

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 8ЧН 38/47,5 (WARTSILA 8L38)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування
Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

В.С. Наливайко

Здобувач освіти

М.В. Сахарнюк

Миколаїв 2023

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко
«___» _____ 2023 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Сахарнюк Максим Вадимович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок головного суднового двигуна типу 8ЧН 38/47,5
(Wartsila 8L38)

2. Керівник роботи _____ *к.т.н., доц. Наливайко В.С* _____,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ ” 2023 року № _____

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Двигун прототип - Wartsila 8L38, потужність двигуна – 5800 кВт; частота обертання колінчатого валу – 600 хв^{-1} ; паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Опис конструкції двигуна 8ЧН 38/47,5; Розрахунок робочого циклу двигуна 8ЧН 38/47,5; Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ; Проєкт відцентрового насосу системи охолодження; Розрахунок систем двигуна 8ЧН 38/47,5; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Двигун 8ЧН 38/47,5; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки; Відцентровий насос системи охолодження; Схеми систем двигуна 8ЧН 38/47,5

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

_____	<i>М.В.Сахарнюк</i>
(підпис)	(прізвище та ініціали)
_____	<i>В.С.Наливайко</i>
(підпис)	(прізвище та ініціали)

Анотація

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 5800 кВт та 600 хв. В якості базового був обраний двигун 8ЧН 38/47,5 (Wartsila 8L38).

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 61 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

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

The qualification work shows the results of calculation of a marine internal combustion engine, 5800 kW and 600 rpm. Engine 8ЧН 38/47,5 (Wartsila 8L38) was selected as a 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 68 pages of explanatory note. Nine sources are used. The graphic part is presented on 4 drawings of format A1.

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

					КРБ.142.2227см.23.15.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		2

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 8ЧН 38/47,5	5
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна 8ЧН 38/47,5	12
2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна.....	12
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна...	13
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна.....	18
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	21
Розділ 3. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ.....	23
Розділ 4. Проект відцентрового насосу системи охолодження.....	28
Розділ 5. Розрахунок систем двигуна типу 8ЧН 38/47,5	37
5.1 Паливна система.....	37
5.2 Система змащення.....	41
5.3 Система охолодження.....	44
5.4 Системи повітропостачання і газовідводу.....	47
Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці.....	49
Висновки.....	56
Список використаної літератури.....	57
Додаток А. Двигун 8ЧН 38/47,5	58
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	59
Додаток В. Відцентровий насос системи охолодження.....	60
Додаток Г. Схеми систем двигуна 8ЧН 38/47,5	61

ВСТУП

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

Сьогодні дизелі реально витіснили інші типи енергетичних суднових 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 уприскування палива і фазами газорозподілу, нові методи розрахунків та ін. .

Згідно із завданням до кваліфікаційної роботи необхідно розрахувати сучасний 4-тактний судновий середньообертовий дизельний двигун. В якості двигуна прототипу був обраний двигун 8ЧН 38/47,5 (Wartsila 8L38).

					КРБ.142.2227см.23.15.00.ІІЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 8ЧН 38/47,5

8ЧН 38/47,5 – чотиритактний середньообертовий двигун фірми Wartsila 8L38 (рис. 1.1), потужністю 5800 кВт та частотою обертання становить 600 хв. Швидкість поршня складає 9,5 м/с, діаметр циліндра – 380 мм, хід поршня – 475 мм .[2]

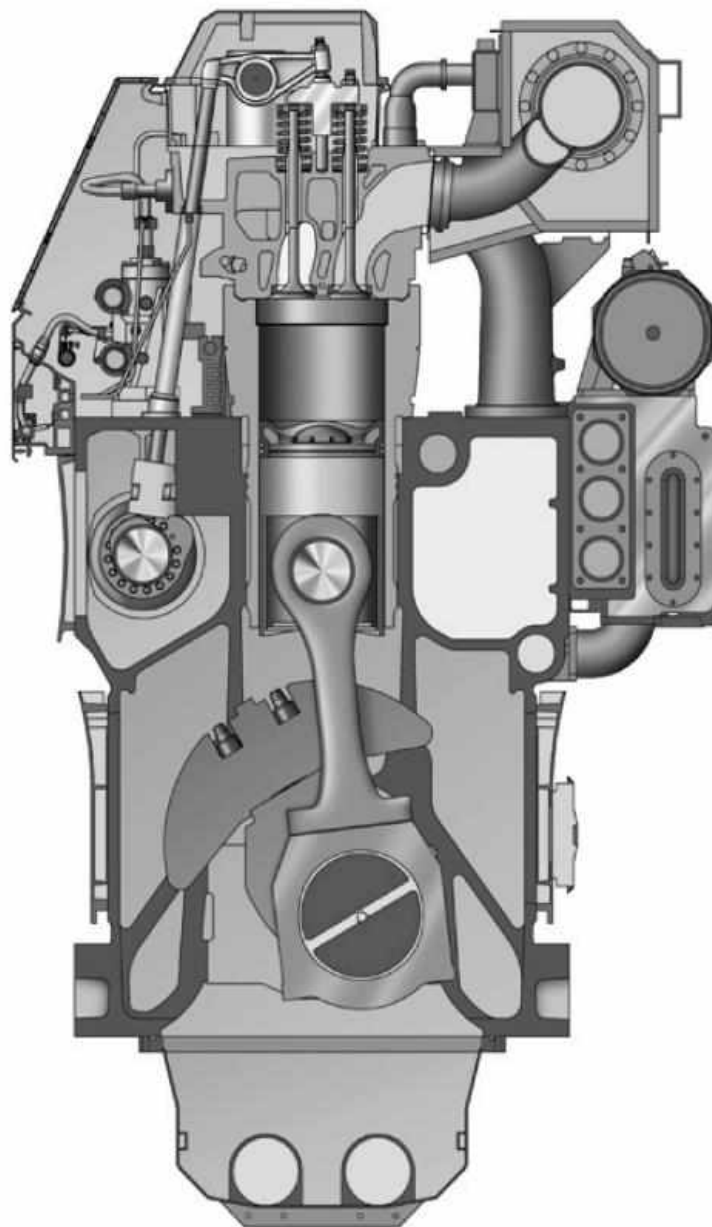


Рисунок 1.1 – Поперечний переріз двигуна 8ЧН 38/47,5

					КРБ.142.2227см.23.15.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		5

Картер двигуна (Рисунок 1.2)

Поєднання таких елементів конструкції, як занижений Колінчастий вал, інтегровані повітряні ресивери, короткі відстані між циліндрами та вибір матеріалів призвели до створення дуже жорсткого блоку. Підшипникове середовище розподільного валу є інтегрованою частиною інтегрованої частини блоку циліндрів, що сприяє підвищенню загальної жорсткості блоку.

Жорсткість блоку двигуна забезпечує легке гнучке кріплення. L-подібний блок має литі опори, а блок рядного двигуна - болтові опори, Пропонуючи просте рішення для розміщення пружні еластичні кріплення для ізоляції шуму, що передається від конструкції.[3]



Рисунок 1.2 – Картер двигуна

Колінчастий вал (Рисунок 1.3)

Особливу увагу при проектуванні двигуна wärtsilä 38 оптимізації різних геометричних властивостей таких як відстань між циліндрами та високий тиск згоряння з метою досягнення компактного рішення. Для розрахунку були використані методи fe (скінченних елементів) були використані для досягнення оптимальної конструкції колінчастого валу, що забезпечує

максимальну загальну жорсткості при збереженні помірних навантажень на підшипники. Конструкція колінчастого валу конструкція колінчастого валу гарантує, що навіть при підвищеному тиску згоряння, колінчастий вал відповідає всім критеріям встановленим класифікаційними товариствами. Колінчастий вал має встановлений на підшипниках. Болти підшипників і бічні шпильки гідравлічно натягнуті.



Рисунок 1.3 – Колінчастий вал

Підшипники (Рисунок 1.4)

Помірне навантаження на підшипник і жорстка конструкція кришки корінного підшипників забезпечують надійну роботу. Геометрія підшипника підшипника створює товщину масляної плівки, яка значно значно перевищує запаси міцності, що вимагаються виробниками підшипників.

Виробниками підшипників; все це відповідає філософії wärtsilä "thick Pad" філософії wärtsilä. Болтові з'єднання затягуються гідравлічно затягуються гідравлічно, а головна труба подачі мастила до підшипника поєднана з гідравлічним домкратом для опускання головної кришка підшипника

					КРБ.142.2227см.23.15.00.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



Рисунок 1.4 – Підшипники

Шатун (Рисунок 1.5)

Конструкція шатуна "морська головка ретельно оптимізована з урахуванням рівнів напружень за допомогою 3-d скінченно-елементного аналізу.

Демонтажна висота шатуна в зборі поршень/шатун в зборі менша, ніж у будь-якого іншого двигуна в цьому діапазоні потужності. Конструкція "морської головки" дозволяє знімати поршнево-шатунний вузол без не знімаючи корінного підшипника, що значно скорочує Час простою і вартість.



Рисунок 1.5 – Шатун

					КРБ.142.2227см.23.15.00.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розподільчий вал (Рисунок 1.6)

Розподільчий вал складається з окремих одноциліндрових розподільчих блоків, які з'єднані фланцем з окремими підшипниковими шийками. Вбудовані модулі штовхачів клапанів, прикручені до Блоці двигуна забезпечують легке обслуговування та надійну експлуатацію. Загальна конструкція забезпечує надійну роботу, просте обслуговування та перевірку.



Рисунок 1.6 – Розподільчий вал

Поршень і поршневі кільця (Рисунок 1.7)

Конструкція поршня складається зі сталевго вінця, чавунної чавунної спідниці та мастила спідниці під тиском. Трикільцевий складається з двох компресійних кілець і одного маслос'ємного кільця, розташованого на коронці. Цей пакет кілець забезпечує оптимальний розподіл тиску і знижує витрату мастила.

Споживання мастила. Форма камери згоряння така, що забезпечує ефективне згоряння при будь-яких навантаженнях, при цьому температура компонентів залишається низькою.

					КРБ.142.2227ст.23.15.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



Рисунок 1.7 – Поршень

Втулка циліндра (Рисунок 1.8)

Конструкція гільзи циліндра з високою горловиною є

Результатом багаторічного досвіду компанії wärtsilä та масштабних досліджень і розробок. Розробок. Ця конструкція забезпечує ідеальну округлість втулки, що є передумовою оптимального контакту кільця з втулкою. Втулки, що є передумовою для оптимального контакту кільця з втулкою. Вона також підтримує прямолінійність втулки під час роботи і запобігає втручанню з боку сусідніх циліндрів. Конструкція

Конструкція вертикальних охолоджувальних отворів оптимізована для підтримувати правильний температурний діапазон на внутрішній поверхні втулки Поверхні втулки - достатньо високої, щоб запобігти холодній корозії, і достатньо низької, щоб забезпечити хороше змащення. Достатньо низької, щоб забезпечити належне змащування.

					КРБ.142.2227см.23.15.00.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



Рисунок 1.8 – Втулка циліндра

Протитеріювальне кільце (Рисунок 1.9)

Протиполірувальне кільце видаляє нагар з верхньої частини поршня верхньої частини поршня, запобігаючи таким чином поліруванню гільзи. Ця система призводить до значного зменшення зносу циліндра, зниження та споживання мастила, а також забезпечує чистоту поршня. Зменшення обдуву дозволило підвищити тиск під час стрільби тиски



Рисунок 1.9 – Протиполірувальне кільце

					КРБ.142.2227см.23.15.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 8ЧН 38/47,5

2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

За методикою Гріневецького Мазинга значно відрізняється від ідеальних циклів. Завданням теплового розрахунку робочого процесу двигуна внутрішнього згоряння є визначення показників, що характеризують економічність і ефективність циклу в даних конкретних умовах і необхідних для розрахунку деталей на міцність, жорсткість і зносостійкість. На підставі теплового розрахунку можна з достатньою для практики точністю побудувати індикаторну діаграму, підрахувати середній індикаторний тиск і за заданою потужністю визначити розміри і число циліндрів для новопроектованих двигунів.[4]

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

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

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою програми Mathcad.

					КРБ.142.2227см.23.15.00.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2,1 Основні данні для робочого циклу двигуна

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Ефективна потужність	N_e	кВт	5800
Частота обертання	n	хв^{-1}	600
Тиск навколишнього середовища	p_0	МПа	0.1013
Температура навколишнього середовища	T_0	К	293
Тиск наддуву	P_k	МПа	0.38
Коефіцієнт продувки	ϕ_a		1.1
Коефіцієнт залишкових газів	y_r		0.03
Показник адіабати робочого тіла	k		1.4
Коефіцієнт використання тепла в точці Z	ε_z		0.9
Коефіцієнт використання тепла в точці b	ε_b		0.95
Ступінь стиснення	ε		16
Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ		1.202
Підігрів заряду від стінок циліндра	ΔT_a	К	15
Частка ходу поршня втрачена на продувку	ϕ_n		0
Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	ζ		1
Механічний ККД двигуна	η_m		0.885
Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k,ad}$		0.77
Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox}	МПа	0.005
ККД системи охолодження	η_0		0.75
Температура залишкових газів	T_r	К	750
Масовий склад палива	C	кг	0.865
	H	кг	0.132
	S	кг	0
	O	кг	0.003
Нижча теплота згоряння палива	Q_H	(кДж / кг)	43000
Кількість циліндрів	i		8
Діаметр циліндра	D_c	м	0.380
Хід поршня	S_c	м	0.475
Коефіцієнт тактності	z		0.5
Коефіцієнт надлишку повітря для	α		1.11

згоряння			
Показник адіабати повітря	k_e		1.4
Механічний ККД турбіни	$\eta_{t,m}$		0.96
Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t,ad}$		0.78
Коефіцієнт втрати тиску на впуску	ϵ_a		0.95
Ставлення тиску за компресором до тиску перед турбіною p	ψ_t		0.77
Розрахунок процесу наповнення			
Температура повітря за компресором	T_k	К	551.929
Температура повітря перед двигуном	T_s	К	357.732
Температура заряду до кінця процесу наповнення	T_a	К	383.721
Тиск повітря перед двигуном	P_s	МПа	0.375
Тиск заряду до кінця процесу наповнення	P_a	МПа	0.356
Коефіцієнт наповнення	η_H		0.917
Розрахунок процесу стиснення			
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_{us}	кДж/(моль*К)	0.02529 19.292
Середній показник політропи стиснення	n_1		1.356
Тиск в кінці стиснення	P_c	МПа	15.278
Температура в кінці стиснення	T_c	К	1028
Розрахунок процесу згоряння			
Справжня кількість повітря для згоряння кмоль	L	кг	0.555
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0		1.0596
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β		1.0579
Частка палива, що згоріла в точці z	x_z		0.947

Коефіцієнт молекулярної змін в точці z	β_z		1.055
Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z	ΔM m a_{ub} b_b	кДж/(моль*К)	0.0331 1.067 20.30 0.003497
Максимальна температура згоряння	T_z	К	2561
Максимальний тиск згоряння	P_z	МПа	18.364
Розрахунок процесу розширення			
Ступінь попереднього розширення	p		2.185
Ступінь подальшого розширення	δ		7.321
Середній показник політропи розширення і температура в кінці процесу розширення	n_2	К	1.215
	T_b	К	1670
Тиск в кінці процесу розширення	P_b	МПа	1.636
Визначення індикаторних показників			
Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i	МПа	3.99
Дійсний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	3.99
Індикаторний ККД	η_i		0.19
Тиск в кінці процесу розширення	P_b	МПа	0.441
Визначення ефективних показників			
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	2.194
Ефективний ККД двигуна	η_e		0.242
Питома ефективна витрата палива	b_e	кг/(кВт * год)	0.3453
Ефективна потужність двигуна	N_e		$4.732 \cdot 10^{12}$
Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна	ΔN	%	1.774
Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна			
Витрата повітря через компресор	G	кг / с	$7.941 \cdot 10^9$
Витрата газів через турбіну	G_t	кг / с	$8.394 \cdot 10^9$
Тиск газу перед турбіною	P_r	МПа	0.293
Температура газу перед турбіною	T_t	К	1232
Загальна кількість продуктів згоряння	M_s	кг/моль	0.584
Універсальна газова стала для відпрацьованих газів	R_t	$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	287.356
Показник адіабати розширення	k_t		1.337

газу в турбіні			
Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі	Пк		3.764
Дійсне тиск наддуву	P _{kd}	МПа	0.3812
Порівнення заданого і отриманого тиску наддуву	ΔP _k	%	0.327

2.2 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахункові діаграми будують по даним розрахунку робочого циклу які виконані за допомогою програми MathCad. С часом ця діаграма буде вхідними даними для побудови динамічного розрахунку на міцність двигуна в Excel.

Кординати точок політропи стиснення та розширення обчислюються 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 $V/V_c = \epsilon$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Для T – V обчислення йде за такою формулою

- Для процесу стиснення

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

- Для процесу розширення

					КРБ.142.2227см.23.15.00.ІІЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

Для T – S діаграм ентродія S обчислюється таким чином

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

Для розрахунку та побудови індикаторних діаграм використовується вхідні данні, у (табл.2.3), також результати розрахунків (табл 2.4).

Таблиця та індикаторні діаграми були виконанні у програмі Excel.

Табличка 2.3 – Вхідні дані для побудови діаграми

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Ступінь стиснення	ϵ		15
Показник політропи стиснення	n_1		1,359
Показник політропи розширення	n_2		1,261
Ступінь підвищеного тиску при згоранні	λ		1,185
Ступінь попереднього розширення	ρ		1,776
Тиск в кінці наповнення	p_a	МПа	0,36
Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	336,7
Коефіцієнт молекулярної зміни	β_z		1,032
Кофіцієнт газу в кінці стиснення	a_{vc}	кДж/(кмольК)	19,284
	b_c		0,002521
Кофіцієнт газу в точці z	a_{vz}	кДж/(кмольК)	19,883
	b_z		0,00307
Кофіцієнт газу в точці b	a_{vb}	кДж/(кмольК)	19,915
	b_b		0,00309
Тиск навколишнього середовища	p_0	кПа	0,1013
Температура навколишнього середовища	T_0	К	273
Газова стала	R	кДж/(кмольК)	8,3144

Табличка 2.4 - Результати розрахунків для побудови діаграми

	V/V_c	p	T	$C_{vm},$ кДж/(кмоль·К)	$S,$ кДж/(кмоль·К)
0	1	16,91722	1054,82		
1	1	14,27613	890,1432	21,52805101	-5,87069
2	1,56	7,80107	758,8014	21,19693844	-5,94866
3	1,84	6,233373	715,1387	21,08686466	-5,93833
4	2,12	5,141858	679,6813	20,99747649	-5,91445
5	2,4	4,344136	650,0759	20,92284126	-5,8829
6	2,68	3,739171	624,8266	20,85918778	-5,84699
7	2,96	3,266819	602,929	20,80398394	-5,80865
8	3,24	2,889215	583,6792	20,75545527	-5,76908
9	3,52	2,581422	566,5667	20,71231471	-5,72903
10	3,8	2,326401	551,2106	20,67360194	-5,68898
11	4,08	2,112143	537,3198	20,63858333	-5,64923
12	4,36	1,92996	524,6676	20,60668697	-5,60999
13	4,64	1,773424	513,0739	20,5774593	-5,57138
14	4,92	1,637683	502,394	20,55053516	-5,53348
15	5,2	1,519015	492,5096	20,52561664	-5,49633
16	5,48	1,414516	483,3232	20,50245783	-5,45996
17	5,76	1,321893	474,7535	20,48085366	-5,42438
18	6,04	1,239314	466,732	20,46063148	-5,38957
19	6,32	1,165295	459,2006	20,44164471	-5,35553
20	6,6	1,098627	452,1095	20,42376798	-5,32224
21	6,88	1,038312	445,4158	20,40689326	-5,28969
22	7,16	0,983521	439,0825	20,39092692	-5,25785
23	7,44	0,933561	433,0771	20,37578731	-5,22671
24	7,72	0,887848	427,3712	20,36140283	-5,19623
25	8	0,845885	421,9399	20,34771043	-5,1664
26	8,28	0,807249	416,7609	20,33465428	-5,13719
27	8,56	0,771576	411,8147	20,32218474	-5,10859
28	8,84	0,738553	407,0835	20,31025754	-5,08056
29	9,12	0,707909	402,5518	20,29883299	-5,0531
30	9,4	0,679407	398,2052	20,28787543	-5,02617
31	9,68	0,652839	394,0312	20,27735269	-4,99977
32	9,96	0,628024	390,0181	20,26723566	-4,97387
33	10,24	0,604802	386,1555	20,25749795	-4,94846
34	10,52	0,58303	382,4338	20,24811552	-4,92351
35	10,8	0,562584	378,8443	20,23906646	-4,89902
36	11,08	0,543352	375,3791	20,23033075	-4,87496
37	11,36	0,525232	372,0309	20,22189	-4,85133
38	11,64	0,508137	368,7931	20,21372734	-4,8281

39	11,92	0,491984	365,6594	20,20582726	-4,80527
40	12,2	0,476703	362,6241	20,19817543	-4,78282
41	12,48	0,462227	359,6821	20,19075861	-4,76074
42	12,76	0,448497	356,8285	20,18356455	-4,73901
43	13,04	0,43546	354,0587	20,17658189	-4,71763
44	13,32	0,423067	351,3685	20,16980006	-4,69659
45	13,6	0,411274	348,7542	20,16320926	-4,67587
46	13,88	0,40004	346,212	20,15680034	-4,65547
47	14,16	0,389328	343,7385	20,15056474	-4,63538
48	14,44	0,379104	341,3306	20,14449451	-4,61558
49	14,72	0,369338	338,9854	20,13858216	-4,59607
50	15	0,36	336,7	20,1328207	-4,57684
51	16,2	0,517538	477,3854	21,39012076	3,039674
52	16,2	0,675077	618,0707	21,82483853	8,857453
53	16,2	0,832615	758,7561	22,25955629	13,7388
54	16,2	0,990154	899,4414	22,69427405	18,01676
55	15	1,147692	1040,127	23,12899182	21,87695
56	14,73552	1,173728	1044,967	23,1439491	21,8565
57	14,47104	1,200843	1049,919	23,1592488	21,83593
58	14,20656	1,229102	1054,986	23,17490523	21,81523
59	13,94208	1,258576	1060,173	23,19093359	21,79439
60	13,6776	1,289342	1065,485	23,20735003	21,77343
61	13,41312	1,321482	1070,929	23,22417172	21,75235
62	13,14864	1,355089	1076,51	23,24141697	21,73114
63	12,88416	1,390259	1082,235	23,25910527	21,70982
64	12,61968	1,4271	1088,109	23,27725748	21,68838
65	12,3552	1,46573	1094,141	23,29589585	21,66683
66	12,09072	1,506275	1100,338	23,31504426	21,64518
67	11,82624	1,548876	1106,708	23,33472828	21,62343
68	11,56176	1,593688	1113,261	23,35497538	21,60158
69	11,29728	1,640878	1120,005	23,37581512	21,57965
70	11,0328	1,690634	1126,951	23,39727934	21,55766
71	10,76832	1,743163	1134,111	23,4194024	21,53559
72	10,50384	1,798691	1141,496	23,44222149	21,51348
73	10,23936	1,857473	1149,119	23,46577686	21,49134
74	9,97488	1,919791	1156,994	23,49011224	21,46917
75	9,7104	1,98596	1165,138	23,51527518	21,44701
76	9,44592	2,056333	1173,566	23,54131756	21,42488
77	9,18144	2,131307	1182,296	23,56829604	21,40279
78	8,91696	2,211327	1191,35	23,59627275	21,38079
79	8,65248	2,2969	1200,749	23,6253159	21,3589
80	8,388	2,388599	1210,518	23,65550067	21,33716

					КРБ.142.2227см.23.15.00.ІІЗ	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

81	8,12352	2,487075	1220,683	23,68691012	21,31563
82	7,85904	2,593078	1231,274	23,71963629	21,29436
83	7,59456	2,707464	1242,324	23,75378158	21,2734
84	7,33008	2,831225	1253,871	23,78946026	21,25284
85	7,0656	2,965511	1265,955	23,82680037	21,23276
86	6,80112	3,111663	1278,623	23,86594597	21,21325
87	6,53664	3,271255	1291,929	23,90705985	21,19444
88	6,27216	3,446144	1305,931	23,95032683	21,17648
89	6,00768	3,63854	1320,698	23,99595788	21,15952
90	5,7432	3,851087	1336,309	24,04419513	21,14377
91	5,47872	4,086976	1352,854	24,09531818	21,12947
92	5,21424	4,350093	1370,438	24,14965204	21,11691
93	4,94976	4,645215	1389,184	24,2075773	21,10646
94	4,68528	4,978275	1409,237	24,26954323	21,09854
95	4,4208	5,356731	1430,772	24,33608494	21,09372
96	4,15632	5,790078	1453,996	24,4078461	21,09267
97	3,89184	6,290585	1479,162	24,48560969	21,09626
98	3,62736	6,874366	1506,583	24,57034019	21,10561
99	3,36288	7,562988	1536,648	24,66324279	21,12217
100	3,0984	8,385946	1569,854	24,7658484	21,14788
101	2,83392	9,384599	1606,841	24,88013916	21,18536
102	2,56944	10,61867	1648,459	25,00873963	21,23822
103	2,30496	12,17749	1695,864	25,15521903	21,31164
104	2,04048	14,20051	1750,677	25,32459116	21,41323
105	1,776	16,91722	1815,271	25,52418769	21,55472
106	1	16,91722	1054,82	23,17439285	0,008827
		16,91722	890,1432	22,66554249	-5,93758

					КРБ.142.2227см.23.15.00.ІІЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

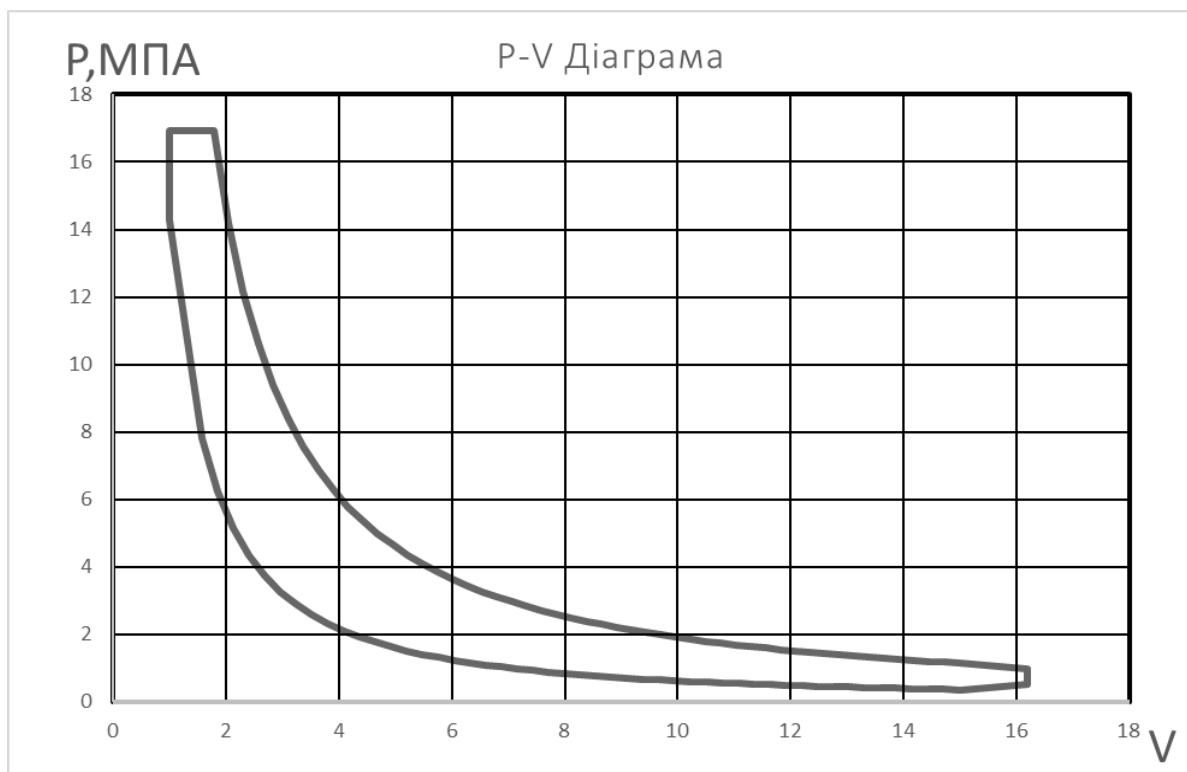


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма P - V

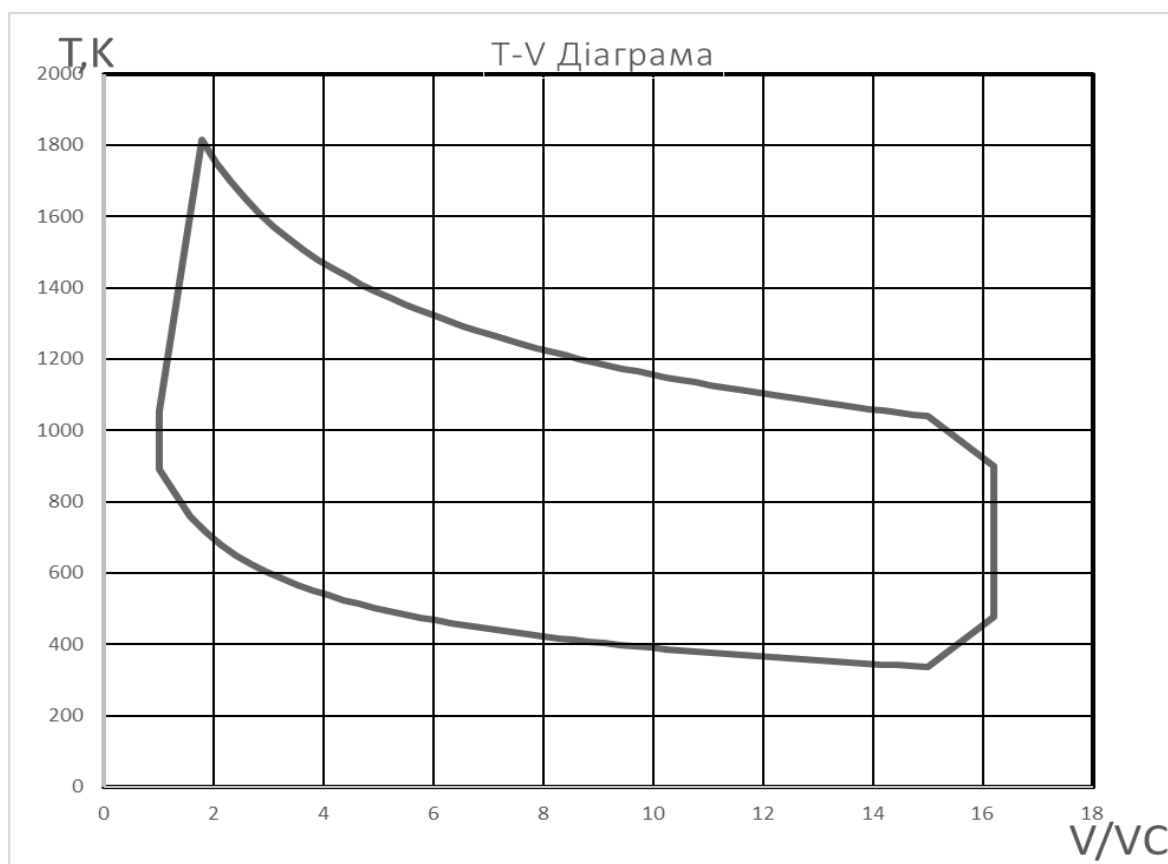


Рисунок 2.2 – Індикаторна діаграма T - V

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227ст.23.15.00.ПЗ

Аркуш

21

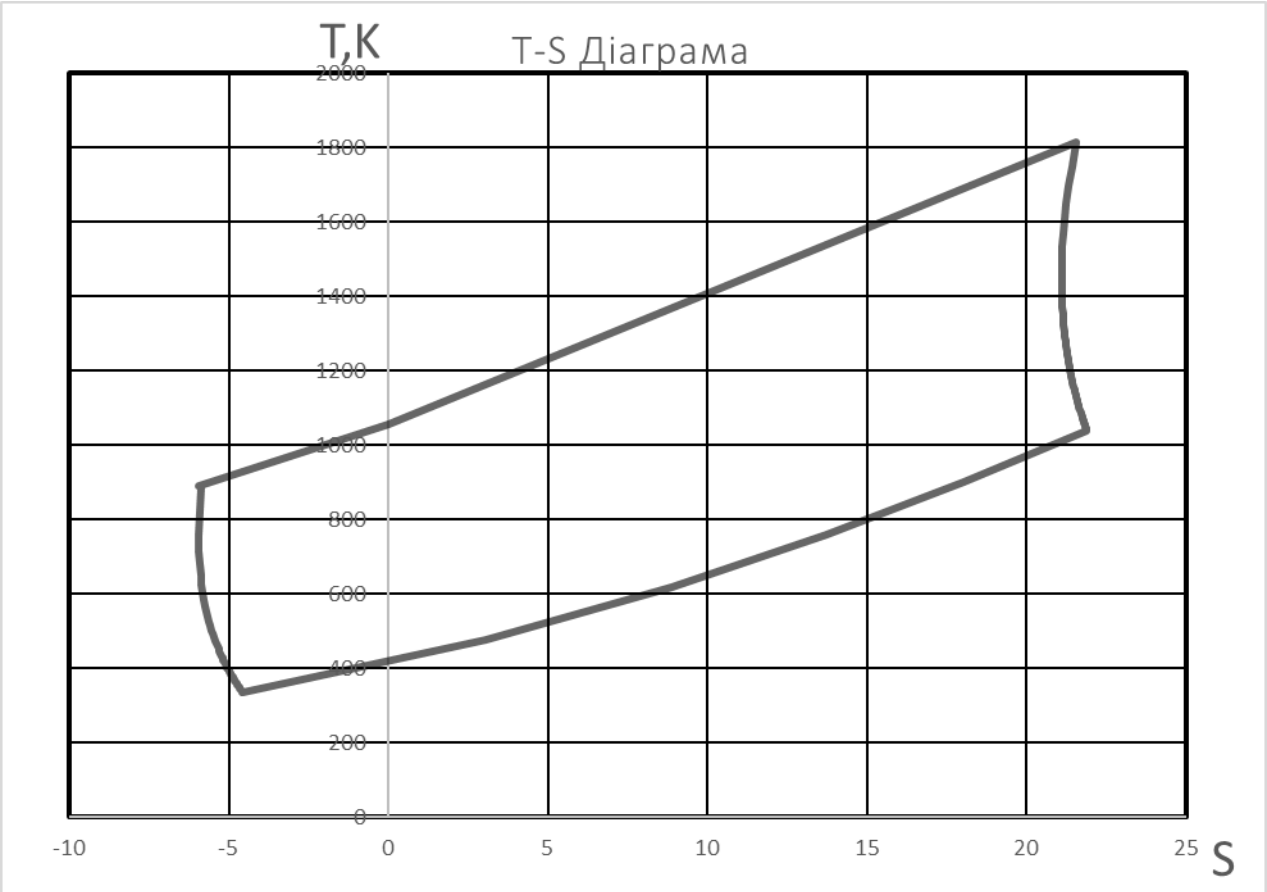


Рисунок 2.3 – Індикаторна діаграма Т - S

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_{dv} – рушійна сила, N – нормальна сила, що притискує поршень до втулки, Q – силу, що тисне вздовж шатуна, T – дотична сила (сила, дотична до кривошипа), Z – радіальна сила, що діє вздовж кривошипу (див. рис. 3.1)

Динамічний розрахунок двигуна можна зробити двома способами графічним або аналітичним. Увесь розрахунок був виконаний в програмі Excel.[5]

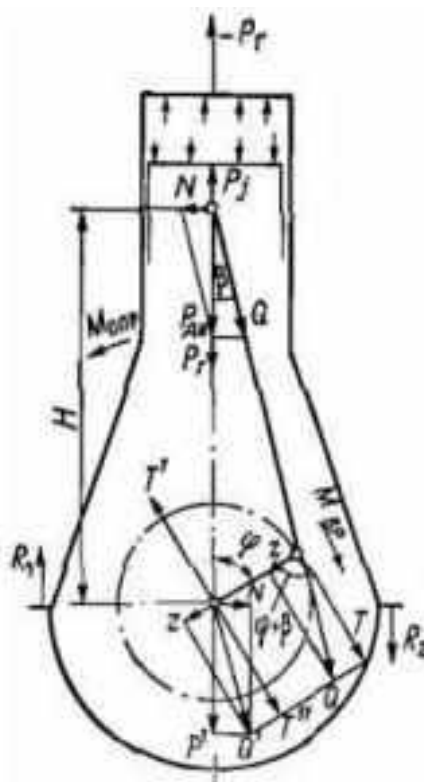


Рисунок 3.1 – Схема дії сил в КШМ

					КРБ.142.2227ст.23.15.00.ЛЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вхідні данні:

Діаметр поршня	м	D	0,38
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	600
Максимальний тиск згоряння	МПа	P _z	18,364
Тиск на початку стиску	МПа	P _a	0,375
Тиск наддуву	МПа	P _k	0,38
Тиск залишкових газів	МПа	P _г	0,293
Кривошипно-шатуне відношення		l	0,272
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	450
Радіус кривошипа	м	r	0,12667
Ступінь стиснення		e	16
Показник політропи стиснення		n ₁	1,356
Показник політропи розширення		n ₂	1,215
Ступінь попереднього розширення		r	2,185

Результат дії сил на КШМ

j°	j rad	s	Pr	Pj	Pdv	b	N	Z	T
0	0	0	0,3800	-0,2523	0,1277	0,0000	0,0000	0,1277	0,0000
15	0,261799	0,043184	0,3800	-0,2383	0,1417	0,0704	0,0100	0,1343	0,0463
30	0,523599	0,167975	0,3800	-0,1987	0,1813	0,1360	0,0248	0,1446	0,1121
45	0,785398	0,360893	0,3800	-0,1402	0,2398	0,1923	0,0467	0,1365	0,2026
60	1,047198	0,602	0,3800	-0,0722	0,3078	0,2356	0,0739	0,0899	0,3035
75	1,308997	0,868071	0,3800	-0,0046	0,3754	0,2627	0,1010	-0,0004	0,3887
90	1,570796	1,136	0,3800	0,0539	0,4339	0,2720	0,1210	-0,1210	0,4339
105	1,832596	1,385709	0,3800	0,0980	0,4780	0,2627	0,1286	-0,2479	0,4285
120	2,094395	1,602	0,3800	0,1261	0,5061	0,2356	0,1215	-0,3583	0,3776
135	2,356194	1,775107	0,3800	0,1402	0,5202	0,1923	0,1013	-0,4395	0,2962
150	2,617994	1,900025	0,3800	0,1448	0,5248	0,1360	0,0718	-0,4904	0,2002
165	2,879793	1,975036	0,3800	0,1448	0,5248	0,0704	0,0370	-0,5165	0,1001
180	3,141593	2	0,3750	0,1444	0,5194	0,0000	0,0000	-0,5194	0,0000
195	3,403392	1,975036	0,3810	0,1448	0,5259	-0,0704	-0,0371	-0,5176	-0,1003
210	3,665191	1,900025	0,4002	0,1448	0,5450	-0,1360	-0,0746	-0,5093	-0,2079
225	3,926991	1,775107	0,4361	0,1402	0,5764	-0,1923	-0,1122	-0,4869	-0,3282
240	4,18879	1,602	0,4962	0,1261	0,6223	-0,2356	-0,1494	-0,4405	-0,4642
255	4,45059	1,385709	0,5943	0,0980	0,6924	-0,2627	-0,1862	-0,3591	-0,6206
270	4,712389	1,136	0,7582	0,0539	0,8121	-0,2720	-0,2265	-0,2265	-0,8121
285	4,974188	0,868071	1,0457	-0,0046	1,0411	-0,2627	-0,2800	-0,0010	-1,0781
300	5,235988	0,602	1,5896	-0,0722	1,5174	-0,2356	-0,3642	0,4433	-1,4962
315	5,497787	0,360893	2,7244	-0,1402	2,5842	-0,1923	-0,5032	1,4714	-2,1831
330	5,759587	0,167975	5,3296	-0,1987	5,1309	-0,1360	-0,7021	4,0924	-3,1735
345	6,021386	0,043184	11,0050	-0,2383	10,7667	-0,0704	-0,7592	10,2034	-3,5200
360	6,283185	0	16,0997	-0,2523	15,8474	0,0000	0,0000	15,8474	0,0000
375	6,544985	0,043184	18,3640	-0,2383	18,1257	0,0704	1,2781	17,1773	5,9259
390	6,806784	0,167975	17,6280	-0,1987	17,4293	0,1360	2,3851	13,9017	10,7802
405	7,068583	0,360893	9,6623	-0,1402	9,5221	0,1923	1,8543	5,4219	8,0443
420	7,330383	0,602	5,9624	-0,0722	5,8902	0,2356	1,4137	1,7208	5,8080
435	7,592182	0,868071	4,0970	-0,0046	4,0923	0,2627	1,1006	-0,0040	4,2378
450	7,853982	1,136	3,0715	0,0539	3,1255	0,2720	0,8717	-0,8717	3,1255
465	8,115781	1,385709	2,4694	0,0980	2,5675	0,2627	0,6905	-1,3315	2,3013
480	8,37758	1,602	2,1006	0,1261	2,2268	0,2356	0,5345	-1,5762	1,6612
495	8,63938	1,775107	1,8714	0,1402	2,0117	0,1923	0,3918	-1,6995	1,1455

510	8,901179	1,900025	1,7327	0,1448	1,8775	0,1360	0,2569	-1,7544	0,7162
525	9,162979	1,975036	1,6581	0,1448	1,8029	0,0704	0,1271	-1,7744	0,3438
540	9,424778	2	1,6345	0,1444	1,7789	0,0000	0,0000	-1,7789	0,0000
555	9,686577	1,975036	0,2930	0,1448	0,4378	-0,0704	-0,0309	-0,4309	-0,0835
570	9,948377	1,900025	0,2930	0,1448	0,4378	-0,1360	-0,0599	-0,4091	-0,1670
585	10,21018	1,775107	0,2930	0,1402	0,4332	-0,1923	-0,0844	-0,3660	-0,2467
600	10,47198	1,602	0,2930	0,1261	0,4191	-0,2356	-0,1006	-0,2967	-0,3127
615	10,73377	1,385709	0,2930	0,0980	0,3910	-0,2627	-0,1052	-0,2028	-0,3505
630	10,99557	1,136	0,2930	0,0539	0,3469	-0,2720	-0,0968	-0,0968	-0,3469
645	11,25737	0,868071	0,2930	-0,0046	0,2884	-0,2627	-0,0776	-0,0003	-0,2986
660	11,51917	0,602	0,2930	-0,0722	0,2208	-0,2356	-0,0530	0,0645	-0,2177
675	11,78097	0,360893	0,2930	-0,1402	0,1528	-0,1923	-0,0298	0,0870	-0,1291
690	12,04277	0,167975	0,2930	-0,1987	0,0943	-0,1360	-0,0129	0,0752	-0,0583
705	12,30457	0,043184	0,2930	-0,2383	0,0547	-0,0704	-0,0039	0,0519	-0,0179
720	12,56637	0	0,2930	-0,2523	0,0407	0,0000	0,0000	0,0407	0,0000

2.3 Визначення сумарної дотичної сили

j°	T _Σ								T _Σ	T ^{cp} _Σ
	Номер циліндра									
	1	2	3	4	5	6	7	8		
0	0,000	0,919	0,000	-1,298	0,000	3,611	1E-15	-0,832	2,40	5,13
15	-0,655	1,219	-0,349	-1,035	5,225	3,092	-0,332	-0,256	6,91	5,13
30	-0,994	1,224	-0,705	-0,856	9,674	2,508	-0,664	0,4229	10,61	5,13
45	-0,864	1,015	-1,047	-1,117	6,978	1,864	-0,965	0,9372	6,80	5,13
60	-0,337	0,697	-1,311	-2,067	5,167	1,213	-1,16	1,0479	3,25	5,13
75	0,346	0,349	-1,411	-2,819	4,195	0,592	-1,141	0,6832	0,79	5,13
90	0,919	0,000	-1,298	0,000	3,611	0,000	-0,832	1E-15	2,40	5,13
									30,77	

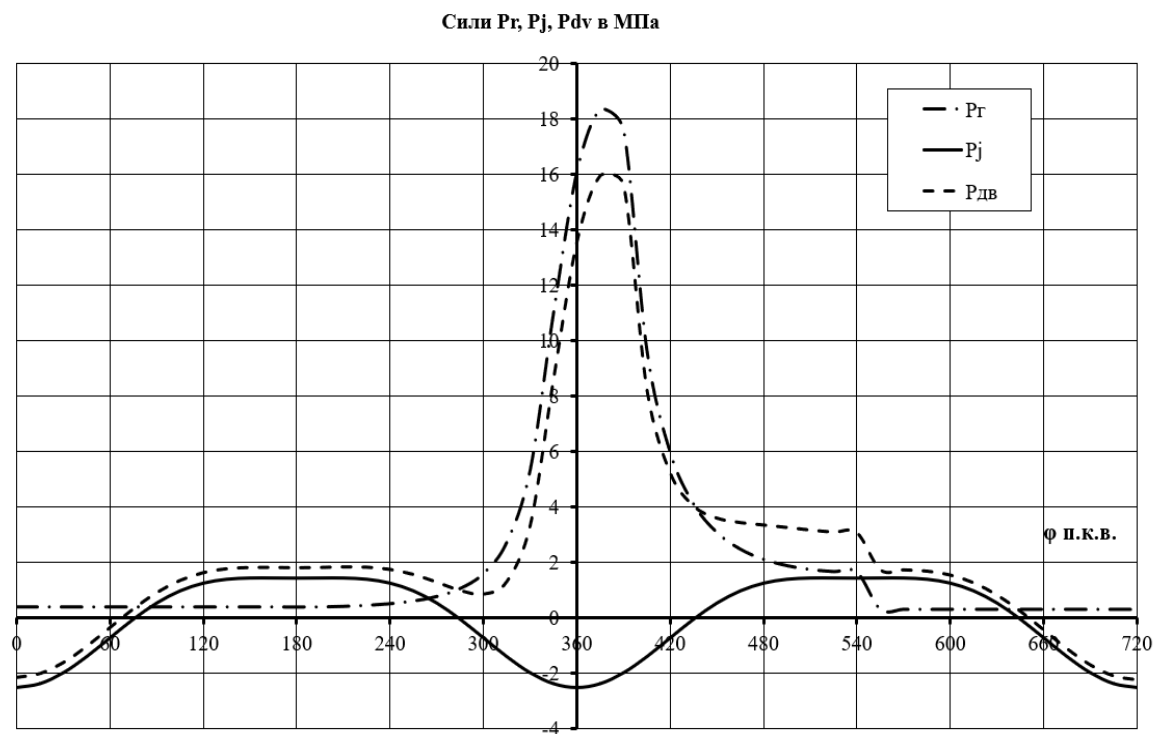


Рисунок 3.2 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

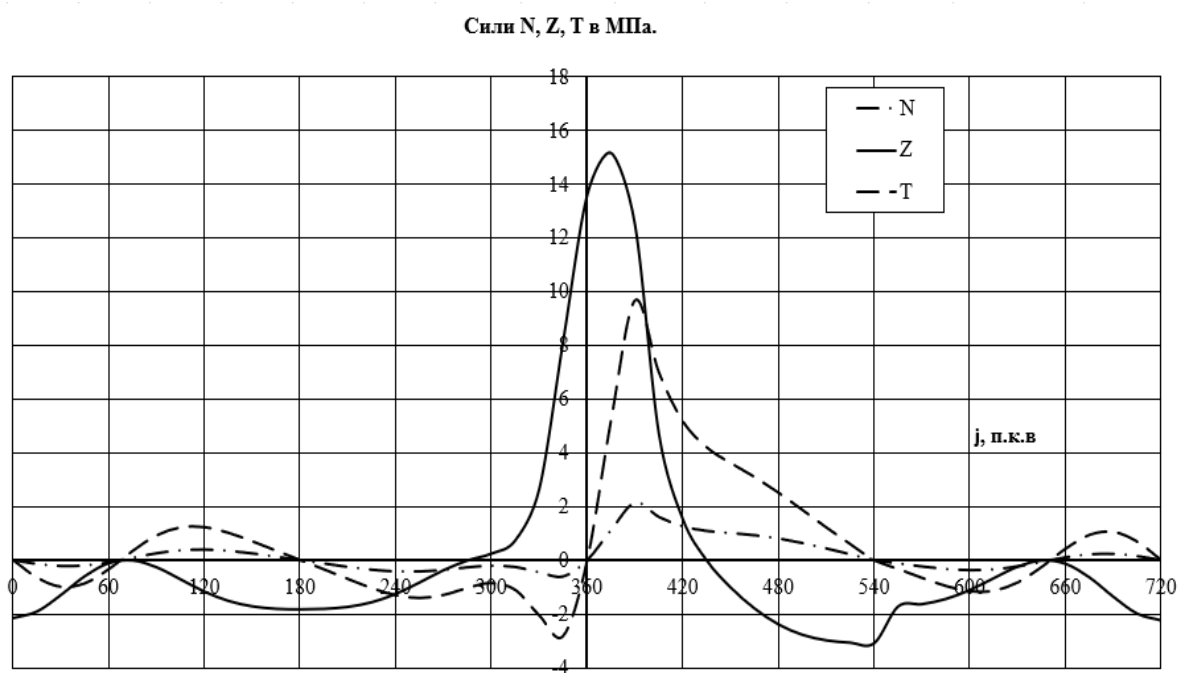


Рисунок 3.3 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227см.23.15.00.ПЗ

Аркуш

26

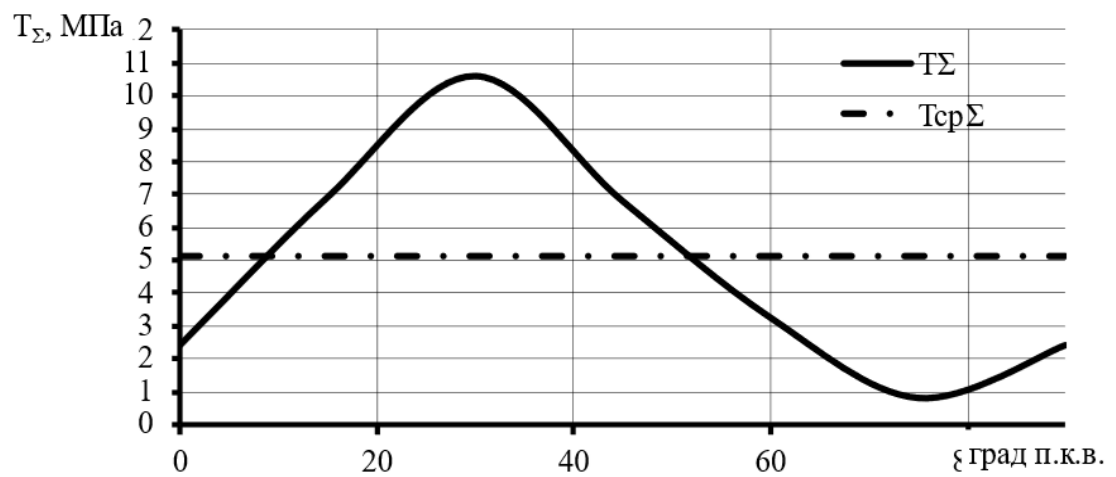


Рисунок 3.4 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

Проектування насосу виконується при заданих значеннях витрати q (170 м³ /год) та питомої роботи l (400 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.[6]

Параметр	Формула	Значення
Коефіцієнту швидкохідності		98,31017
Кутова швидкість обертання ротору насоса, м/с	$\omega = \frac{C \Delta l_{sp}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{Q}}$	209,333
Об'ємний ккд	$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}}$	0.97
Гідравлічний ккд	$\eta_t = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}$	0.862
Приведений (середньоквадратичний) діаметр на вході в колесо, м	$D_{1np} = k_{D1} \sqrt[3]{\frac{\pi Q_1}{30 \omega}}$	0.1177
Коефіцієнт вхідного діаметру	$k_{D1} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{1}{\sqrt{k_{c_u}}}$	4.1
Коефіцієнт, який залежить від c	$k_{co} = 1,13773E-14C^4 - 9,89853E-11C^3 + 2,93714E-07C^2 - 3,81115E-04C + 2,38791E-01$	0.076
Приведений діаметр на вході в колесо, перше наближення, м	D_{1np}^*	0.0822

Коефіцієнт, який враховує тертя дисків колеса о воду	$\eta_{\text{МВН}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}$	0.922
Коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках	$\eta_{\text{СП}} = 0,95 \dots 0,98$	0.95
Ккд насоса	$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_{\text{О}} \eta_{\text{М}} = \eta_{\Gamma} \eta_{\text{О}} \eta_{\text{МВН}} \eta_{\text{СП}}$	0.733
Діаметр вала ротора насосу, м	$d_{\text{В}} = \sqrt[3]{\frac{16M_{\text{К}}}{\pi[\tau]}}$	0.0276
Крутний момент на валу ротора насосу, Н·м	$M_{\text{К}} = \frac{N_{\text{В}}}{\omega}$	123.31
Потужність на привід вала ротора насосу, Вт	$N_{\text{В}} = \frac{\rho Q L}{\eta}$	25812
Діаметр маточини робочого колеса, м	$d_{\text{СТ}} = (1,2 \dots 1,8) d_{\text{В}}$	0.03312
Ширина колеса, м	$B_{\text{К}} = (0,2 \dots 0,4) D_2$	0.04982
Швидкість рідини в кільцевому прийомному отворі робочого колеса, м/с	$c_{\text{О}} = k_{c_{\text{О}}} \left(\frac{30}{\pi}\right)^{\frac{2}{3}} \sqrt[3]{Q_1 \omega^2}$	4.37
Діаметр входу в робоче колесо, м	$D_{\text{О}} = \sqrt{\frac{4Q_{\text{Р}}}{\pi c_{\text{О}}} + d_{\text{СМ}}^2}$	0.1238
Діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса, м	$D_1 = (0,9 \dots 1,0) D_{\text{О}}$	0.11142
Приведений діаметр в другому наближенні, м	$D_{\text{ІНП}}^{**} = \sqrt{0,5(d_{\text{СТ}}^2 + D_1^2)}$	0.0822
Колова швидкість потоку рідини на діаметрі d1, м/с	$u_1 = \frac{\omega D_1}{2}$	11.67
	$c_1' = c_{\text{О}}$	4.37
Швидкість рідини в районі повороту протока в робочому колесі, м/с	$c_1' = c_{1\text{М}}$	4.37
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями на вході	$k_1 = 1,1 \dots 1,25$	1.098
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо, м/с	$c_{1\text{М}} = c_1' k_1$	4.8
Кут безударного входу, град	$\beta_{10} = \arctg \frac{c_{1\text{М}}}{u_1}$	22.36

Кут установки лопаті на вході, град	$\beta_1 = \beta_{10} + \delta$	22.76
Кут атаки, град	$\delta = \beta_1 - \beta_{10}$	0.4
Відносна швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса, м/с	$w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}};$	12.62
Відносна швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса, м/с	$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1}$	12.42
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c_{2m} = (0,75 \dots 1,1)c_{1m}$	3.6
Для литих коліс з відносно великою товщиною	$k = 6,5 \dots 10$	6.5
Оптимальна кількість лопатей робочого колеса, шт	$z = k \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$	8.36
Приймаємо	$[z]$	12
Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса, м	$D_2^* = \frac{D_0}{0,002n_s + 0.276}$	0.262
Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса, друге наближення, м	D_2^{**}	0.248
Питома робота колеса з нескінченним числом лопатей, дж/кг	$L_\infty = (1 + p)L_\tau$	552
Теоретична питома робота колеса, дж/кг	$L_\tau = \frac{L}{\eta_\tau}$	464
Зовнішній діаметр робочого колеса, м	$D_2 = \frac{2}{\omega} \left[\frac{c_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + L_\infty} \right]$	0.248
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями на вход	$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \Delta S_1}{\pi D_1}}$	1.098
Товщина лопаті на вході, м	$\Delta_1 = (0,001 \dots 0,004) \text{ м}$	0.001
Перетин лопаті на вході, нормальний до радіуса, м	$\Delta S_1 = \frac{\Delta_1}{\sin \beta_1}$	0.0026

Колова швидкість потоку рідини на діаметрі d_2 , м/с	$u_2 = \frac{\omega D_2}{2}$	26.05
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c'_{2m} = \frac{c_{2m}}{k_2}$	3.84
Коефіцієнт зашарплення каналу колеса лопатями	$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \Delta S_2}{\pi D_2}}$	1.060
Товщина лопаті на виході, м	$\Delta_2 = (0,001 \dots 0,003) \text{ м}$	0.002
Перетин лопаті на виході, нормальний до радіуса, м	$\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin \beta_2}$	0.0035
Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при скінченному числі лопатей, м/с	$c_{2u} = \frac{L_r}{u_2};$	17.82
Швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c_2 = \sqrt{(c'_{2m})^2 + c_{2u}^2}$	18.15
Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей	$c_{2u\infty} = \frac{L_r(1+p)}{u_2}$	21.2
Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}$	8.99
Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі	w_1/w_2	1.382
Оптимальне співвідношення відносних швидкостей	$w_1/w_2 = 3,166E-11n_s^6 - 1,812E-08n_s^5 + 4,228E-06n_s^4 - 5,150E-04n_s^3 + 3,464E-02n_s^2 - 1,231E+00n_s + 1,982E+01$	1.383
Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей	$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_2}$	6.13

Опис конструкції спроектованого насоса та оцінка його придатності для виконання за функцією призначення відцентровий насос (рис. 4.1) можна класифікувати за наступними ознаками: – за принципом підведення енергії потоку рідини – динамічний або лопастневий; – по вигляду робочих органів і по особливості робочого процесу – відцентровий; – по числу ступенів (послідовно включених коліс) – одноступінчастий; – за призначенням – циркуляційний насос для рідини, відмінної за хімічними властивостями від звичайної 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). Ротор складається з робочого колеса 2, яке закріплене на валу 5 за допомогою шпонки та болта. Колесо відкритого типу, виготовлене зі сплаву титану. 12 робочих лопатей колеса загнутих назад відповідно до розрахунку. З боку заднього диска на колесі виконано 12 напіввідкритих лопатей імпелеру, також загнутих назад. На валу є втулка, яка запобігає витирання ротора об сальникове набивання 4. Вал виготовлений у вигляді ряду співвісних циліндрів різного діаметру, на яких кріпляться колесо 2, захисна втулка і підшипники. На стороні валу, протилежній колесу, виконано шпоночний паз, призначений для фіксації муфти, яка сполучає насос з приводом. Нерухомі елементи насоса складаються з корпусу насоса 1, корпусу ущільнення 3 і корпусу підшипників 6. Корпус насоса об'єднує такі елементи, як: вхідний патрубок, спіральний відвід і камеру, в якій обертається робоче 34 зм. Арк. № документа підпис дата аркуш крб.142.3227зст.23.03.00.пз колесо. На вхідному патрубку виконаний приєднувальний фланець для прикріплення всмоктуючого трубопроводу, а на кінці спірального відводу – фланець для з'єднання з нагнітальним трубопроводом. З переднього боку колеса в корпусі сформована вставка, яка охоплює з мінімальним зазором циліндровий виступ передньої частини колеса. У корпусі 1 виконані отвори в стінці вхідного патрубку і в стінці відвідного каналу. Отвори заглушені пробками і можуть

					КРБ.142.2227ст.23.15.00.ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

використовуватися для зливу рідини з насоса, для випуску повітря при його заливці перед роботою і для приєднання манометрів. Корпус 1 з боку заднього диска колеса з'єднується з корпусом ущільнення 3, який утворює разом з ним камеру, в якій обертається робоче колесо. Через центр корпусу ущільнення 3 проходить канал для валу ротора, в якому також розміщується лабіринтне ущільнення і сальникове набивання 4.

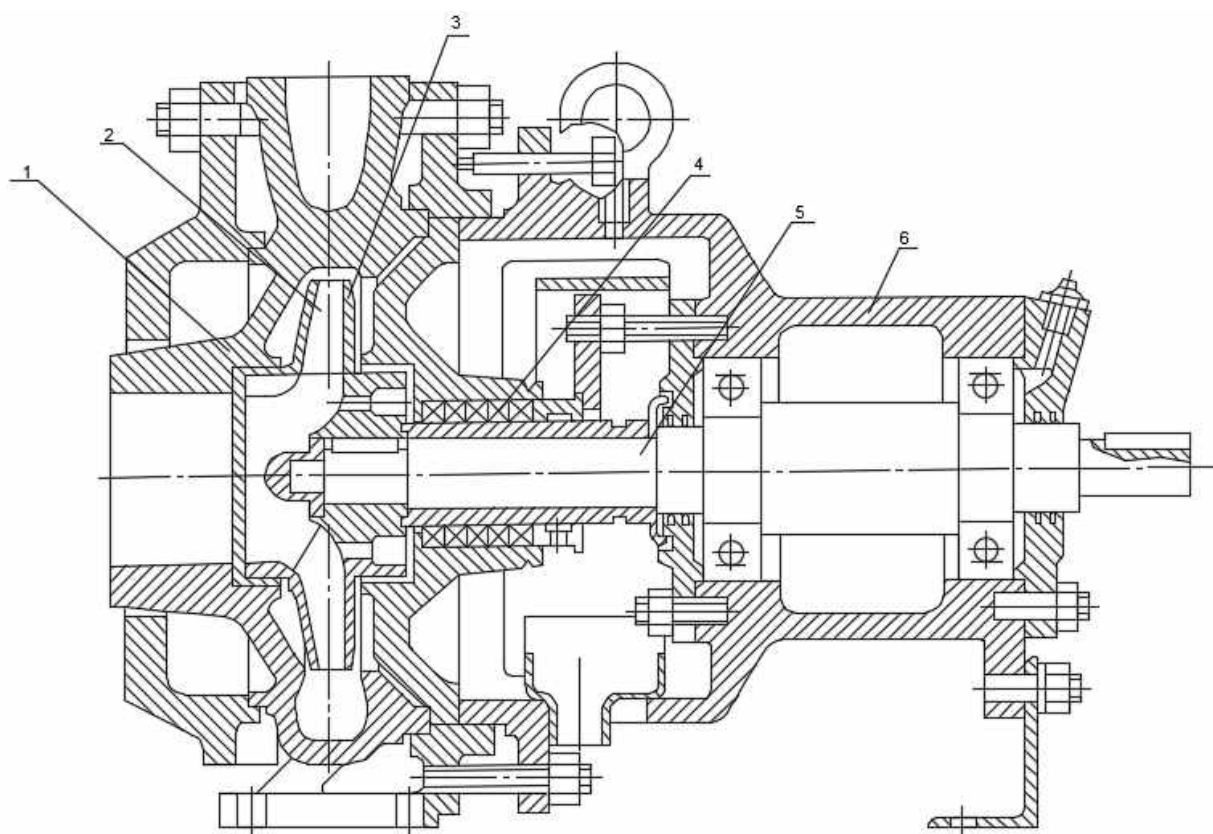


Рисунок 4.1 – Відцентровий консольний насос:

1 – корпус насоса; 2 – робоче колесо; 3 – корпус ущільнення; 4 – сальникове набивання; 5 – вал ротора; 6 – корпус підшипників

Лабіринтне ущільнення складається з двох частин, самого ущільнення і розподільчого кільця. До цього кільця через отвір в стінці каналу кришки ущільнення, підводиться вода з порожнини відводу по свердленню в ребрі кришки. Сальникова набивка підтискається за допомогою натискної втулки. Корпус ущільнення 3 є частиною, яка забезпечує з'єднання корпусу насоса 1 з корпусом підшипників 6. Деталі 1, 3 і 6 строго центруються по посадках їх циліндрових виступів в розточках деталей, які сполучаються, відносно вісі обертання валу ротора. У корпусі підшипників 6 розміщуються два підшипника кочення. 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 підшипників встановлені фетрові кільця. Для запобігання попаданню рідини в підшипники з боку колеса встановлений відбійник. При роботі насосу рідина поступає в колесо через всмоктуючий патрубок, а виходить з нього через лопатки робочого колеса. Рідина, яка вилітає з колеса, збирається спіралевидним відводом, який охоплює колесо по периметру. З відводу рідина поступає в нагнітальний патрубок, звідки прямує до споживача. Для того, щоб насос почав працювати, його колесо і всмоктуючий канал повинні бути повністю заповнені рідиною. При обертанні колеса рідина, яка знаходиться в міжлопатевих каналах, буде залучена лопатками в окружний рух. Відцентрова сила, яка виникає при цьому, переміщатиме частинки по радіусу при одночасному обертальному русі. У зв'язку з видаленням з міжлопатевих каналів колеса порцій рідини під дією описаного процесу, у вхідній частині колеса виникає область зниженого тиску. В цю область зі всмоктуючого патрубка переміщатимуться нові порції рідини під дією більш високого тиску у всмоктуючому патрубку, ніж у вхідній

36 зм. Арк. № документа підпис дата аркуш крб.142.3227зст.23.03.00.пз

					КРБ.142.2227ст.23.15.00.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

області колеса. Цей процес відбувається безперервно. Порції рідини в колесі під впливом робочих лопаток отримують кінетичну енергію і відповідно збільшують свою абсолютну швидкість. У відносному русі по каналах колеса ці порції переміщаються від менших поперечних перетинів каналів до більших, що викликає зменшення відносної швидкості руху порцій при одночасному збільшенні їх абсолютної швидкості. Порції рідини, які вилітають з колеса, продовжують уповільнювати свою швидкість, вже в абсолютному русі, із-за переміщення по каналу, перетин якого розширюється у напрямку руху потоку рідини. Уповільнення швидкості течії, відповідно до законів гідромеханіки, супроводжується зростанням тиску рідини або перетворенням кінетичної енергії в потенційну. В результаті на виході з насоса споживач отримує потік із заданим надмірним тиском і порівняно низькою швидкістю, прийнятною для використання в системах, де застосовуються такі насоси. Імпелер, розміщений на задньому диску колеса, забезпечує пониження тиску в області за колесом, прилеглий до валу насоса. Це зниження виникає абсолютно аналогічно тому, як це відбувається в самому робочому колесі, але з тією різницею, що імпелер практично не переміщає рідину, оскільки не сполучений зі всмоктуючим патрубком. Якщо тиск в цій області не знижувати, то на колесі виникає осьове зусилля, направлене у бік всмоктування насоса. Це зусилля навантажує підшипники і сприяє прискоренню їх зносу. У напіввідкритого імпелера зовнішній діаметр колеса виконаний меншим, ніж діаметр колеса насоса. Зовнішній діаметр імпелера вибирають таким, щоб тиск перед вузлом ущільнення завжди залишався більше атмосферного при тому, щоб осьове зусилля було понижене до необхідних меж. У даному насосі внутрішні витоки пов'язані тільки з паразитними токами в передньому зазорі між вставкою і робочим колесом. Наявність імпелера дозволяє відмовитися від розвантажувальних осьових каналів і установки 37 зм. Арк. № документа підпис дата аркуш крб.142.3227зст.23.03.00.пз щільного ущільнення з боку заднього диска. Це

					КРБ.142.2227ст.23.15.00.ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

підвищує об'ємний ккд насоса при деякому збільшенні механічних втрат, пов'язаних із забезпеченням роботи імелера. Зазвичай такий перерозподіл втрат приводить до підвищення загального ккд насоса, про що свідчить розповсюдження аналогічних конструктивних рішень. Оскільки тиск за заднім диском колеса поблизу валу ротора знижений, сальникове ущільнення не може прокачуватися водою з цієї області. Нормальна робота сальникового ущільнення у такому разі забезпечується подачею до сальника води через спеціальний канал в корпусі, що підводить воду з відводу, в якому тиск близький до максимального у водяному тракті насоса. Вода підводиться приблизно в середню частину ущільнення, де встановлене водорозподільне кільце, яке запобігає запи-ранню сальниковою набивкою рідинопкачуючого каналу. При цьому частина води що подається, йтиме в насос, а частина буде виходити на-зовні через зазор у втулці 12. При нормальній роботі сальникового ущільнення рідина буде капати зовні тільки при працюючому насосі, в кількості 5...10 крапель за хвилину.

					КРБ.142.2227ст.23.15.00.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНКОВА СИСТЕМА ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 38/47,5

5.1 Паливна система

Паливна система призначенна для прийому, зберігання, перекачки, очистки і подачі палива, призначеного для двигуна.

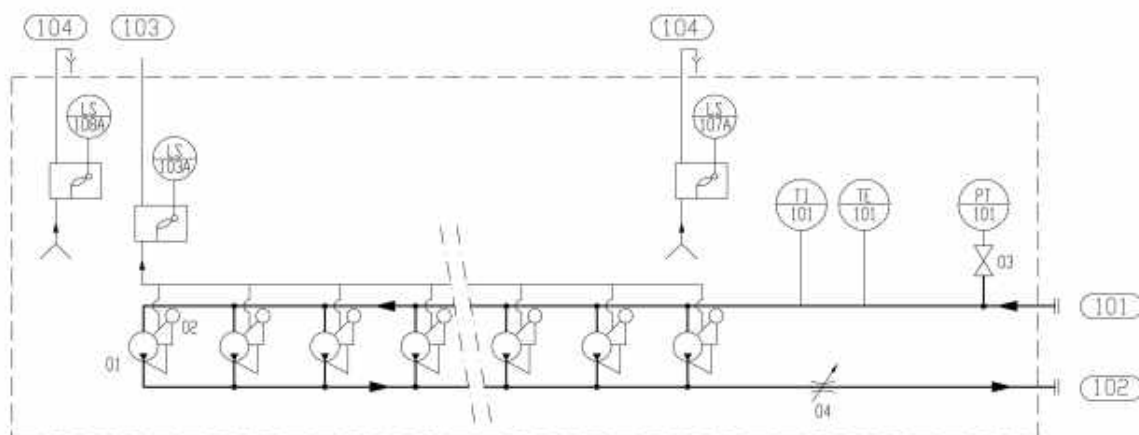


Рисунок 5.1 – Паливна система двигуна 8ЧН 38/47,5

01)Нагнітальний насос, 02)Інжекторний клапан, 03)Клапан,
04)Регульований отвір

Класифікація систем

- 1) по принципу дії:
 - система безпосереднього вприску;
- 2) за особливостями компонування:
 - з 8 пнвт на п'ятьма паливними рампами;
 - з однією форсункою на кожному циліндрі;
 - з навісними фільтрами;
 - з навісним паливо підкачувальним насосом;
- 3) за особливостями керування:
 - з електронним керуванням вприску;
- 4). За наявністю охолодження:
 - система з охолодженням форсунок;

Для керування продуктивності насосів застосовується дросельне регулювання системи подачі палива.

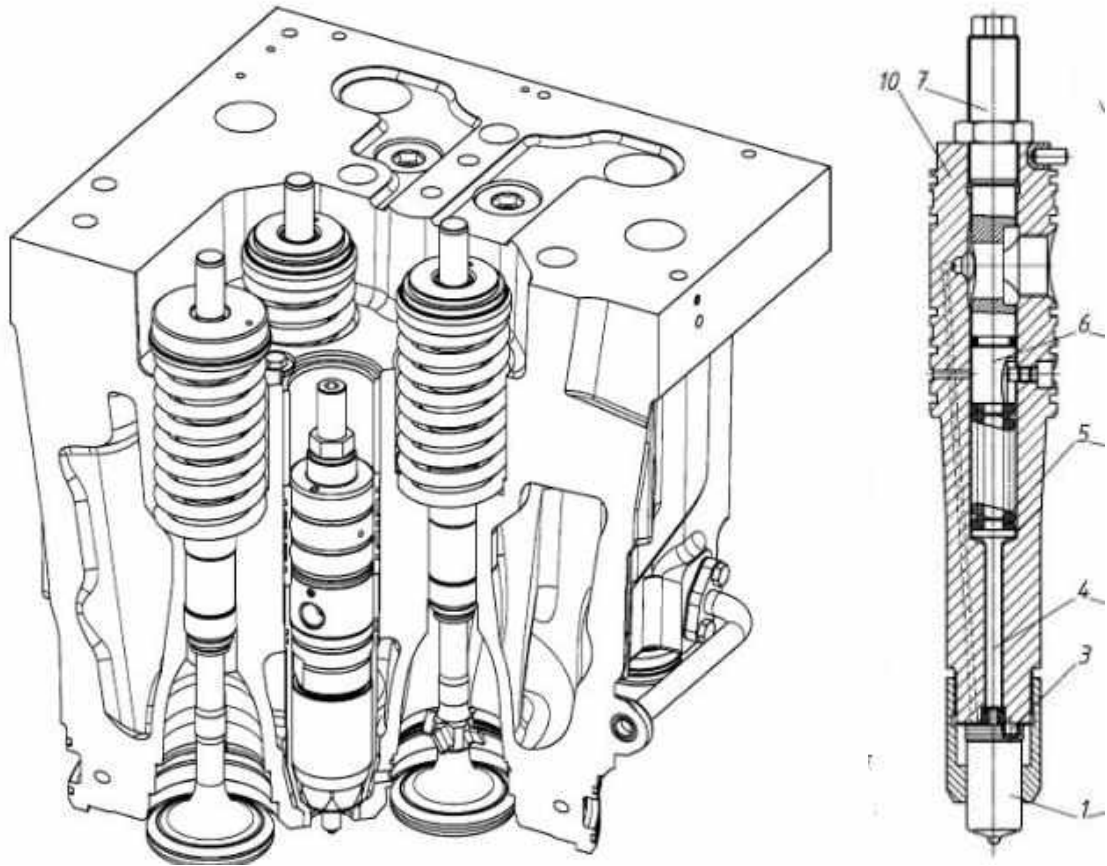


Рис 5.2 Розташування форсунки в кришці циліндру

Форсунка має центральне розташування в кришці циліндра, та має охолодження в корпусі. Форсунка закритого типу, в якій встановлено спеціальний клапан, який роз'єднує порожнину розпилювача форсунки і робочого циліндру на протязі всього циклу, крім процесу вприску. Також в ній встановлено голчастий клапан з автоматичним відкриттям під дією тиску палива, подаваючого від паливного насосу в порожнину форсунки.

Фільтри призначені для запобігання загрознення обладнання частинками, які знаходяться в перекачуваному паливі у взвішеному стані, а також попадання в насос випадкових крупних частинок. Що можуть вивести його з ладу. Ці функції виконують фільтри грубої очистки (фго), що встановлюються біля забору палива. Фільтри тонкої очистки (фто) призначені

для видалення із палива абразивних частинок. Фільтри грубого очищення (фго) – для видалення з палива частинок розміром більше 40 мкм; фільтри тонкого очищення (фто) – для видалення домішок з палива розміром більше 6 мкм.

Розрахункова частин.

Параметр	Формула	Значення
Добовий запас палива, кг/доб	$G_{\text{п}} = 24 * K_{\text{м}} * g_{\text{е}} * N_{\text{е}}$	34479,2
Питома ефективна витрата пального, кг/кВт*год	$g_{\text{е}}$	0,169
Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$N_{\text{е}}$	7728
Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_{\text{М}} = 1,1 \dots 1,2$	1,1
Міткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}} * K_1 * K_2$	42.616
Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	$\rho_{\text{п}}$	850
Коефіцієнт захащення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,02
Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,03
Продуктивність паливопідкачуючого насоса, м ³ /год	$W_{\text{пн}} = \frac{K_3 * g_{\text{е}} * N_{\text{е}}}{\rho_{\text{п}}}$	3.073
	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2
Коефіцієнт запаса подачі палива	$N_{\text{пн}} = \frac{W_{\text{пн}} * K_4 * p * 10^3}{3600 * \eta_{\text{пн}}}$	0,732
Тиск нагнітання палива, мпа продуктивність приводу паливопідкачуючого насоса кВт	p	0,4
Коефіцієнт запасу	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,5

потужності		
Ккд поршневих паливопідкачуючих насосів	$\eta = 0,6 \dots 0,7$	0,7
Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_{\Phi} = \frac{W_{\text{пн}}}{3600 * v_m * K_{\text{жп}}}$	0,2134
Швидкість фільтрації	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,02
Коефіцієнт живого перетину	$K_{\text{жп}} = 0,2 \dots 0,3$	0,2
Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$\frac{B_{\text{доб}}}{\rho_{\text{п}} * n * \tau}$	3.0730
Добова витрата палива, кг/доб	$B_{\text{доб}} = 24 * g_e * N_e$	31344.8
Кількість сепараторів	$n = 1 \dots 4$	1
Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \dots 12$	12
Хід плунжера пнвт, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 * d_r$	90
	Приймаємо	90
Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 * g_{\text{ц.мах}}^{0,303}$	28.588
	Приймаємо	30
Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{\text{ц.мах}} = 1,25 * \frac{g_e * (\frac{N_e}{i})}{60 * n * z}$	5.669
Кількість циліндрів	i	8
Частота обертання, об/хв	n	600
Коефіцієнт тактності	z	1
Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r < 10$ мм, 2.5 – 2.6 при $d_r = 11 \dots 14$ мм, 3 при $d_r = 15 \dots 20$ мм, 3 + 0,218($d_r - 20$) при $d_r > 20$ мм	11,72
	Приймаємо	12
Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100$ мм, 0,3 при $D = 105 \dots 200$ мм, 0,35 при $D = 205 \dots 250$ мм, 0,4 + 0,0012($D - 250$) при $D > 250$ мм	0,556
	Приймаємо	0,6
Діаметр циліндра, мм	D	380
Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	8
Довжина соплового отвору	$l_c = (3 \dots 4) * d_c$	2,224

5.2 Система змащення

Система змащення призначена для зберігання, очистки, подачі масла для змащення, перекачки, прийому і охолодження механізму що труться.

Охолодження поршня здійснюється маслом, яке по стрижню шатуна подається до верхньої головки, а потім в охолоджуваний простір поршня.

Двигун має циркуляційну систему змащення. Цю систему мають всі мало і середньообертові двигуни, що використовують на судах в якості головних.[3]

Класифікація системи

1) За способом виконання та розташуванням основної ємності для циркуляційного масла:

– система із сухим картером;

2) за способом дії:

– циркуляційна;

3) за способом охолодження:

– з охолодженням циркуляційного масла;

4) за типом маслоохолоджувача:

– з кожухотрубним маслоохолоджувачем.

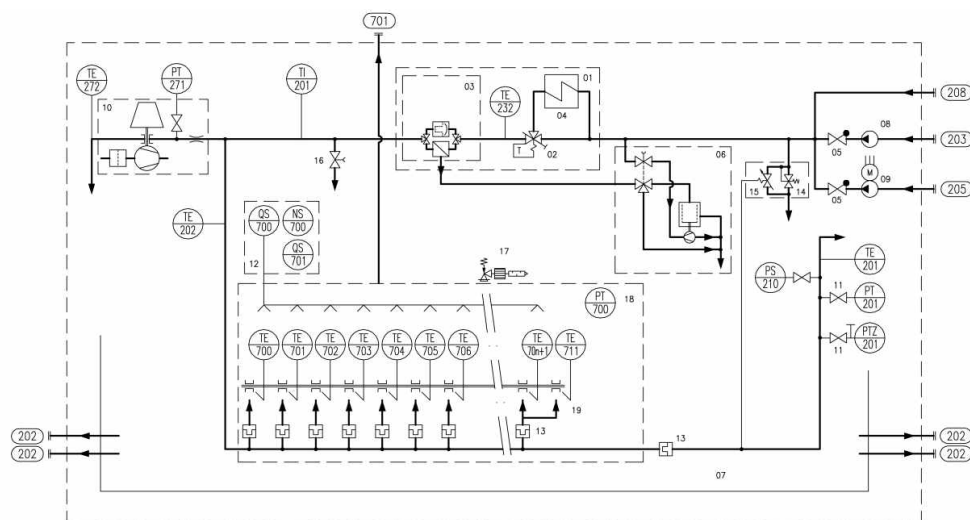


Рисунок 5.3 – Система змащення

1 модуль мастила, 2 термостатичний клапан, 3 автоматичний фільтр, 4 охолоджувач мастила, 5 зворотний клапан, 6 відцентровий фільтр, 7 сухий картер, 8 основний мастильний насос приводиться в дію двигуном, 9 масляний насос попереднього змащування, з електроприводом, 10 турбокомпресор, 11 клапан, 12 детектор масляного туману, 13 фільтр обкатки, 14 запобіжний клапан, 15 регулюючий клапан, 16 клапан зразка, 17 вибуховий клапан, 18 картер, 19 вбудований підшипник карданного вала.

Масляний картер сухого типу. На кожному кінці двигуна є два випуски масла. По одній розетці на кожному

Кінець повинен бути підключений до масляного баку системи. На двигунах 81 необхідно підключити всього три розетки

Масляний бак системи.

Масляний насос з прямим приводом є редукторним і оснащений комбінованим регулятором тиску

І запобіжний клапан. Розміри насоса забезпечують достатній потік навіть на низьких швидкостях. Резервний режим

Підключення насоса доступне як опція для рядних двигунів. Щодо висоти всмоктування, витрати та тиску

Насоса, що приводиться в дію двигуном, див. Технічні дані.

Рядні двигуни оснащені масляним насосом попередньої змащення. Масляний насос попереднього змащування електричний

Шестеренчастий насос з електроприводом, оснащений запобіжним клапаном. Насос повинен завжди працювати, коли двигун

Зупинено. Відносно висоти всмоктування, швидкості потоку та тиску масляного насоса попередньої змащення див. Технічну інформацію

Даних.

Рядні двигуни оснащені модулем мастила, вбудованим у двигун. Модуль мастила

					КРБ.142.2227см.23.15.00.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Складається з охолоджувача мастила, термостатичного клапана та автоматичного фільтра.

Відцентровий фільтр на рядних двигунах використовується для очищення зворотного промивного масла з автоматичного фільтра.

На двигунах І відцентровий фільтр служить індикаторним фільтром.

Всі двигуни поставляються з обкатковим фільтром перед кожним корінним підшипником, перед турбокомпресором і

Перед проміжними передачами. Ці фільтри необхідно зняти через кілька сотень робочих годин (100-500 год)

Після запуску.

Розрахункова частина

Параметр	Формула	Значення
Потужність масляного насоса	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	256.556
Кофіцієнт запасу подачі	$K_v = 1,2 \dots 1,5$	1,3
Питома теплоємність мастила	$c_M = 1,67 \dots 2,01$	1,9
Щільність мастила	ρ_M	895
Різниця температур вихідного і вхідного масла	$\Delta t_M = 5 \dots 15$	10
Кількість теплоти, яка відводиться з тертям	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np}$	3356000
Питома ефективність витрати палива	$\underline{g_e}$	0,177
Номінальна потужність двигуна	N_e	7728
Перепад температур масла	$\Delta t_n = 10 \dots 15$	12
Доля теплоти що сприймається маслом для охолодження	$\alpha_n = 0,05 \dots 0,1$	0,06
Нижча теплота згорання	Q_{np}	42700
Продуктивність відкачуючого насоса	$W_{M\phi} = (1,25 \dots 1,3) W_{MH}$	256.5
Ємність маслосбірної цистерни	$V_{M\psi} = K_c \frac{W_{M\phi}}{z}$	20.3
Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві	$K_c = 1,2 \dots 1,3$	1,25

Кратність циркуляції	$z = 10...30$ - МОД, СОД $= 40...60$ - ВОД	20
Обєм сточної цистерни відпрацьованого масла	$V_{cm} = 0,6 \cdot V_{мц}$	12.218
Обєм витратної системи	$V_{\theta} = (1,1...1,5) \cdot V_{мц}$	24.437
Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача	$F_M = \frac{Q_M}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	45.94
Кофіцієнт теплопередачі	$k = 290...460$	356
Температурний напір	Δt	57
Продуктивність масляного сепаратора	$W_{mc} = \frac{m \cdot V_{мц}}{t_c}$	6.109
Кратність очистки масла	$m = 1,5...3,5$	2,7
Час роботи сепаратора	$t_c = 8...12$	9

5.3 Система охолодження

Система охолодження представляє собою групу систем, призначених для подачі робочої рідини на охолодження деталей механізмів, приборів, приладів.

Система охолодження слугує для відводу тепла від двигуна, від нагріву деталей газами або тертя також призначенна для того щоб охолоджувати масло в малярній системі.

На судні є два типа систем охолодження проточна і замкнута.
Замкнута система призначенна для відводу теплоти від деталей двигуна.
Проточна призначена для охолодження робочих сред в теплообмінниках.[7]

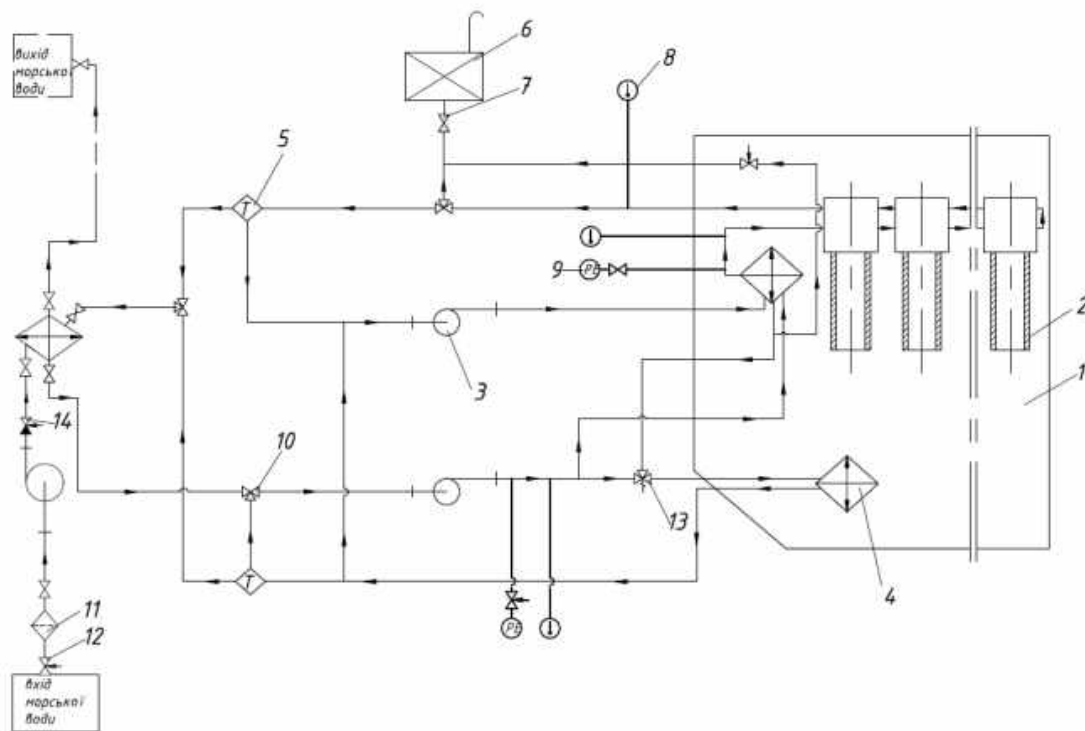


Рисунок 5.4 – Система охолодження

Класифікація системи

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

Система охолодження складається із водяних охолоджувачів, насосів, розширювальної фільтрів розхідних цистерн, цистерн, клапанів, кранів, манометрів, термометрів, трубопроводів та терморегуляторів. Також в системі охолодження після кінгстону становлені фільтри для запобігання попадання інших предметів в систему.

Розрахункова частина

Параметр	Формула	Значення
Продуктивність насоса внутрішнього контуру	$W_{вк} = K_3 \frac{Q_{вк}}{c_{пв} \cdot \rho_{пв} \cdot \Delta t_{вк}}$	197.2
Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,25
Питома теплоємність прісної води	$c_{пв}$	4,19
Щільність прісної води	$\rho_{пв}$	1000
Різниця температур води на виході і вході в двигун	$\Delta t_{вк} = 10 \dots 12$	11
Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру	$Q_{вк} = \alpha_{вк} \cdot g_{вк} \cdot N_{вк} \cdot Q_{нр}$	7271000
Питома ефективність витрата палива	$g_{вк}$	0,1695
Номинальна потужність двигуна	$N_{вк}$	7728
Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_{вк} = 0,12 \dots 0,17$	0,13
Нижча теплота згорання палива	$Q_{нр}$	42700
Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру	$N_{вк} = 0,272 \frac{W_{вк} \cdot H \cdot \rho_{пв}}{\eta}$	21
Напір насоса	H	30
Ккд насоса	η	0,748
Площа теплопередаючої поверхні водоводяного охолодження	$F_o = \frac{Q_{вк}}{k \cdot \Delta t}$	34.625
Коефіцієнт теплопередачі	k	5000
Температурний напір	Δt	42
Продуктивність насоса заборотної води	$W_{зв} = K_3 \frac{Q_{зв}}{c_{зв} \cdot \rho_{зв} \cdot \Delta t_{зв}}$	447.7
Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,25
Типома теплоємність заборотної води	$c_{зв}$	3,980
Щільність заборотної води	$\rho_{зв}$	1020
Різниця температур заборотної води на вході і виході	$\Delta t_{зв} = 5 \dots 20$	5
Ємність розширювального бака	$V_{рб} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_{вк}}{1000}$	1.005

5.4 Системи повітропостачання і газопровіду

Система повітряпостачання призначенна для подачі повітря в камеру згорання для ефективного згорання палива а також для продовки циліндра.

Система газопровіду потрібна для забезпечення раціонального відводу відпрацьованих в циліндрі газів . Раціональний відвод газів забезпечує максимальне використання енергії робочого тіла в циліндрі ДВЗ і також призначений для того щоб забезпечити мінімальну шоду навколишньому середовищу.[8]

Класифікація системи

Класифікація системи повітропостачання

- 1) за числом ступенів стискання повітря:
 - одноступенева;
- 2) за числом компресорів:
 - однокомпресорна;
- 3) за призначенням і числом теплообмінників:
 - з охолоджувачами наддувочного повітря.
- 4) за способом підтримання параметрів повітря:
 - регульована.

Класифікація системи газовипуску

- 1) за глибиною утилізації теплоти:
 - із помірною утилізацією;
- 2) за способом руху газу в колекторі:
 - ізобарна

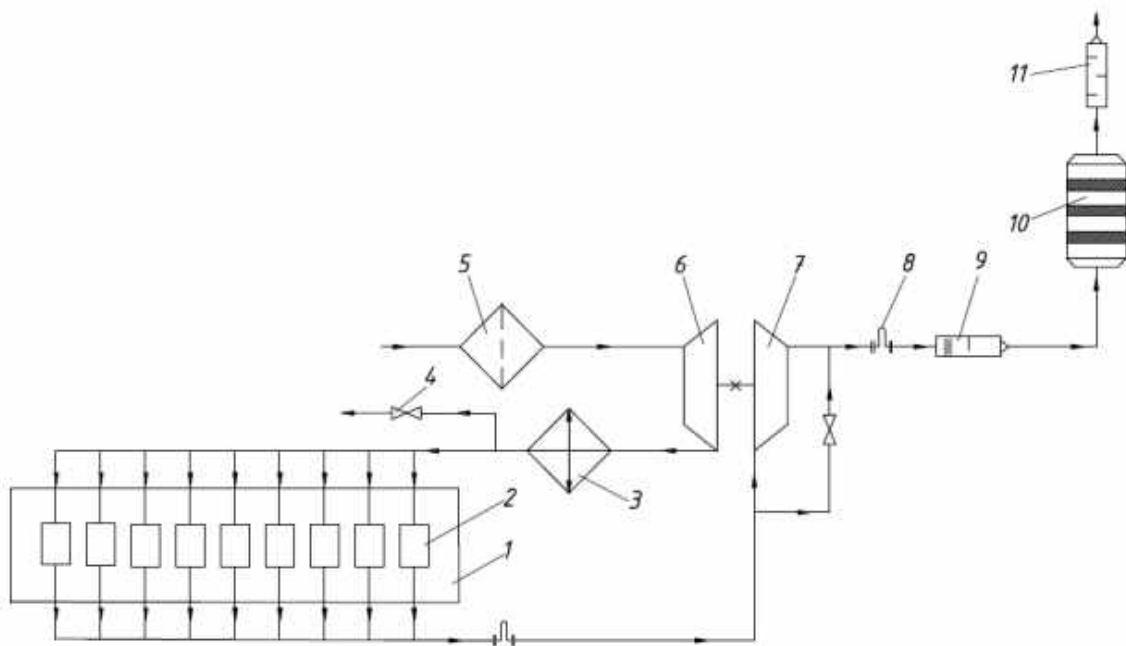


Рисунок 5.5 – Система повітряпостачання та газопровіду двигуна

Система повітропастачання складеться із ресиверів, теплообмінників, компресора, повітроводів, фільтрів.

Фільтри призначені для очищення повітря перед компресором.

Система газопровіду складається з турбіни, газопроводів, глушилок, впускного колектора.

Розрахункова частина

Площа перерізу газовипускного трубопроводу	$F_{\text{вп}} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{\text{вг}}}{3600 \cdot c_{\text{вг}} \cdot p_2}$	2,82
Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,380
Допустима швидкість руху газів в трубопроводах	$c_{\text{вг}} = 30 \dots 45$ для 4х тактних $c_{\text{вг}} = 25 \dots 30$ для 2х тактних	25
Допустимий тиск в трубопроводі	$p_2 = 30 \dots 40$	30
Температура випускних газів	$T_{\text{вг}} = 573 \dots 773$	578
Питома ефективна витрата палива	$\frac{g_e}{N_e}$	0,1695
Номінальна потужність двигуна	N_e	7728
Газова стала	R	0,287
Кількість повітря теоретична необхідна для згорання 1 кг палива	L	14,300
Діаметр газовипускного трубопроводу	$d_{\text{вг}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{вп}}}{\pi}}$	1,895

РОЗДІЛ 6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Міжнародна морська організація 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 з 1974 року консолідований текст конвенції солас-74. Основне завдання конвенцій визначення мінімальних стандартів з конструкції, устаткування та безпеки плавання суден [9].

Україна також є учасником конвенції. Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 року. Є найважливішим із всіх міжнародних договорів, що відносяться до безпеки торгових суден. Перший варіант був створений в 1914 року.

Основним завданням конвенції солас це визначення мінімальних стандартів по конструкції, устаткуванню й безпеці плавання суднів. 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, кожен уряд зобов'язується проводити розслідування будь-якої аварії, що відбулася з будь-яким з його суден. 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

					КРБ.142.2227ст.23.15.00.ПЗ	Аркуш
						49
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

сприятливішому положенні, ніж їх власні. До нормативно-технічної бази з охорони праці при роботі у мкв судна відносяться наступні, спеціально розроблені, документи [10]:

1. Правила для технічної експлуатації судового електрообладнання;
2. Правила для техніки безпеки на судах морського та річкового флоту України.
3. Правила для технічної експлуатації морських і річкових суден (суднові конструкції та судові технічні засоби).

Газові турбоагрегати а також парові котли та водогрійні. Електрообладнання, допоміжні судові технічні засоби. 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.

Для всіх моряків, до виконання своїх обов'язків на судні, відповідно до розділу кодексу салар обов'язкова ознайомлювальна підготовка:

- уміння спілкуватися (знання мови, маркування на судах); 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; та початкова підготовка: - способи особистого виживання;
- протипожежна безпека й боротьба з пожежею;
- надання першої медичної допомоги; - особиста безпека й суспільні обов'язки.

					КРБ.142.2227ст.23.15.00.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Небезпечні та шкідливі фактори, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування суднового двигуна 8ЧН38/47,5 особливо небезпечною ділянкою праці є машинно-котельне відділення, де можливі наступні небезпечні та шкідливі фактори такі як:

- безпека виникнення пожежі шкідливі:
- підвищений рівень шуму;
- підвищена запиленість і загазованість;
- недостатня освітленість
- машини, що рухаються, механізми, частини обладнання;
- безпека ураження електричним струмом;
- термічні опіки; - безпека вибуху;
- підвищений рівень вібрації.
- порушення метеумов в машинно котельному відділені;

Машини, що рухаються, механізми, частини обладнання. Небезпека цього фактора полягає у травматизмі вахтового персоналу у зв'язку зі здійсненням різних рухів машинами, обладнанням, що знаходиться в приміщенні судна.[10]

У проекті судна передбачаються наступні міри безпеки: установка огорожень, установка запобіжних захисних засобів, призначених для автоматичного відключення агрегатів і машин, блокувальні пристрої, що виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону, пристрої що сигналізують, що дають інформацію про роботу обладнання, а також про небезпечні і шкідливі фактори, що при цьому виникають, системи дистанційного керування, яким притаманне здійснення контролю і регулювання роботи обладнання здійснюється з ділянок, віддалених від небезпечної зони. Електричний струм.

На сучасних судах весь судновий екіпаж, а не лише фахівці-електромеханіки, пов'язаний з обслуговуванням електроустаткування і різних електричних приладів. Для підвищення безпеки праці на морських судах

					КРБ.142.2227ст.23.15.00.ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

важливо, щоб кожен член екіпажа, незалежно від його спеціальності, добре орієнтувався в питаннях електробезпеки. За допомогою аналізу травматизму на флоті можна визначити наступні основні причини нещасних випадків від дії електричного струму: дотик або наближення на небезпечну відстань до неізольованих токоведучих частин електроустаткування; поява напруги на нетокведучих металевих частинах електроустаткування. В результаті пробою ізоляції, пошкодження заземлюючих і відключаючих пристроїв; помилкове включення мережі, з токоведучими частками якою працювали люди; виникнення крокової напруги на поверхні землі в зоні розтікання струму; зниження опору ізоляції токоведучих частин, своєчасно не виявлене унаслідок незадовільного контролю технічного стану; низька трудова дисципліна і порушення правил техніки безпеки. Забезпечення недоступності частин, що знаходяться під напругою для випадкового дотику, усунення небезпеки поразки при появі напруги на корпусах, кожухах; захисне заземлення, занулення, захисне відключення; використання низької напруги; вживання подвійної ізоляції.

Небезпека вибуху під час роботи двз, рульової машини, гідронасосів та при проведенні ремонтних робіт можливе виділення значної кількості масляного туману, який при значній концентрації може спричинити небезпеку вибуху. Вибух представляє велику небезпеку для членів екіпажу, тому кожен з них повинен знати властивість речовин та механізм виникнення і розвиток процесу горіння та вибуху. У якості джерела ініціювання можуть бути нагріті тіла, електричні розряди, теплові прояви хімічних реакцій та механічної дії, іскри від удару і тертя, ударні хвилі. Компресорні установки належать до виробничого обладнання, яке при порушенні норм монтажу і експлуатації може створювати велику небезпеку.

Вибух компресорної установки супроводжується, як правило, значними руйнуваннями і людськими жертвами. Тому екіпаж судна має чітко і своєчасно виконувати свої обов'язки, та притримуватись техніки безпеки.

					КРБ.142.2227см.23.15.00.ІІЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		52

Нормативні вимоги до вибуху регулюються. Небезпека виникнення пожежі. Утворення пожеж на суднах має свою специфіку внаслідок архітектурно-конструктивних і технологічних особливостей будівництва, та істотно відрізняється від пожеж у будівлях і спорудах.

При пожежі на суднах частіше спостерігаються явища, що характеризують високу швидкість поширення небезпечних факторів пожежі та зумовлюють винятковість і складність евакуації людей. Під час пожежі на суднах спостерігається швидша теплопередача від осередку пожежі в суміжні приміщення, ніж у будівлях, унаслідок високої теплопровідності металевих конструкцій або руйнування в процесі нагрівання конструкцій із легких сплавів.

Переважно пожежа виникає в одному з приміщень і деякий час розвивається непомітно. Найчастіше пожежа на суднах виникає у житлових і службових приміщеннях, а також у машинних відділеннях через необережне користування вогнем, несправність обладнання, порушення правил технічної експлуатації енергетичних установок та протипожежних вимог. Важливим кроком у напрямку забезпечення пожежної безпеки суден був розроблений фахівцями укрндіпб мнс україни нормативний акт а також правила пожежної безпеки для суден, затверджений наказом мнс україни від 29.03.2007 та зареєстрований в міністерстві юстиції україни 16.04.2007.

Міжнародний кодекс з систем пожежної безпеки особлива потреба в таких правилах визначена в процесі досліджень, вивчення та аналіз чинних нормативних документів суднобудівної галузі, що регламентують вимоги пожежної безпеки.

Підвищений рівень вібрації та шуму на судні. Систематичний вплив вібрацій в машино-котельному відділенні. Може бути причиною вібраційної хвороби. Відповідно до норм по обмеженню загальних вібрацій. Встановлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в основних діапазонах середньо геометричними значеннями: 2...8 гц, а норма

					КРБ.142.2227ст.23.15.00.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

по обмеженню локальної вібрації в октавних смугах частот із середньо геометричними значеннями: 16...1000 гц. Власні частоти більшості внутрішніх органів людини 6...9 гц, голови 25...30 гц. Джерелом шуму на судні є головний двигун, дизель-генератори, допоміжні механізми, вентилятори та т.п. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі.[10]

Обслуговуючий персонал мв забезпечується засобами індивідуального захисту. Для зниження вібрації машини встановлюють на амортизатори, застосовують звуковбирні матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується ковдрами, антивібраційними рукавицями. Джерелами теплових випромінювань є нагріті поверхні машин, механізмів, устаткування, трубопроводів, радіостанції. Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, 350...500 Вт/м навколо працюючих механізмів у мв виникають шкідливі теплові, електромагнітні й інші випромінювання. Джерелами шкідливих випромінювань є: нагріті поверхні машин і трубопроводів, радіостанція, радіолокаційні станції. Для захисту персоналу застосовують герметизацію та теплоізоляцію механізмів, машин, паропроводів та газопроводів. Рівні шуму в мв сучасних судів знаходяться в межах 105 - 117 дБ. Існують тимчасові і перехідні норми, згідно яких для захисту від дії шуму варто обмежувати час перебування в зонах дії шуму і застосовувати індивідуальні засоби захисту. Вушні вкладиші послабляють рівень шуму на 20 дБ, навушники - на 30 дБ, спільне застосування - на 35 дБ.

Нормативний документ, який регламентує параметри загазованості в приміщеннях. Температура повітря, вологість, швидкість повітря. Серед шкідливих факторів, яким протидіє вентиляція можна виділити: температура, вологість та швидкість повітря і підвищена запиленість та загазованість робочої зони виробничих приміщень, які повинні оцінюватися відповідно до вимог санітарних правил і норм санпін «гігієнічні вимоги до мікроклімату виробничих приміщень» нормативним документом, що регламентує

					КРБ.142.2227ст.23.15.00.ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

параметри мікроклімату для робочої зони виробничих приміщень. В основу принципів нормування цих параметрів покладено диференційну оцінку оптимальних та допустимих метеорологічних умов у залежності від категорії робіт, періоду року та виду робочих місць.

Кодексом передбачається обов'язкове застосування попереджувальних написів у входів до приміщення, для яких рівень шуму перевищує 85 дБ. На території з підвищеним рівне шуму персонал має носити захисні навушники, які мають ізолювати вухо від негативного та небезпечного впливу шуму та вібрації. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Припустимий рівень широко-смугового шуму відповідно регламенту.

Підвищена запиленість і загазованість на судні. З основних забруднень, що можуть бути присутні у мв - вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, монооксид вуглецю і оксид азоту з концентрацією, що перевищує гранично допустиму концентрацію, спричиняють виражений вплив на організм людини. Деякі з них, такі як оксиди азоту впливають на центральну нервову та кровоносну систему, вступаючи в реакцію з гемоглобіном, викликають запаморочення, слабкість, нудоту. Діоксид азоту має подразнюючу дію, уражаючи органи дихання. Вуглекислий газ в концентрації більше 2 % викликає задишку, при концентрації 25 % – явище наркозу, що супроводжується пригніченням дихального центру та центральної нервової системи. захист від підвищеної запиленості і загазованості – вентиляція, а також газо та пиловловлюючі засоби індивідуального захисту й устаткування. Наявність шкідливих речовин в робочій зоні.

					КРБ.142.2227см.23.15.00.ІІЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі проведено розрахунок двигуна типу 8ЧН 38/47,5.

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.23.15.00.ПЗ	Аркуш
						56
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. 151 с.
2. Wartsila 38 Technology review. Wartsila Corporation, 2008. 20 p.
3. Wartsila 38 engines : Project guide for marine applications. Wartsila, Finland Oy Marine, 2008. 212 p.
4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.
5. Михайлов В. С., Носовский А. Н., Корниецкий А. В., Пинчук В. А., Чуйко А. А. Курс повышения квалификации судовых механиков : пособ. Николаев: «Барви України», 2009. 384 с.
6. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
7. Latache M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
8. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.
9. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.
10. ДСТУ 7239:2011\Салар-74 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.