – спеціалізована установа Організації Об'єднаних Націй. Основним напрямком діяльності є забезпечення механізму міжурядового співробітництва у вирішенні питань торговельного мореплавання: забезпечення безпеки на морі, запобігання забруднення з суден та боротьба з ним; спрощення формальностей; надання технічної допомоги.

Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р., СОЛАС-74 (International Convention for the Safety of Life at Sea, SOLAS-74) містить консолідований текст Конвенції СОЛАС-74. Основне завдання Конвенцій СОЛАС – визначення мінімальних стандартів з конструкції, устаткування та безпеки плавання суден [7].

Україна – учасник Конвенції. Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р. є найважливішим із всіх міжнародних договорів, що відносяться до безпеки торгових суден. Перший варіант був створений в 1914 р., другий і подальші у 1929, 1948, 1960 роках, відповідно. Основне завдання Конвенцій СОЛАС - визначення мінімальних стандартів по конструкції, устаткуванню й безпеці плавання судів. Згідно Конвенції, кожне судно підлягає огляду з боку посадових осіб уряду або визнаною ним Організацією. Огляду, зокрема, підлягають корпус і механізми судна, рятувальні засоби і постачання суден, їх радіоустановки і станції радіолокацій. Судно та його устаткування повинні підтримуватися в стані, що відповідає вимогам Конвенції і що гарантує придатність для виходу в море без небезпеки для судна або людей, що знаходяться на борту.

Згідно СОЛАС (Правило 21), кожен уряд зобов'язується проводити розслідування будь-якої аварії, що відбулася з будь-яким з його суден.

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		63

Інформацію про результати такого розслідування повинні передавати в ІМО. Держави-учасники зобов'язалися застосовувати вимоги конвенції й Протоколу до суден держав, що не є їх учасниками, з метою того, щоб такі судна не опинилися в сприятливішому положенні, ніж їх власні.

До нормативно-технічної бази з охорони праці при роботі у МКВ судна відносяться наступні, спеціально розроблені, документи [7]: 1. Правила технічної експлуатації судового електрообладнання; 2. Правила техніки безпеки на суднах морського та річкового флоту України. 3. Правила технічної експлуатації морських і річкових суден (Суднові конструкції та судові технічні засоби. Газові турбоагрегати. Котли парові та водогрійні. Електрообладнання. Допоміжні судові технічні засоби). ПДМНВ-78/95 (International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers, STCW-78/95) - Міжнародна конвенція про підготовку та дипломування моряків та несення вахти. Функції, що відносяться до аварійних ситуацій, охороні праці, медичному підходу, виживанню знаходяться в наступних розділах ПДМНВ. Розділ А-VI/1. Для всіх моряків, до виконання своїх обов'язків на судні, відповідно до розділу А-VI/1 Кодексу ПДМНВ-95 обов'язкова ознайомлювальна підготовка:

- уміння спілкуватися (знання мови, маркування на суднах);
- знання, що робити при падінні людини за борт;
- знання, що робити при виявленні пожежі або диму;
- знання, що робити при сигналі про пожежу або залишенні судна;
- знання місць збору й посадки, шляхів евакуації;
- уміння використовувати рятувальні жилети й знання місць їхнього зберігання;
- уміння оголосити тривогу й використовувати вогнегасники;
- уміння надати невідкладну медичну допомогу при нещасному випадку;
- уміння відкривати й закривати протипожежні й водонепроникні двері й закриття;

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		64

та початкова підготовка:

- способи особистого виживання;
- протипожежна безпека й боротьба з пожежею;
- надання першої медичної допомоги;
- особиста безпека й суспільні обов'язки.

Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал під час експлуатації суднового двигуна 6ДКРН 50/221,4.

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003 – 83 [8].

Пари палива та мастила.

Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005 – 88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила.

По СНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека.

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		65

Електробезпе́чність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиля́ція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (СО; SO₂; СН). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНіП .

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Норми шуму приведені в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1. Норми шуму.

б, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α _о , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці 6.2.

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ			Аркуш
								67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата				

Таблиця 6.2. Норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Рівень шуму має припустимі значення. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Підвищена запиленість і загазованість. З основних забруднень, що можуть бути присутні у МВ - вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, монооксид вуглецю і оксид азоту (IV) з концентрацією, що перевищує гранично допустиму концентрацію (ГДК), 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, викликають запаморочення, слабкість, нудоту. Діоксид 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.142.2227с.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						68
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі проведено розрахунок двигуна типу 6ДКРН 50/221,4. Розгляд двигуна полягав в детальному описі його конструкції і його основних частин, розрахунку його термодинамічного циклу і розрахунку динаміки, які показали високу ефективність, збалансованість, перспективність даного двигуна.

В 4 розділі було розраховано та спроектовано відцентровий насос системи охолодження. Запропонований насос має високі показники коефіцієнтів корисної дії та спроектований за сучасним математичним моделюванням.

В 5 розділі було виконано розрахунок основних систем двигуна, розглянуто його принципові схеми і конструкції основних елементів. З розглянутих схем видно, що даний двигун досить сучасний і автоматизований.

В розділі «Забезпечення вимог охорони праці» були розглянуті нормативно-правова та законодавча база охорони праці на суднах та проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування двигуна та судна в цілому.

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

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння: навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018.
2. MAN B&W S50ME-C10.6-GI-TII Project Guide 2014р.
3. Возницький І. В. MAN B&W двигуни модельного ряду MC 50 – 98 2008р.
4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015.
5. 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.
6. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1.
7. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008.
8. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

					КРБ.142.2227ст.23.13.00.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		