

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
10ДКРН 90/230 (MAN B&W 10K90MC-C.6)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування
Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти

О. В. Ковальчук

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

Ковальчуку Олександру Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок головного суднового двигуна 10ДКРН 90/230 (MAN B&W 10K90MC-C.6)

2. Керівник роботи д.т.н., проф. Тимошевський Б. Г.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Двигун прототип - MAN B&W 10K90MC-C.6,
потужність двигуна – 40000 кВт; частота обертання колінчатого валу – 104 хв⁻¹;
паливо – важке

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна 10ДКРН 90/230; Розрахунок робочого циклу
двигуна 10ДКРН 90/230; Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ; Проект
відцентрового насоса системи охолодження; Розрахунок систем двигуна 10ДКРН
90/230; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна 10ДКРН 90/230; Індикаторна діаграма та діаграми
динаміки; Відцентровий насос системи охолодження циліндрів; Схеми систем
двигуна 10ДКРН 90/230

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)	/О. В. Ковальчук/
	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/Б. Г. Тимошевський/
	(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 40000 кВт та 104 хв⁻¹. В якості базового був обраний двигун 10ДКРН 90/230 (MAN B&W).

В роботі виконані розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а також спроектований відцентровий насос системи охолодження циліндрів. 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 3 кресленнях формату А1 та 4 кресленнях формату А2.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, важке паливо, насос, паливна система.

The qualification work shows the results of calculation of a marine internal combustion engine, 40000 kW and 104 rpm. Engine 10ДКРН 90/230 (MAN B&W) was selected as a base engine.

The calculations of engine operating cycle, dynamic loads and cylinder 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 61 pages of explanatory note. Nine sources are used. The graphic part is presented on 3 drawings of format A1 and on 4 drawings of format A2.

Key words: internal combustion engine, fuel oil, pump, fuel system.

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 10ДКРН 90/230	5
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна 10ДКРН 90/230.....	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.....	15
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	20
Розділ 3. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ.....	22
Розділ 4. Проект відцентрового насоса системи охолодження циліндрів	27
Розділ 5. Розрахунок систем двигуна типу 10ДКРН 90/230.....	36
5.1 Паливна система.....	36
5.2 Система змащення.....	41
5.3 Система охолодження.....	45
5.4 Система пуску.....	47
Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці.....	51
Висновки.....	55
Список використаної літератури.....	56
Додаток А. Поперечний переріз двигуна 10ДКРН 90/230.....	57
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	58
Додаток В. Відцентровий насос системи охолодження циліндрів.....	59
Додаток Г. Схеми систем двигуна 10ДКРН 90/230.....	60

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.

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.)

Згідно із завданням кафедри необхідно виконати розрахунок 2-тактного головного суднового дизельного двигуна потужністю 40000 кВт. В якості двигуна прототипу був обраний двигун 10ДКРН 90/230.

В даний час, коли значно зросли і продовжують підвищуватися ціни на рідкі нафтопродукти, для судновласників першочерговим завданням є використання більш сучасних двигунів або пошук засобів які б дозволили підвищити економічність [1]. Особлива увага приділяється проектуванню основних систем двигуна. Від роботи цих елементів в значній мірі залежать показники потужності, економічності та експлуатації.

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 10ДКРН 90/230

Двигун ряду 10ДКРН 90/230 (рис. 1.1) – це двотактний, десяти циліндровий, реверсивний однорядний двигун внутрішнього згорання з вертикально розташованим циліндрами.

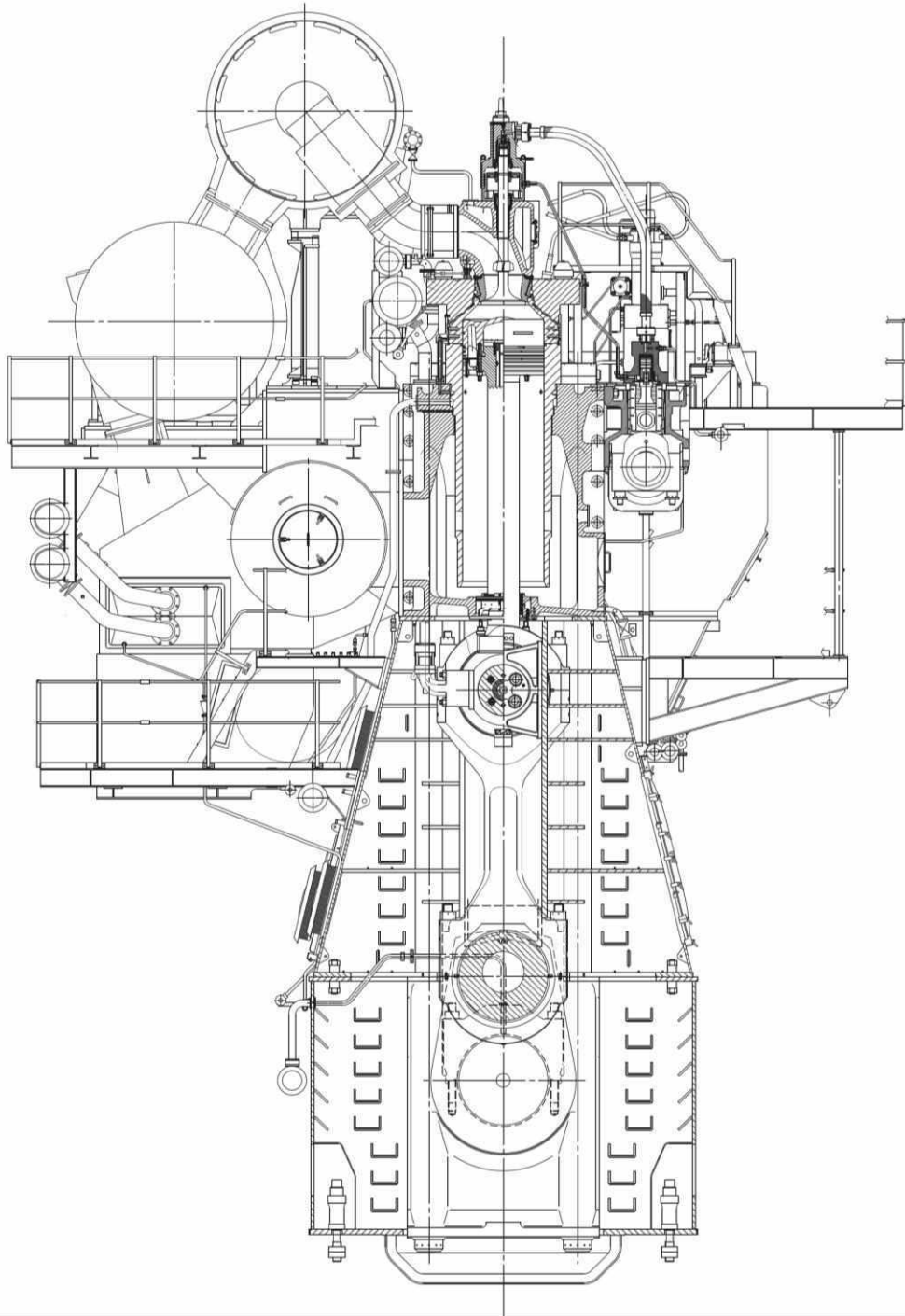


Рисунок 1.1 – Поперечний розріз двигуна 10ДКРН 90/230

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		5

Фундаментна рама (рис. 1.2) двигуна спрощеної коробчатої форми – сталева суцільнозварна, кріпиться до фундаменту корпусу судна болтами на сталевих клинах [1]. Поперечні опори - сталеві литі з отворами для виходу анкерних зв'язків. Тонкостінні сталеві вкладиші рамових підшипників залиті білим металом (бабітом). У кормовій частині піддона фундаментної рами є отвір, закрите сіткою, для зливу мастила з картера в циркуляційну масляну цистерну, розташовану під двигуном у подвійному дні корпусу судна. З корми двигуна є відсік приводів з вбудованим упорним підшипником.

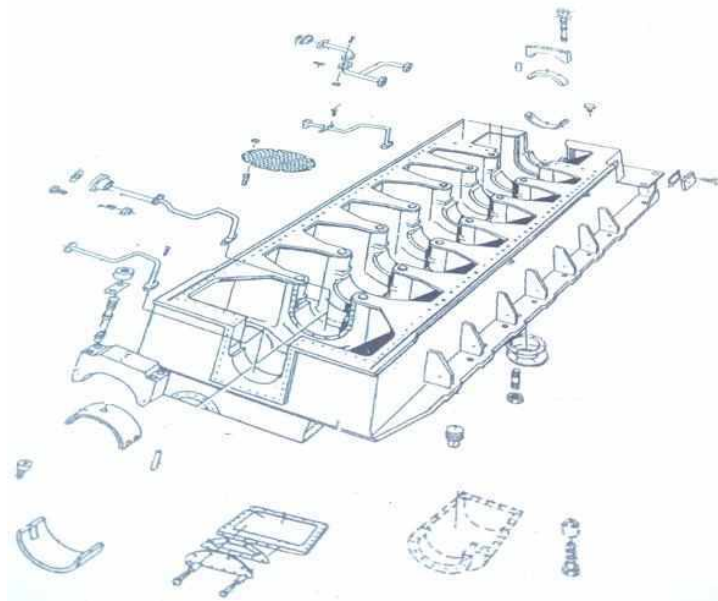


Рисунок 1.2 – Фундаментна рама

Станина – сталева суцільнозварна з вхідними дверима в кожен відсік циліндрів і відсік приводів з боку управління. Відсік приводів має двері і з протилежного боку. Запобіжні клапани картера (6 одиниць) розташовані у верхній станини з боку газовихлопу та один – з носового торця. Кожен циліндр має по 4 сталевих направляючих крейцкопфа, приварених до конструкції станини.

Втулка циліндра (рис. 1.3) – суцільнолита, виготовлена з модифікованого чавуну. У нижній її частині є 30 продувних вікон. Як і в двигунах фірми більш ранніх модифікацій, масивний борт вірніше частини втулки має свердління для проходу охолоджуючої води з зарубашечного

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

простору в кришку циліндра. Змазка циліндричної втулки забезпечується за допомогою двох рядів отворів циліндрового мастила у верхній частині втулки. З боку дзеркала кожен отвір має роздавальні канавки.

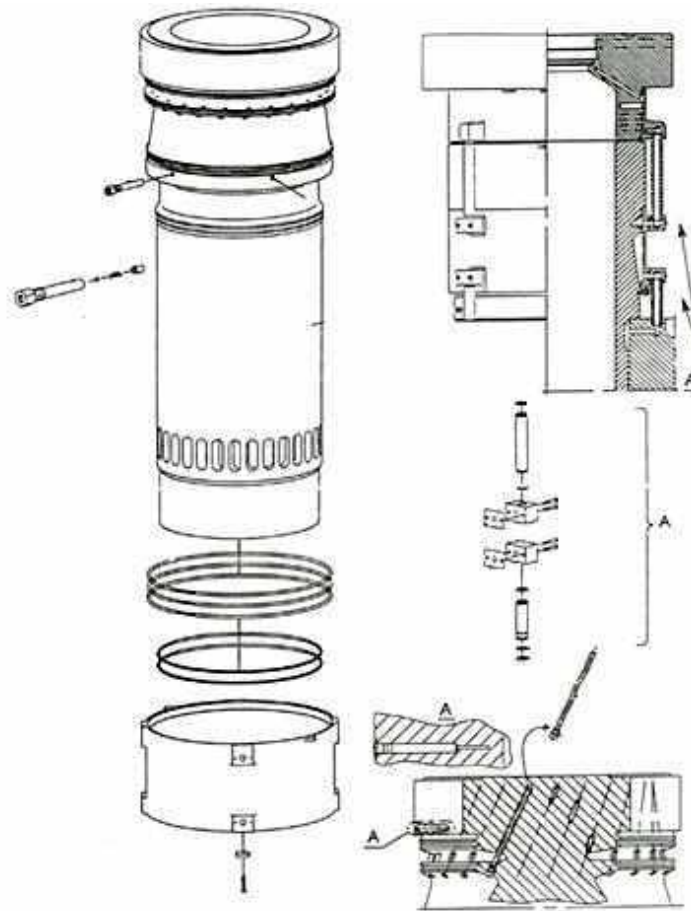


Рисунок 1.3 – Втулка циліндра

Кришка циліндра – сталева лита, ковпачкового типу, зі свердлінням для проходу охолоджуючої води. У кришці розташовані дві форсунки, вихлопний клапан, індикаторний кран і запобіжний клапан. Кришка кріпиться до блоку циліндра за допомогою гідравлічного кільця на шістнадцяти шпильках, що проходять через порожнисту сорочку охолодження верхній частині втулки.

Поршень (рис. 1.4) має сталеву головку і укорочену чавунну спідницю. У поршні розміщені 4 компресійних кільця, в спідниці - два красномідних прирабочних паска [2]. Поршень охолоджується маслом, яке підводиться і відводиться за допомогою свердління в поперечині крейцкопфа і сталевій трубки усередині штока. Поршень виготовлено із хром-молібденової сталі.

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

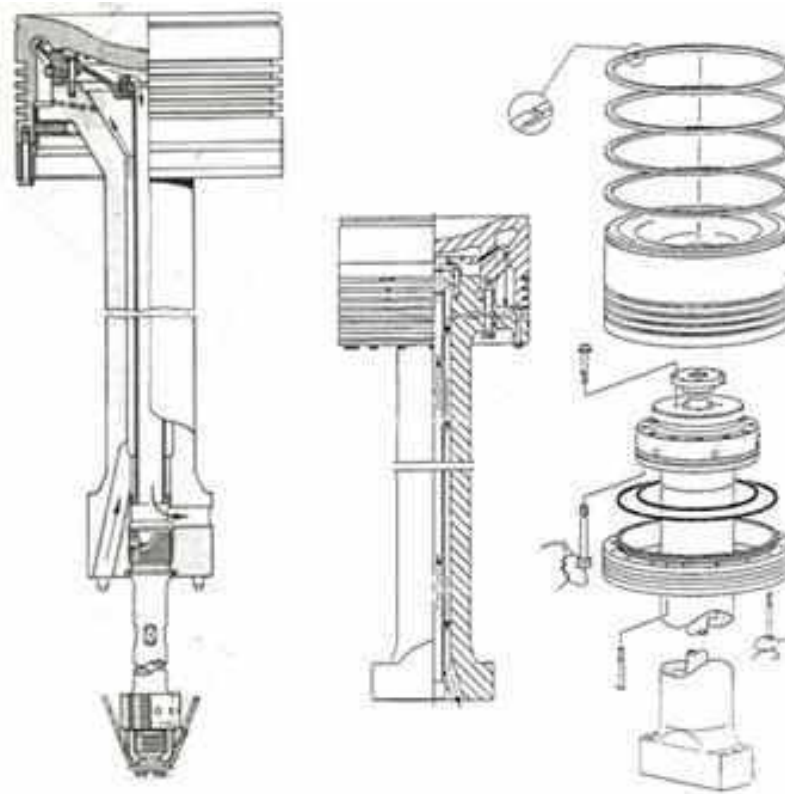


Рисунок 1.4 – Поршень

Крейцкопф – двосторонній, з чотирма повзунами, залитими білим металом. Поперечина сталева кована зі просвердленими каналами для проходу масла. До поперечини кріпиться різьбовим з'єднанням під'ятник штока поршня, коліно телескопа підведення змащення і зливна труба масла охолодження поршня.

Колінчастий вал – сталевий полузіставний, кривошипи литі, рамові шийки запресовані. З носа двигуна на валу є поршень демпфера осьових коливань. Тут же насаджена однорядна зірочка для приводу допоміжних валів з урівноважуючими балансирами. З корми двигуна до колінчастого валу кріпиться дворядна зірочка приводу розподільного вала. Упорний гребінь з упорним підшипником розміщений у відсіку приводів.

Шатун (рис. 1.5) виготовляється у вигляді сталевий виливки з наступним куванням і механічною обробкою. Верхня головка – безвильчатого типу, верхня і нижня головки - невід'ємні. Вкладиші головного і мотильового

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

підшипників мають тонкостінні сталеві вкладиші, залиті білим металом. Усередині шатун має свердління для проходу мастила від головного до мотильового підшипника. Шатун має порівняно короткий стрижень, що сприяє зменшенню загальної висоти двигуна.

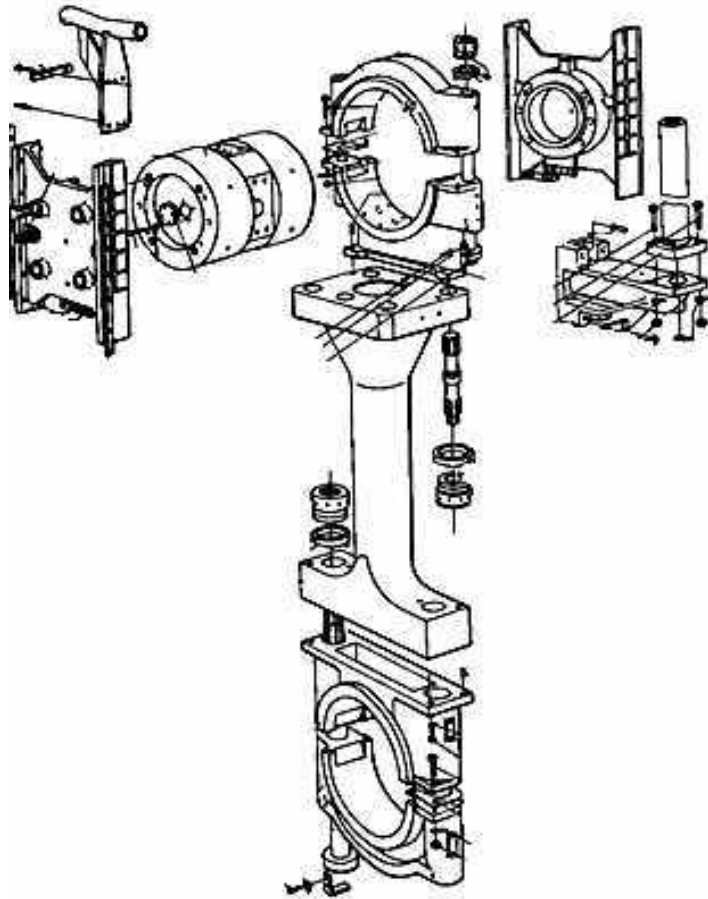


Рисунок 1.5 – Шатун

Розподільний вал приводиться дворядним чотирьохдуюмовим ланцюгом. Дві проміжні зірочки використовуються для розміщення балансирів – таких же, як і з носа двигуна, для урівноваження моментів від сил інерції другого порядку. Від розподільчого валу приводиться валик лубрикатора циліндричної мастила і регулятор частоти обертання.

З кормового торця до розподільчого валу кріпиться валик повітророзподільника. Кулаки паливо і газорозподілу і сполучні фланці ділянок розподільного валу насаджені гарячепрессовою посадкою.

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		9

Двигун має загальноприйняту систему пуску, що включає в себе головний пусковий клапан, пускові клапани циліндрів і золотниковий повітророзподільник. При реверсі двигуна реверсують тільки повітророзподільник і штовхачі ПНВТ (за допомогою актуаторів на кожному насосі) [3].

Блок циліндрів зібраний в єдиний моноблок на призонних болтах з окремих литих чавунних блоків. У кожен блок запресована зіставна циліндрова втулка, складаючись з двох частин з роз'ємом вище верхнього рівня блоку циліндра. Обидві частини втулки виробляються з модифікованого чавуну. У верхньому бурті нижній частині втулки просвердлені отвори для восьми штуцерів циліндрової змазки. Верхня частина втулки зовні закрита пустотілою чавунною сорочкою охолодження. В районі камери згоряння втулка має косі свердління для проходу охолоджуючої води. Ущільнення втулки забезпечується: у нижній частині - чотирма гумовими кільцями, у верхній частині в районі сорочки охолодження – двома гумовими кільцями (по одному зверху і знизу сорочки). Ущільнення посадкового місця між втулкою і блоком забезпечується притиранням посадочних місць (без прокладок) між втулкою і кришкою ущільнювальним кільцем з м'якого заліза. Перепуск охолоджуючої води з блоку в сорочку охолодження здійснюється по чотирьом перепускним патрубкам, з сорочки в кришку циліндрів – по таким же перепускним трубкам.

Випускний клапан (рис. 1.6) має чавунний литий корпус шпиндель з імпеллера для провертання потоком газів, охолоджуване сідло. Охолоджуюча вода по свердлінням в кришці проходить через свердління в сідлі близько від посадкового пояса, потім прямує в порожнину охолодження корпусу клапана і виходить з верхньої точки корпусу в відливну трубу. Посадочні пояски шпинделя і сідла наплавлені стелітом. Відкривається клапан гідравлічним поршнем, закривається пневматичним поршнем. Кріпиться клапан до кришки за допомогою чотирьох шпильок.

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

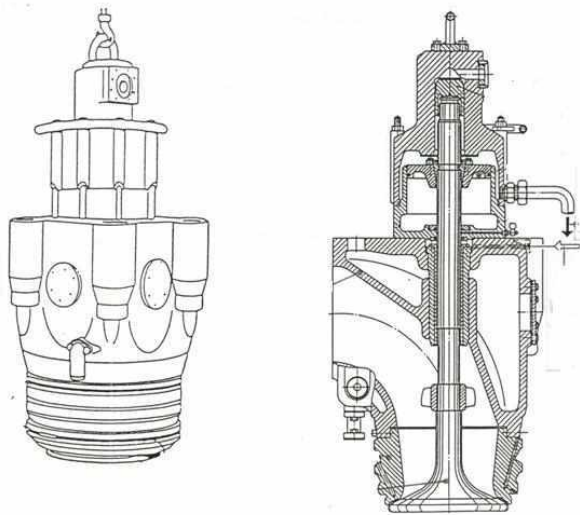


Рисунок 1.6 – Вихлопний клапан

Кожен циліндр обладнаний випускним клапаном, розташованим в центрі кришки і кріпиться чотирма шпильками з гайками поворот і затиск, який виробляється гідравлічними гайковертом з певним зусиллям.

Анкерні болти двигуна – сталеві з'їзні, складаються з двох частин, стягують воєдино блок, станину і фундаментну раму. Гайки анкерних болтів затягуються гідравлічно на 90 МПа.

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 10ДКРН 90/230

2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згорання значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згорання змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згорання та дисоціації продуктів згорання прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догорання палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати. Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

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 [4].

На його основі можливо:

– кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;

– визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою програми Mathcad.

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (за найгірших умов експлуатації).

Тиск навколишнього повітря P_0 . В усіх випадках варто приймати $P_0 = 0,1013$ МПа.

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра, бистрохідність і спосіб сумішоутворення. Приймаємо по двигуну прототипу $\varepsilon = 14$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,9$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,05$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ζ_z), та в точці b (ζ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для МОД ці коефіцієнти лежать у межах: $\zeta_z = 0,85 - 0,92$; $\zeta_b = 0,90 - 0,98$.

Приймаємо $\zeta_z = 0,92$; $\zeta_b = 0,95$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Ступінь підвищення тиску λ залежить від бистрохідності двигуна, ступеня наддуву, організації процесів сумішоутворення та ряду інших факторів. Приймаємо $\lambda = 1,12$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{охл}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{охл} = 0,005$ МПа.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [6]: $C = 0,87$ кг - кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг - кількість водню;

$S = 0$ кг - кількість сірки

$O = 0,004$ кг - кількість кисню.

Нижча теплота згоряння палива Q_H . Приймаємо $Q_H = 42700$ (кДж/кг).

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого циклу

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,375}{0,1013} \right)^{0,286} - 1}{0,9} \right] = 440,807$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 440,807 - 0,8 \times (440,807 - 293) = 322,561$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{322,561 + 10 + 0,05 \times 600}{1 + 0,05} = 345,297$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,375 - 0,005 = 0,37$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,93 \times P_s = 0,97 \times 0,37 = 0,344$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{14}{14 - 1} \times \frac{0,344}{0,37} \times \frac{322,561}{345,297} \times \frac{1}{1 + 0,05} \times (1 - 0,08) = 0,82$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено.

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі [7].

При виборі величини n_1 , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_1 = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунку:

$$n_1 = 1,363$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,344 \times 14^{1,363} = 12,547$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} = 345,297 \times 14^{1,363-1} = 899,326$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,9}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,434$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,434} = 1,022$$

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,022 + 0,05}{1 + 0,05} = 1,021$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,92}{0,95} = 0,968$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,022 - 1}{1 + 0,05} \right) \times 0,968 = 1,02$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [c_v' + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c_v'' + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c_{pz}'' \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1600$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1617$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,12 \times 12,547 = 14,053$$

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,02}{1,12} \times \frac{1617}{899,326} = 1,638$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1,638} = 8,547$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного прийmemo:

$$n_2 = 1,298$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1617 \times \frac{1}{8,547^{1,298-1}} = 852$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{14,053}{8,547^{1,298}} = 0,857$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{12,547}{14 - 1} \times \left[1,12 \times (1,638 - 1) + \frac{1,12 \times 1,638}{1,298 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{8,547^{1,298-1}} \right) - \frac{1}{1,363 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{14^{1,363-1}} \right) \right] = 1,856$$

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P_i' \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 1,856 \times 0,99 \times (1 - 0,08) = 1,691$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,37 \times 0,82}{2,9 \times 0,495 \times 322,561 \times 1,691} = 0,168$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,168 \times 42700} = 0,503$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1,691 \times 0,935 = 1,581$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,503 \times 0,935 = 0,47$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,168}{0,935} = 0,1794$$

Ефективна потужність двигуна,

$$\begin{aligned} N_e &= 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i \\ &= 13,1 \times 0,9^2 \times 2,3 \times 1 \times 1,581 \times 104 \times 10 = 40128 \end{aligned}$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N_e'}{N_e} \times 100\% = \frac{40128 - 40000}{40128} = 0,3\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки.

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

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,363
Показник політропи розширення n_2	1,298
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	12,547
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	14,053
Ступінь попереднього розширення ρ	1,638
Ступінь стиснення ϵ	14

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	14,05	
1,00	12,55	14,05
1,64	6,40	14,05
2,26	4,14	9,27
2,87	2,98	6,77
3,49	2,28	5,26
4,11	1,83	4,26
4,73	1,51	3,55
5,35	1,28	3,03
5,96	1,10	2,63
6,58	0,96	2,31
7,20	0,85	2,06
7,82	0,76	1,85
8,44	0,69	1,67
9,06	0,62	1,53
9,67	0,57	1,40
10,29	0,52	1,29
10,91	0,48	1,20
11,53	0,45	1,12
12,15	0,42	1,04
12,76	0,39	0,98
13,38	0,37	0,92
14,00	0,34	0,87
14,00		0,34

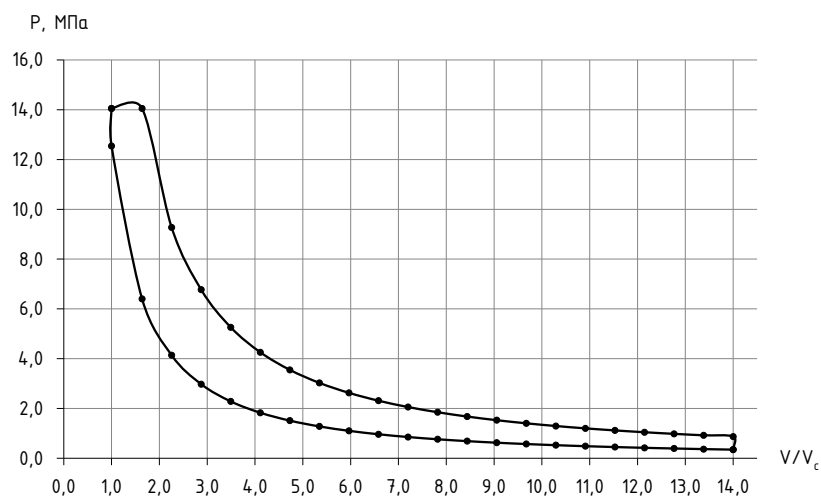


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ У КШМ

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою:

$$P_j = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Сила інерції обертових мас діє по радіусу кривошипа і визначається по формулі:

$$P_r = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r$$

Сили тиску газів в циліндрі двигуна залежно від ходу поршня визначають по індикаторній діаграмі, побудованій за даними теплового розрахунку або отриманій експериментально.

Сила тиску газів на поршень, яка діє по осі циліндра, дорівнює:

$$P_r^x = (P_x - P_0) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

Сила, яка діє по осі кривошипа, дорівнює:

$$Z = P_w \cdot \cos(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \cos(\varphi + \beta)$$

Дотична сила визначається формулою:

$$T = P_w \cdot \sin(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

Добуток сили T на радіус r називають крутним моментом двигуна:

$$M_k = T \cdot r = r \cdot \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

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. 3.1 – 3.3.

					<i>КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		22

На рис. 3.1. P_r – сила тиску газів на поршень; P_j – сила інерції одного циліндра двигуна; P_{dv} – рушійна сила (вертикальна сила, що діє на центр поршневого пальця).

На рис. 3.2. N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

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

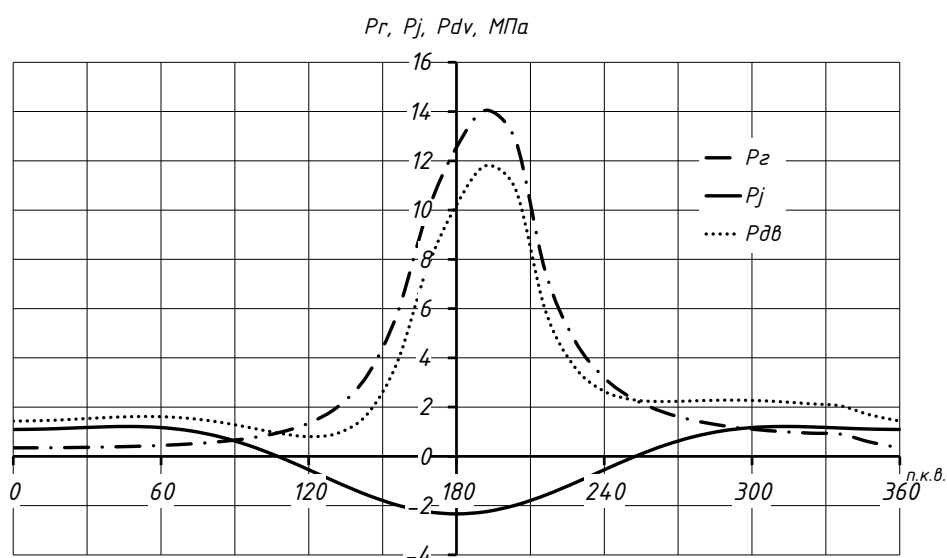
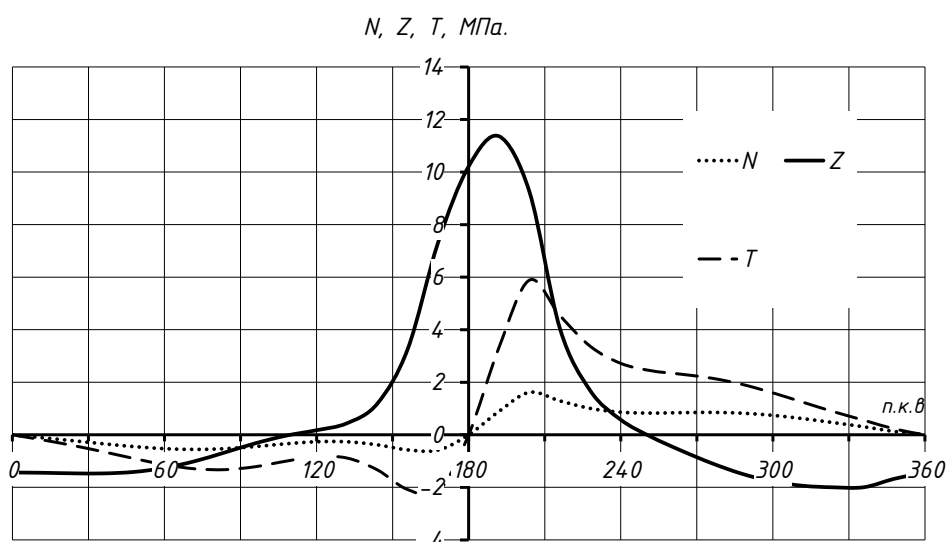
Діаметр поршня	м	D	0,9
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	104
Максимальний тиск згоряння	МПа	P _z	14,053
Тиск на початку стиску	МПа	P _a	0,344
Тиск наддуву	МПа	P _k	0,375
Тиск залишкових газів	МПа	P _г	0,4
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,364
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	8000
Радіус кривошипа	м	r	1,15
Ступінь стиснення		ε	14
Показник політропи стиснення		n ₁	1,363
Показник політропи розширення		n ₂	1,298
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,638
Кількість циліндрів		i	10

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,344	1,090	1,434	0,000	-1,434	0,000
12	0,347	1,107	1,454	-0,110	-1,445	-0,194
24	0,357	1,149	1,505	-0,225	-1,466	-0,407
36	0,374	1,194	1,568	-0,341	-1,469	-0,646
48	0,401	1,212	1,614	-0,447	-1,412	-0,900
60	0,443	1,169	1,612	-0,526	-1,261	-1,133
72	0,504	1,035	1,539	-0,555	-1,003	-1,292
84	0,596	0,790	1,386	-0,525	-0,667	-1,324
96	0,739	0,431	1,170	-0,443	-0,318	-1,210
108	0,966	-0,025	0,941	-0,340	-0,032	-1,000
120	1,349	-0,545	0,804	-0,262	0,175	-0,827
132	2,032	-1,082	0,950	-0,263	0,440	-0,882
144	3,325	-1,580	1,745	-0,379	1,189	-1,333
156	5,819	-1,984	3,836	-0,572	3,271	-2,083
168	9,867	-2,247	7,620	-0,578	7,333	-2,149
180	12,553	-2,338	10,214	0,000	10,214	0,000
192	14,053	-2,247	11,806	0,895	11,362	3,330
204	12,824	-1,984	10,840	1,617	9,245	5,886
216	7,526	-1,580	5,946	1,292	4,051	4,540
228	4,708	-1,082	3,626	1,005	1,679	3,367
240	3,187	-0,545	2,642	0,862	0,575	2,719
252	2,320	-0,025	2,295	0,828	-0,078	2,439
264	1,796	0,431	2,228	0,844	-0,606	2,304
276	1,465	0,790	2,255	0,854	-1,085	2,153
288	1,248	1,035	2,283	0,823	-1,488	1,917
300	1,103	1,169	2,272	0,741	-1,778	1,597
312	1,005	1,212	2,217	0,615	-1,940	1,236
324	0,939	1,194	2,134	0,464	-1,999	0,879
336	0,898	1,149	2,047	0,305	-1,994	0,554
348	0,575	1,107	1,682	0,128	-1,672	0,225
360	0,344	1,090	1,434	0,000	-1,434	0,000

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки, град		36										
φ°	T _E										T _E	T ^{ср} _E
	Номер циліндра											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
0	0,000	-0,646	-1,292	-1,000	-1,333	0,000	4,540	2,439	1,917	0,879	5,50	5,92
12	-0,194	-0,900	-1,324	-0,827	-2,083	3,330	3,367	2,304	1,597	0,554	5,82	5,92
24	-0,407	-1,133	-1,210	-0,882	-2,149	5,886	2,719	2,153	1,236	0,225	6,44	5,92
36	-0,646	-1,292	-1,000	-1,333	0,000	4,540	2,439	1,917	0,879	0,000	5,50	5,92
											17,76	

Рисунок 3.1 – Зміна сил P_r, P_j, P_{dv} від кута повороту колінчастого валуРисунок 3.2 – Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

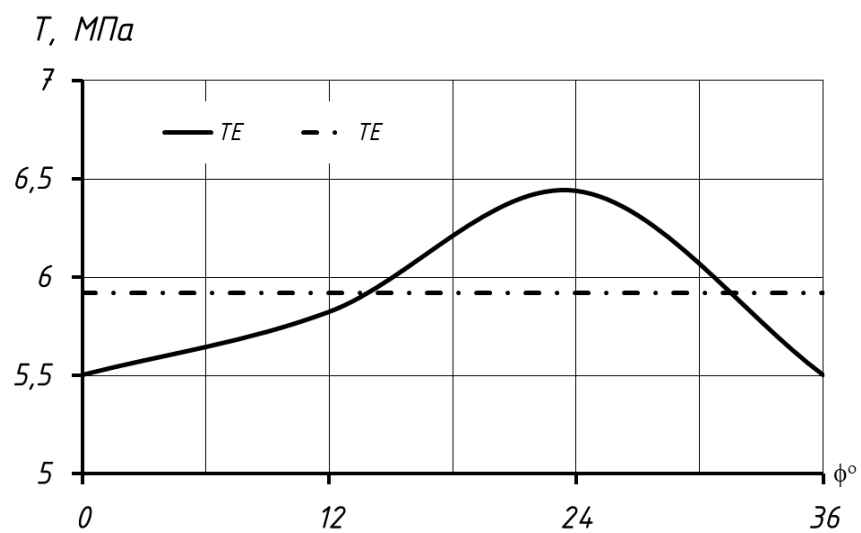


Рисунок 3.3 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ЦИЛІНДРІВ

Проектування насосу виконується при заданих значеннях витрати Q (45 м³/год) та питомої роботи L (290 Дж/кг) на відміну від реальної постановки задачі, де такі параметри розраховуються.

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

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

Результати розрахунку

Параметр	Формула	Значення
Коефіцієнту швидкохідності		96,67
Кутова швидкість обертання ротору насоса, м/с	$\omega = \frac{C \Delta l_{кр}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{Q}}$	314
Об'ємний ККД	$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}}$	0,969
Гідравлічний ККД	$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}$	0,836
Приведений (середньоквадратичний) діаметр на вході в колесо, м	$D_{1np} = k_{D1} \sqrt[3]{\frac{\pi Q_1}{30 \omega}}$	0,066
Коефіцієнт вхідного діаметру	$k_{D1} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{1}{\sqrt{k_{c_o}}}$	4,1
Коефіцієнт, який залежить від C	$k_{c_o} = 1,13773E-14C^4 - 9,89853E-11C^3 + 2,93714E-07C^2 - 3,81115E-04C +$	0,064

	2,38791E-01	
Приведений діаметр на вході в колесо, перше наближення, м	$D_{\text{лп}}^*$	0,058
Коефіцієнт, який враховує тертя дисків колеса о воду	$\eta_{\text{МВН}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}$	0,92
Коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках	$\eta_{\text{сп}} = 0,95 \dots 0,98$	0,95
ККД насоса	$\eta = \eta_{\text{г}} \eta_{\text{о}} \eta_{\text{м}} = \eta_{\text{г}} \eta_{\text{о}} \eta_{\text{МВН}} \eta_{\text{сп}}$	0,708
Діаметр вала ротора насосу, м	$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16M_{\text{к}}}{\pi[\tau]}}$	0,0141
Крутний момент на валу ротора насосу, Н·м	$M_{\text{к}} = \frac{N_{\text{в}}}{\omega}$	16,31
Потужність на привід вала ротора насосу, Вт	$N_{\text{в}} = \frac{\rho Q L}{\eta}$	5121
Діаметр маточини робочого колеса, м	$d_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,8) d_{\text{в}}$	0,018
Ширина колеса, м	$B_{\text{к}} = (0,2 \dots 0,4) D_2$	0,03
Швидкість рідини в кільцевому прийомному отворі робочого колеса, м/с	$c_{\text{о}} = k_{\text{с}} \left(\frac{30}{\pi}\right)^{\frac{2}{3}} \sqrt[3]{Q_1 \omega^2}$	3,67
Діаметр входу в робоче колесо, м	$D_{\text{о}} = \sqrt{\frac{4Q_{\text{п}}}{\pi c_{\text{о}}} + d_{\text{см}}^2}$	0,0693
Діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса, м	$D_1 = (0,9 \dots 1,0) D_{\text{о}}$	0,08
Приведений діаметр в другому наближенні, м	$D_{\text{лп}}^{**} = \sqrt{0,5(d_{\text{ст}}^2 + D_1^2)}$	0,058
Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_1 , м/с	$u_1 = \frac{\omega D_1}{2}$	12,56
	$c_1' = c_{\text{о}}$	3,67
Швидкість рідини в районі повороту протока в робочому колесі, м/с	$c_1' = c_{1\text{м}}$	3,67
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями на вході	$k_1 = 1,1 \dots 1,25$	1,174
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо, м/с	$c_{1\text{м}} = c_1' k_1$	4,31

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Кут безударного входу, град	$\beta_{10} = \arctg \frac{c_{1m}}{u_1}$	18,94
Кут установки лопаті на вході, град	$\beta_1 = \beta_{10} + \delta$	19
Кут атаки, град	$\delta = \beta_1 - \beta_{10}$	0,06
Відносна швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса, м/с	$w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}};$	13,28
Відносна швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса, м/с	$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1}$	13,25
Для литих коліс з відносно великою товщиною	$k = 6,5 \dots 10$	6,5
Оптимальна кількість лопатей робочого колеса, шт	$z = k \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$	8,28
Приймаємо	$\boxed{z}$	12
Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса, м	$D_2^* = \frac{D_0}{0,002n_s + 0,276}$	0,1477
Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса, друге наближення, м	D_2^{**}	0,15081
Теоретична питома робота колеса, Дж/кг	$L_\tau = \frac{L}{\eta_\tau}$	347,31
Зовнішній діаметр робочого колеса, м	$D_2 = \frac{2}{\omega} \left[\frac{c_{m2}}{2tg \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2tg \beta_2} \right)^2} + L_\infty \right]$	0,15081
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями на вході	$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \Delta S_1}{\pi D_1}}$	1,174
Товщина лопаті на вході, м	$\Delta_1 = (0,001 \dots 0,004) \text{ м}$	0,001
Перетин лопаті на вході, нормальний до радіуса, м	$\Delta S_1 = \frac{\Delta_1}{\sin \beta_1}$	0,0031
Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_2 , м/с	$u_2 = \frac{\omega D_2}{2}$	23,68

Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c'_{2m} = \frac{c_{2m}}{k_2}$	3,2325
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями	$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z\Delta S_2}{\pi D_2}}$	1,07
Товщина лопаті на виході, м	$\Delta_2 = (0,001...0,003)_m$	0,001
Перетин лопаті на виході, нормальний до радіуса, м	$\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin \beta_2}$	0,0023
Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при скінченному числі лопатей, м/с	$c_{2u} = \frac{L_r}{u_2};$	14,67
Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей	$c_{2u\infty} = \frac{L_r(1+p)}{u_2}$	17,5
Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}$	9,58
Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі	w_1/w_2	1,384
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	$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_2}$	7,13

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

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

за принципом підведення енергії потоку рідини – динамічний або лопатевий;

по вигляду робочих органів і по особливості робочого процесу – відцентровий;

по числу ступенів (послідовно включених коліс) – одноступінчатий;
за призначенням – циркуляційний насос заборотної води системи охолодження ДВЗ;

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 4, яке закріплене на валу 5 за допомогою шпонки та болта 6.

Колесо відкритого типу, виготовлене з бронзи литвом. 12 робочих лопатей колеса загнутих назад відповідно до розрахунку. З боку заднього диска на колесі виконано 12 напіввідкритих лопатей імелеру 15, також загнутих назад.

На валу є бронзова втулка 14, яка запобігає витирання ротора об сальникове набивання 8. Вал виготовлений у вигляді ряду співвісних циліндрів різного діаметру, на яких кріпляться колесо 4, захисна втулка 14 і підшипники 13. 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 2 і корпусу підшипників 3. Корпус насоса об'єднує такі елементи, 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 переднього боку колеса в корпусі сформована вставка, яка охоплює з мінімальним зазором циліндровий виступ передньої частини колеса.

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

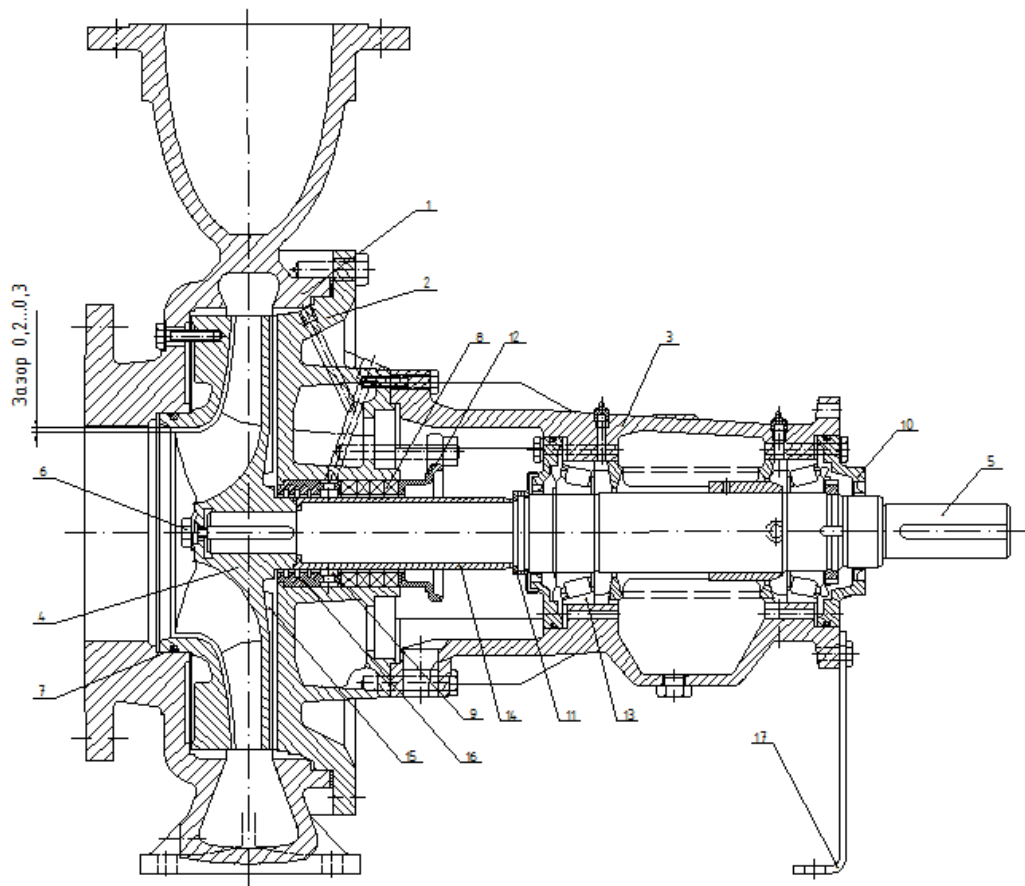


Рисунок 4.1 – Уніфікований відцентровий консольний насос:

- 1 – корпус насоса; 2 – корпус ущільнення; 3 – корпус підшипників; 4 – робоче колесо; 5 – вал ротора; 6 – болт; 7 – ущільнююче кільце; 8 – сальникове набивання; 9 – кільце водорозподільне; 10 – кришка підшипника; 11 – відбійник; 12 – натискна втулка; 13 – підшипник роликовий; 14 – захисна втулка вала; 15 – імпелер; 16 – ущільнення лабіринтне; 17 – лапа

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 1 з боку заднього диска колеса з'єднується з корпусом ущільнення 2, який утворює разом з ним камеру, в якій обертається робоче колесо. Через центр корпусу ущільнення 2 проходить канал для валу ротора, в якому також розміщується лабіринтне ущільнення 16 і сальникове набивання 8.

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		32

Лабіринтне ущільнення 16 складається з двох частин, самого ущільнення і водорозподільного кільця 9. 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 12.

Корпус ущільнення 2 є частиною, яка забезпечує з'єднання корпусу насоса 1 з корпусом підшипників 3. Деталі 1, 2 і 3 строго центруються по посадках їх циліндрових виступів в розточках деталей, які сполучаються, відносно вісі обертання валу ротора.

У корпусі підшипників 3 розміщуються два роликових підшипника 13. 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 10 встановлені фетрові кільця. Для запобігання попаданню води в підшипники з боку колеса встановлений відбійник 11.

Найменування і призначення інших елементів конструкції насоса зрозуміло з підпису до рис.16.

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 водою. При обертанні колеса вода, яка знаходиться в міжлопатевих каналах, буде залучена лопатками в окружний рух. Відцентрова сила, яка виникає при цьому, переміщатиме частинки по радіусу при одночасному обертальному русі. У зв'язку з видаленням з міжлопатевих каналів колеса порцій рідини під дією

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

описаного процесу, у вхідній частині колеса виникає область зниженого тиску. В цю область зі всмоктуючого патрубку переміщатимуться нові порції рідини під дією більш високого тиску у всмоктуючому патрубку, ніж у вхідній області колеса. Цей процес відбувається безперервно. Порції рідини в колесі під впливом робочих лопаток отримують кінетичну енергію і відповідно збільшують свою абсолютну швидкість. У відносному русі по каналах колеса ці порції переміщуються 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.

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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 щілинного ущільнення з боку заднього диска. Це підвищує об'ємний ККД насоса при деякому збільшенні механічних втрат, пов'язаних із забезпеченням роботи імпелера. Зазвичай такий перерозподіл втрат приводить до підвищення загального ККД насоса, про що свідчить розповсюдження аналогічних конструктивних рішень.

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 10ДКРН 90/230

5.1 Паливна система

На рис. 5.1 показана паливна система, єдина для головного і допоміжних дизелів. Допоміжні двигуни можна експлуатувати на важкому або дизельному паливі незалежно від головного двигуна.

З бункерних цистерн паливо перекачується насосами в проміжну цистерну, звідки сепараторами воно може подаватися у відповідні витратні цистерни ("добові цистерни").

Для забезпечення найбільш задовільного очищення важкого палива сепаратори обладнані підігрівачами де паливо може підігріватися до температури 95-98 °С.

З конкретної витратної цистерни паливо подається до одного з двох електричних підкачуючих насосів, який подає паливо під тиском (по можливості через расходомір) до сторони низького тиску паливної системи.

Після цього паливо поступає до одного з двох електричних циркуляційних насосів, а від нього через підігрівач, регулювальник в'язкості, фільтр і до паливних насосів ВД.

Відсічне паливо від форсунок і насосів ВД через трубу поворотного палива перепускається назад до сторони всмоктування циркуляційного насоса. Для підтримки постійного тиску в головній магістралі на вході паливних насосів ВД, продуктивність і подача циркуляційного насоса перевищує кількість палива, що витрачається двигуном.

Окрім цього, встановлюється підпружинений байпасний клапан який функціонує як перепускний між входом до ПНВТ і повернення палива і, таким чином, підтримує постійний тиск в приймальному паливному трубопроводі.

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

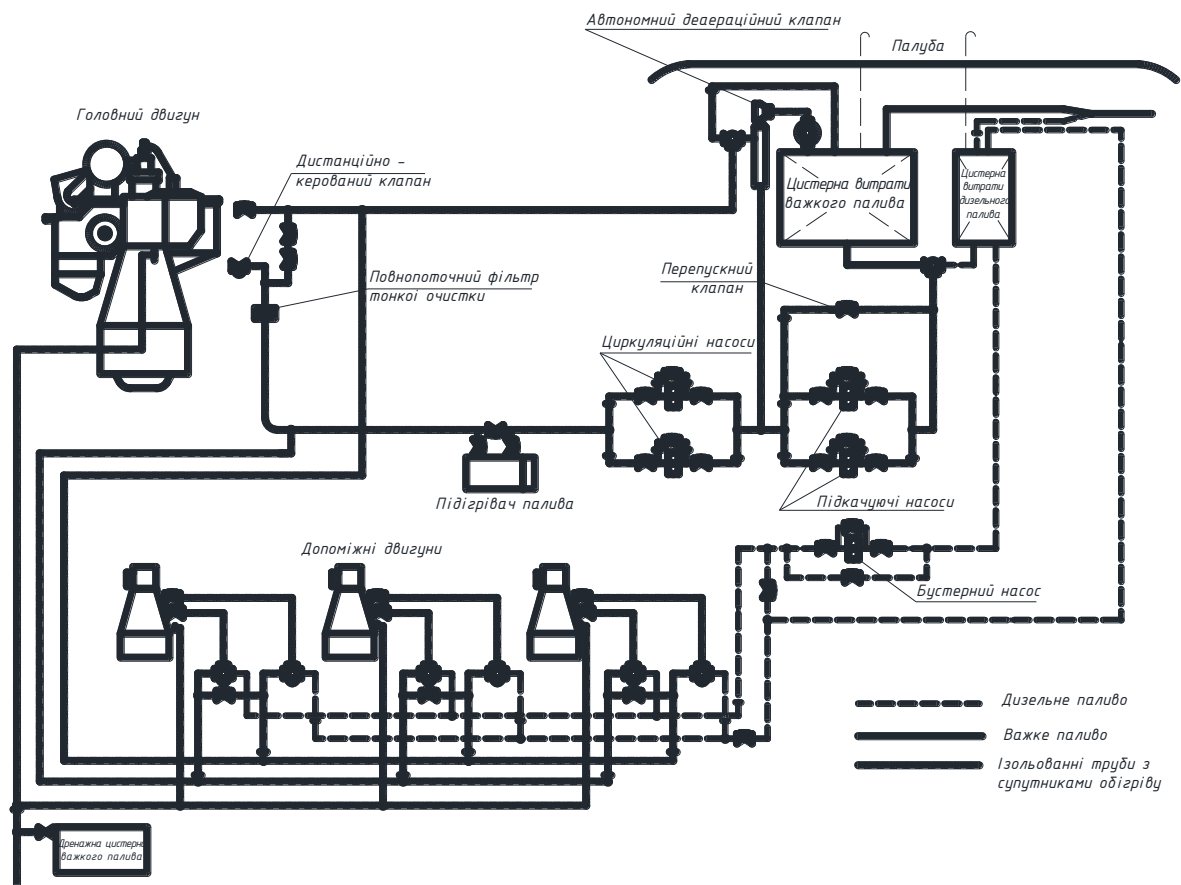


Рисунок 5.1 – Паливна система

Для того, щоб підтримувати рівномірний потік підігрітого палива через паливні насоси, корпуси і форсунки на всіх навантаженнях (включаючи зупинений двигун), на виході форсунок встановлюється золотник і циркуляційний отвір.

Завдяки "вбудованій" циркуляції підігрітого палива може підтримуватися робоча температура паливних насосів і форсунок навіть тоді, коли двигун зупинений.

Отже, немає необхідності переходити на дизельне паливо при заходах в порт, якщо циркуляційний насос продовжує працювати і зберігається підігрівання циркулюючого палива.

Якщо при тривалій стоянці потрібно відключити циркуляційний насос або підігрівання, то з паливної системи заздалегідь треба злити важке паливо.

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		37

Основними функціями паливоподаючої апаратури є забезпечення:

- точного дозування подачі палива на цикл;
- необхідного тиску вприскування палива на певній ділянці робочого циклу протягом короткого відрізка часу;
- можливості розподілу палива по окремих циліндрах;
- оптимального характеру протікання процесу вприскування, відповідаючого заданим умовам роботи дизеля;
- надійної роботи апаратів на всіх заданих режимах;
- максимального терміну служби.

Паливна система розрахована на роботу двигуна, як на дизельному, так і на важкому паливі.

З цистерни основного запасу паливо перекачується насосом в решту цистерн, звідки через сепараторів у витратні цистерни.

Для забезпечення задовільного очищення сепаратори важкого палива обладналися підігрівачами. З витратних цистерн важкого палива і легкого палива, воно поступає через триходовий кран до живильних насосів, за допомогою яких паливо перекачується в резервуар, звідки за допомогою циркуляційних насосів, паливо подається до підігрівачів. Підігрівачі розраховані так, щоб будь-який з них задовольняв на 100 % вимогам в нагріві і підтримувалася постійна температура палива на подачі, яку задає регулятор в'язкості. В'язкість підтримується на заданому рівні за допомогою регулювання температури палива, подачею пари до підігрівачів. Після підігрівачів паливо подається в автоматичний фільтр, що оберігає устаткування ПНВТ від частинок, які можуть викликати пошкодження. Після фільтрів паливо подається в ПНВТ. Від кожного ПНВТ відходить труба повернення палива, по якій воно поступає в головний трубопровід зворотнього палива, а від туди в деаераційний резервуар, в якому міститься комбінація чистого палива з витратної цистерни і підігрітого поворотного палива від двигуна.

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Деаератор вентилює утворені гази, щоб запобігти кавітації в насосах циркуляції палива. Насоси живлення підтримують тиск в деаераторі на рівні 4 бар для запобігання газифікації гарячого важкого палива і випаровування води, що може привести до піноутворення. Тиск підтримується автоматично деаератором - клапаном.

При переході на дизельне паливо, поворотне важке паливо може бути повернене у витратну цистерну через кран перемикання. Для забезпечення постійного тиску в трубопроводі перед ТНВТ продуктивність циркуляційного насоса декілька перевищує потребу двигуна в паливі.

Система паливоподачі включає:

- а) паливний насос високого тиску, золотникового типу;
- б) форсунка закритого типу з гідравлічним підйомом голки, тиск відкриття голки 250^{+5} кгс/см² ;
- в) паливопідкачувальний насос, автономний, горизонтальний, зубчастий, електроприводний. Продуктивність $Q = 3,5$ м³/ч, тиск $P = 58$ м. вод. ст..
- г) підігрівач важкого палива з паровим підігрівом, трубчастого типу. Поверхня нагрівання $9,8$ м². Підігрівник важкого палива працює на насиченій парі при тиску не менш 5 кгс/см² і забезпечує підігрів палива до температури $135,5$ °С . Підігрівник розрахований на робочий тиск пари до 10 кгс/см² ;
- д) фільтр тонкого очищення з фільтруючими елементами з пористого металу, складається з 3-х секцій, що працюють паралельно;
- е) регулятор в'язкості важкого палива, пневматичний;
- ж) холодильник дизельного палива на охолодження форсунок, трубчастого типу, поверхня охолодження 6 м²;
- з) сепаратор важкого палива, вертикальний, відцентровий, із самоочищенням, максимальна продуктивність 5000 л/год.

Температура палива, при якій можлива нормальна робота дизеля, визначається залежно від в'язкості палива.

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для відключення палива від двигуна рекомендується на лінії підведення палива у входу у двигун установлювати бистрозапорний клапан.

Розрахунок паливної системи

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$	189024,00
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,179
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	40000
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_m = 1,1 \dots 1,2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	238,21
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	850,00
	Коефіцієнт захарашення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,04
3	Продуктивність паливopідкачуального насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	16,85
	Коефіцієнт запасу подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00
4	Потужність привода паливopідкачуального насоса, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$	4,35
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запасу потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,30
	ККД поршневих паливopідкачувальних насосів	$\eta = 0,6 \dots 0,7$	0,70
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_\phi = \frac{W_{nn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жн}}$	0,39
	Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жн} = 0,2 \dots 0,3$	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{cen} = \frac{B_{дооб}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	10,11
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{дооб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	171840,00
	Кількість сепараторів	$n = 1 \dots 4$	2
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \dots 12$	10
7	Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м ²	$F_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_3}$	31,09
	Теплоємність палива, кДж/кг·К	C_m	1,90
	Температура палива, що поступає в сепаратора, °С	t_2	80,00
	Температура, при якій зберігається паливо, °С	t_1	40,00
	Коефіцієнт теплопередачі	k	500,00
	Коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача	η_3	0,70
	Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
	Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С	t_3	120,00

8	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_3}$	1084,70
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	58,80
		приймаємо	60,00
10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{u \max}^{0,303}$ при $g_{\pi} < 10 \text{ г}$	
		приймаємо	42,00
		$d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{u \max} - 10)$	40,34
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{u \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	143,43
	Кількість циліндрів	i	10
	Частота обертання, об/хв	n	104,00
	Коефіцієнт тактності	z	1,00
11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r < 10 \text{ мм}$ 2,5-2,6 при $d_r = 11 \dots 14 \text{ мм}$ 3 при $d_r = 15 \dots 20 \text{ мм}$ $3 + 0,218(d_r - 20)$ при $d_r > 20 \text{ мм}$	7,80
		приймаємо	8,00
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100 \text{ мм}$ 0,3 при $D = 105 \dots 200 \text{ мм}$ 0,35 при $D = 205 \dots 250 \text{ мм}$ $0,4 + 0,0012(D - 250)$ при $D > 250 \text{ мм}$	1,18
		приймаємо	1,20
	Діаметр циліндра, мм	D	900,00
13	Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	2,00
14	Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	2,40

5.2 Система змащення

Система змащення повинна забезпечувати живлення маслом всі тертьові частини дизеля з метою зменшення втрат на тертя й зношування, а також для часткового відводу з маслом теплоти, що виділяється при терті. Зовнішня принципова схема системи змазки представлена на рис. 5.2.

Система циркуляційної змазки, об'єднана з масляною системою охолодження поршнів, обслуговується насосом з приводом від електродвигуна. Масло для кривошипно-шатунного механізму, упорного підшипника, приводного відсіку і розподільних валів паливних насосів і випускних клапанів після редуційного клапана поступає під тиском 1,8 атм.

по трубопроводу. З піддону масло через патрубок зливається в стічну цистерну. Рекомендовані температури масла: на вході 40...45 °С і на виході 46...52 °С.

Змащення втулок здійснюється від лубрикаторів по одному на циліндр з приводом від розподільного валу паливних насосів.

Мастило підшипників газотурбонагнітачів забезпечується самостійною циркуляційною системою.

Для змащення циліндрів на дизелі встановлено 6 лубрикаторів. Система змащення головного руху, упорного підшипника, приводного відсіку циркуляційна, під тиском.

Система змащення приводів паливних насосів і випускних клапанів і гідравлічних демпферів штовхачів випускних клапанів автономна, під тиском.

Змащення важелів і шпинделів випускних клапанів здійснюється від автономної централізованої системи змащення.

Система змащення підшипників газотурбонагнівачів (ГТН) гравітаційна.

Система змащення включає:

а) насос масляний для циркуляційної системи змащення вертикальний, гвинтовий, електроприводний, $Q = 355 \text{ м}^3/\text{год}$, $P = 4,5 \text{ кг/см}^2$;

б) насос для змащення підшипників ГТН, горизонтальний, зубчастий, електроприводний, $Q = 5 \text{ м}^3/\text{год}$, $P = 30 \text{ кг/см}^2$;

в) насос для змащення приводів, горизонтальний, ротаційно-зубчастий, електроприводний, $Q = 3,3 \text{ м}^3/\text{год}$, $P = 3 \text{ кг/см}^2$;

г) блок фільтрів масла, сітчастий, для циркуляційної системи змащення, складається з 2-х однакових секцій, що працюють паралельно, що фільтрує поверхню 7970 см^2 . Очищення фільтра автоматизоване, керування очищенням дистанційне, зі ЦПУ;

д) фільтр магнітний, встановлюється послідовно за блоком сітчастих фільтрів.

е) фільтр грубого очищення масла;

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ж) насос системи централізованого змащення типу MIPCOMBI імпульсний, із приводом від дизеля й ручним приводом;

з) лубрикатори з автоматичним поповненням, установлюється окремо на кожний циліндр;

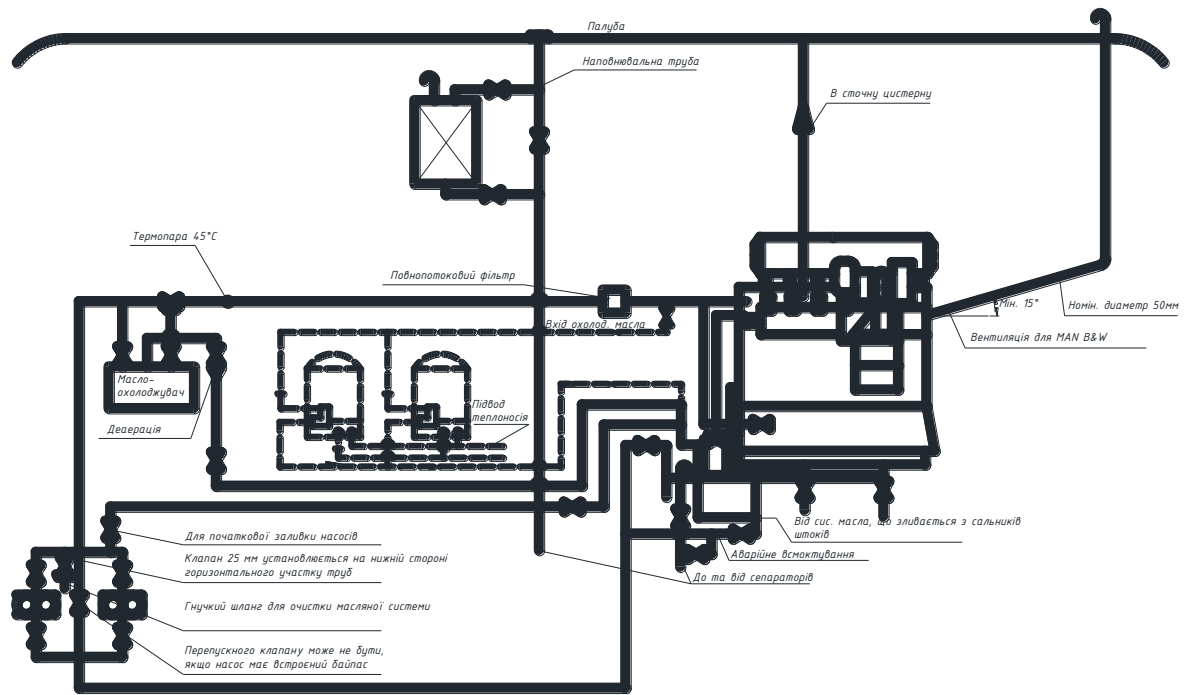


Рисунок 5.2 – Система змащення

и) фільтр тонкого очищення масла;

к) регулятор температури непрямої дії, ДУ200, регулює температуру циркуляційного масла, зона нерівномірності регулювання від 6 °С до 12 °С. Регулювальний орган установлюється в системі охолодження забортною водою;

л) холодильник циркуляційного масла горизонтальний, трубчастого типу, поверхня охолодження 160 м². Забезпечує нормальну експлуатацію при температурі охолоджувальної забортної води на вході в холодильник не вище 35 °С;

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		43

м) холодильник турбінного типу масла трубчастого типу, поверхня охолодження 6 м², забезпечує нормальну експлуатацію при температурі охолоджувальної води не вище 32 °С;

н) сепаратор масла - вертикальна, відцентровий, максимальна продуктивність Q = 3000 л/год.

Температура масла на вході в дизель, при якій забезпечується надійний пуск + 25 °С.

Температура масла (при експлуатації):

- при вході в дизель, не нижче + 32 °С;

- на виході з дизеля, не вище + 65 °С;

Очищення холодильників відбувається відповідно до рекомендацій, викладеними в інструкції з обслуговування дизеля.

Розрахунок системи змащення

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	702,832
	Коефіцієнт запасу подачі	$K_v = 1,2 \dots 1,5$	1,2
	Питома теплоємність масла, кДж/(кг·К)	$c_M = 1,67 \dots 2,01$	2,000
	Щільність мастила, кг/м ³	ρ_M	870,0
	Різниця температур вихідного і вхідного масла в двигун, К	$\Delta t_M = 5 \dots 15$	15
	Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np}$	15286600,00
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,179
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	40000,0
	Перепад температур масла, К	$\Delta t_n = 10 \dots 15$	15
	Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	$\alpha_n = 0,05 \dots 0,1$	0,05
	Нижча теплота згорання палива, кДж/кг	Q_{np}	42700
2	Продуктивність відкачуючого насоса, м ³ /год	$W_{MG} = (1,25 \dots 1,3) W_{MH}$	878,540
3	Ємність маслосбірної цистерни, м ³	$V_{MII} = K_c \frac{W_{MG}}{z}$	114,21
	Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м ³	$K_c = 1,2 \dots 1,3$	1,3
	Кратність циркуляції	$z = 10 \dots 30$ - МОД, СОД $z = 40 \dots 60$ - ВОД	10

4	Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м ³	$V_{cm} = 0,6 \cdot V_{m\omega}$	68,526
5	Об'єм витратної цистерни, м ³	$V_{\omega} = (1,1 \dots 1,5) \cdot V_{m\omega}$	137,052
6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_M = \frac{Q_M}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	604,213
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	$k = 290 \dots 460$	460,0
	Температурний напір, К	Δt	55,0
7	Продуктивність масляного сепаратора, м ³ /год	$W_{mc} = \frac{m \cdot V_{m\omega}}{t_c}$	42,83
	Кратність очистки масла	$m = 1,5 \dots 3,5$	3,0
	Час роботи сепаратора на добу, год	$t_c = 8 \dots 12$	8

5.3 Система охолодження

Система охолодження замкнута, двоконтурна, з приводом насосів заборотної і прісної води від електродвигунів. На всіх режимах роботи двигуна за допомогою терморегулятора температуру прісної води рекомендується підтримувати на вході 70 °С і на виході 85°С. Вода підводиться до циліндрів під тиском 0,25 МПа по трубопроводу і відводиться через корпуси випускних клапанів по трубопроводах. Від магістралі прісної води здійснюється і охолодження корпусів турбін нагнітачів.

Поршні охолоджуються маслом від циркуляційної системи мастила з підведенням по трубопроводу за допомогою телескопічного пристрою і відведенням через контрольні колонки по трубопроводу в стічну цистерну.

Центральна система охолодження (рис. 5.3)

Оскільки надлишкова витрата охолоджуючої води через відносно малий маслоохолоджувач розпредвала, при його наявності, може викликати корозію, клапан на вході охолоджуючої води слід задросселіровати так, щоб витримати підвищення температури води в охолоджувачі приблизно на 10 °С.

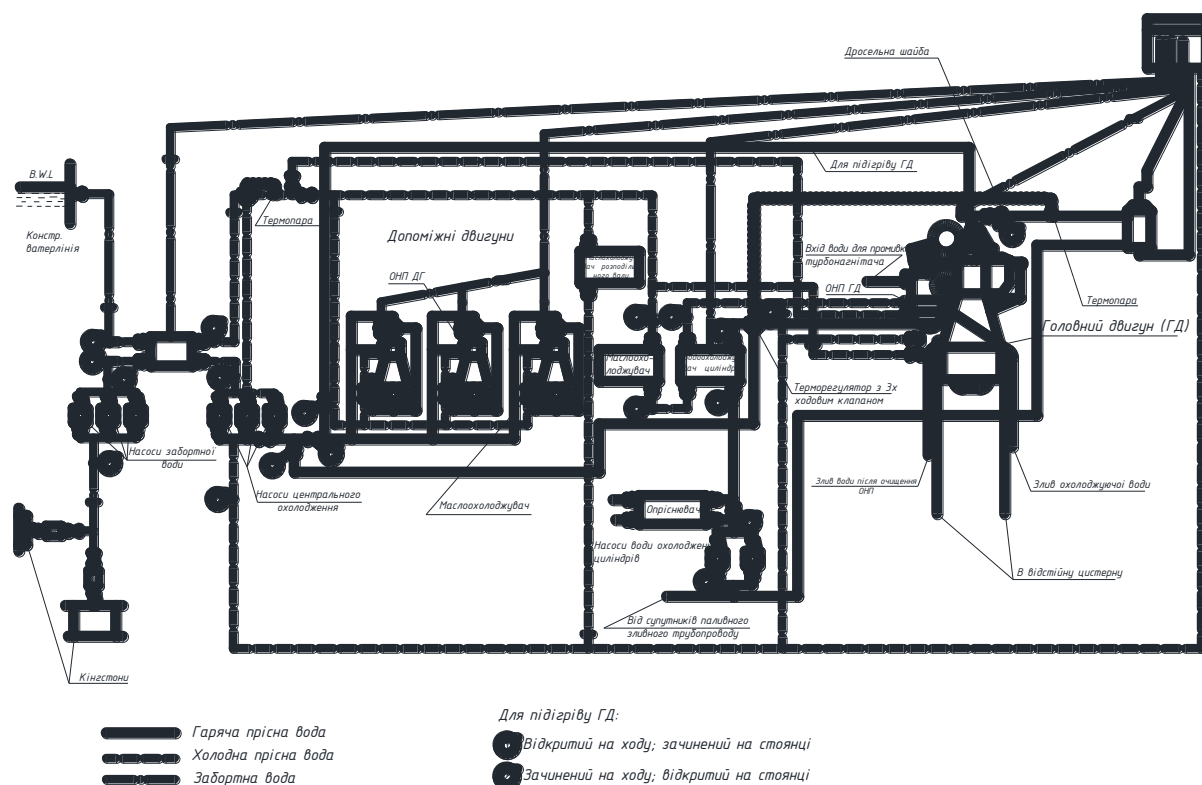


Рисунок 5.3 – Центральна система охолодження

Розрахунок системи охолодження

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м ³ /год	$W_{ек} = K_3 \frac{Q_e}{c_{нев} \cdot \rho_{нев} \cdot \Delta t_e}$	1094,506
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,2
	Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг·К)	$c_{нев}$	4,19
	Щільність прісної води, кг/м ³	$\rho_{нев}$	1000,0
	Різниця температур води на виході і вході в двигун, К	$\Delta t_e = 10 \dots 12$	12
	Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{ек} = \alpha_e \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{нр}$	45859800,00
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,179
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	40000,0
	Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_e = 0,12 \dots 0,17$	0,15
2	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{нр}$	42700,000
	Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год	$N_{ек} = 0,272 \frac{W_{ек} \cdot H \cdot \rho_{нев}}{\eta}$	158,776
	Напір насоса, м	H	40
	ККД насосу	η	0,75

3	Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного охолоджувача, м ²	$F_o = \frac{Q_{ек}}{k \cdot \Delta t}$	229,30
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	k	5000
	Температурний напір, К	Δt	40,0
4	Продуктивність насоса заборотної води, м ³ /год	$W_{нз} = K_3 \frac{Q_{ек}}{c_{зв} \cdot \rho_v \cdot \Delta t_{зв}}$	1355,596
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,200
	Питома теплоємність заборотної води, кДж/(кг·К)	$c_{зв}$	3,980
	Щільність заборотної води, кг/м ³	$\rho_{нв}$	1020,0
	Різниця температур заборотної води на вході і виході, К	$\Delta t_{зв} = 5 \dots 20$	10,0
5	Ємність розширювального бака, м ³	$V_{рб} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_e}{1000}$	6

5.4 Система пуску

Система пускового повітря (рис. 5.4) складається з елементів системи управління і системи пускового повітря.

Система управління електричного/пневматичного типу. Вона спроектована для:

- управління з місцевого поста двигуна;
- дистанційного керування з ЦПУ.

Система складається з трьох підсистем:

- системи регулювання;
- системи реверсування;
- системи захисту;
- система регулювання.

За допомогою системи регулювання можна запускати і зупиняти двигун і управляти їм. Функції Пуску і Зупинки проводяться пневматично.

Регулювання частоти обертання

Під час дистанційного керування регулювання частоти обертання здійснюється рукояткою управління з пульті управління, яка посиляє електричний/ пневматичний сигнал регулювальникові.

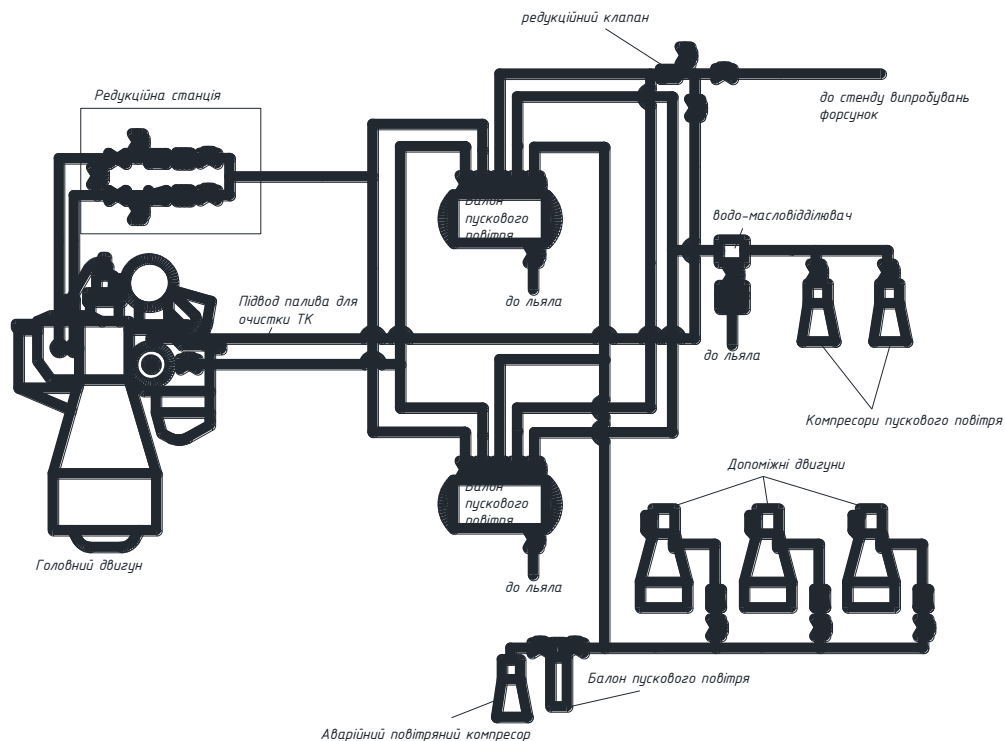


Рисунок 5.4 – Система пуску

Частота обертання двигуна залежить від величини сигналу. Регулювальник підтримуватиме цю частоту обертання незалежно від навантаження двигуна.

При управлінні з місцевого поста управління двигуна регулювальник від'єднаний від паливних насосів, і регулювання частоти обертання здійснюється рукояткою регулювання.

Система реверсування

У системі реверсування є два пневматичні клапани (Вперед і Назад). Ці клапани управляють циліндром реверсу розподільника повітря і пневмоциліндрами для реверсування роликів штовхачів паливних насосів.

Система захисту

Система захисту забезпечується повітрям окремо і управляється системою контролю двигуна (з окремим підведенням енергії). В разі зупинки система захисту подає пневмосигнал до перепускного клапана на кожному паливному насосі, таким чином припиняючи подачу палива високого тиску після чого двигун зупиняється.

Система захисту включена під час всіх режимів управління двигуном.

Головний пусковий клапан

Головний пусковий клапан вбудований в магістраль пускового повітря. Головний пусковий клапан складається з великого кульового клапана і, як варіант, меншого кульового клапана, який служить як байпасний для великого клапана. Обидва клапани управляються пневматичними виконавчими механізмами.

За наявності меншого кульового клапана буде встановлений регулювальний гвинт для налаштування частоти обертання повільного провертання.

Крім того, вбудований неозвратний клапан який запобігає зворотному прориву в разі надмірного тиску в трубопроводі пускового повітря.

Головний пусковий клапан обладнаний блокуючим пристроєм, що складається з пластини, яка, за допомогою маховичка, може заблокувати виконавчий механізм.

Кульові клапани і їх виконавчі механізми вбудовані разом з неозвратним клапаном і блокуючим пристроєм, в єдиний блок. Виконавчі механізми кульового клапана управляються пневматичними клапанами. При нормальному пуску обидва кульові клапани будуть відкриті.

Розподільник повітря

Розподільник повітря встановлений в кормовій частині двигуна і приводиться безпосередньо від кормового кінця розподільного валу. Він управляє пусковими клапанами.

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						49
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Реверсування розподільника повітря виконується пневмоциліндром, який переміщає пускові кулачки в осьовому напрямленні щоб задіювати комплект кулачків, який відповідає напрямленню обертання, заданому командою.

Пусковий клапан

Пусковий клапан встановлений на кришці циліндра. Він управляється повітрям, що управляє, від розподільника повітря.

					<i>КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ</i>	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Вже давно пройшли часи коли людина використовувала елементарні засоби праці, коли працівник був лише дешевою робочою силою без прав. Ще в двадцятому столітті технічний прогрес набув обертів і тепер прямує великими кроками. Нові відкриття, дослідження, їх застосування – реалії нашого часу.

Разом з технічною революцією змінилось і ставлення до працівників. Тепер це важливий елемент виробництва. Працівник став захищеним законом від свавілля і порушення його прав. Люди, що приймаються на роботу люди повинні бути ознайомлені із умовами роботи, правами й обов'язками, що вони повинні виконувати.

Ряд виробничих факторів в процесі виробництва впливають на фізичний, психологічний та соціальний стан працівника.

При цьому на фізичний стан в першу чергу впливає середовище роботи, тобто, робоче місце, його освітлення, чистота, предмети з якими контактує працівник. Недостача одних факторів, або надлишок інших може значно вплинути на фізичний стан працівника.

Оскільки робота – засіб утвердження в суспільстві, то на психологічний стан в першу чергу впливає сам предмет праці, чи відповідають умови праці вимогам працівника, чи задовольняє потреби заробітна плата... Зміст праці повинен відповідати внутрішнім потребам працівника.

Соціальний аспект умов праці визначений організацією праці та її характером. Вони включають в собі такі чинники, як ритм роботи, її одноманітність, повторюваність, працю вночі тощо. При зростаючій швидкості і складності виробничих процесів збільшується робоче навантаження на кожного працюючого. Саме це навантаження обумовлює необхідність

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

скорочення тривалості робочого часу, збільшення часу відпочинку, поліпшення дозвілля працівника поза його робочим місцем.

Під охороною праці розуміється сукупність заходів щодо створення безпосередньо в процесі роботи нормальних і безпечних технічних і санітарно—гігієнічних умов для всіх працюючих. Основним законом, що гарантує право громадян на безпечні та нешкідливі умови праці, є Конституція України. В ст. 43 записано: „Кожен має право на працю, що включає можливість заробляти собі на життя працею, яку він вільно обирає, або на яку вільно погоджується”, „Кожен має право на належні, безпечні і здорові умови праці, на заробітну плату, не нижчу від визначеної законом”, „Кожен, хто працює, має право на відпочинок (ст. 45 Конституції України). Та ще ряд положень і законів, що регламентують умови праці, права та обов’язки сторін.

Охорона праці пов’язана з різними галузями науки, такими, як медицина, токсикологія, фізіологія, біологія, біохімія, хімія, механіка, електротехніка, фізика, психологія, епідеміологія, правознавство, а в останні десятиріччя з’явилась нова наука — ергономіка, що вивчає методи взаємодії техніки і людей. Традиційно вважалось, що людина повинна пристосуватись до роботи. Використовувався навіть термін «адаптація на робочому місці». Ергономіка розробляє досить ефективні заходи щодо адаптації праці до людини, внаслідок чого працівник ставить у можливо найсприятливіші умови по виконанню функціональних завдань.

Можлива небезпека при експлуатації або виготовленні двигуна

Більшість нещасних випадків при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті двигуна викликані недотриманням основних правил і пересторіг техніки безпеки. Часто нещасного випадку можна уникнути, розпізнаючи можливу небезпеку до того, як відбудеться аварія. Будьте готові до можливої небезпеки. Крім того, слід мати необхідну підготовку, навички і засоби для безпечного ведення всіх робіт.

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Крім того, при роботі з двигуном, обслуговуванні або ремонті виникають небезпеки пов'язані з відкритими рухомими деталями, високими температурами від двигуна та висока шумність. Задля нормальної безпечної праці, необхідно дотримуватись правил, затвердженні чинним законодавством про охорону праці.

Недотримання нормативного порядку експлуатації, змашування, технічного обслуговування або ремонту цього виробу може становити небезпеку і приводити до нещасних випадків, в тому числі і зі смертельним результатом.

Небезпека позначається "попереджувальним знаком", супроводжуваним "попередженням", наприклад словами "НЕБЕЗПЕЧНО", "ОБЕРЕЖНО" або "ПОПЕРЕДЖЕННЯ".

Необхідні міри для уникнення небезпеки при обслуговуванні та експлуатації двигуна

Перед початком роботи треба:

- упорядкувати свій одяг;
- перевірити інструменти та прилади на справність;
- переконатись що нічого не заважає роботі;
- переконатися в тому, що робоче місце достатньо освітлене і світло, не буде сліпити очі;
- переконатись в достатній вентиляції приміщення в якому робиться обслуговування.

Під час роботи треба:

- треба помити двигун, агрегати та деталі, які потребують ремонту;
- бути уважним і виконувати тільки визначену роботу;
- звертати увагу на звукові або світлові сигнали;

Після закінчення роботи треба:

- прибрати за собою місце;
- витерти інструмент від забруднень;

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– покласти все на свої місця;

Вимоги безпеки в аварійних випадках:

– при роботі з електроінструментом, у випадку, якщо відсутнє заземлення, пошкоджена ізоляція, іскріння, перегрів, негайно відключити інструмент від мережі;

– при попаданні етильованого бензину на руки чи шкіру тіла обмити ці місця гасом, а потім теплою водою з милом;

– пролитий етильований бензин негайно витерти, а потім це місце знешкодити розчином хлорного вапна.

					<i>КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ</i>	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі проведено розрахунок двигуна типу 12ДКРН 90/230 та можливий варіант модернізації відцентрового насосу системи охолодження, який встановлено на судні.

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 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 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 розділі «Охорона праці» були розглянуті основні небезпечні ситуації при виробленні двигуна і його експлуатації і приведені відповідні інструкції для уникнення небезпечних ситуацій.

На основі всіх даних і розрахунків були виконані креслення: поперечний розріз двигуна, відцентровий насос, індикаторна діаграма і діаграми динаміки і схеми основних систем двигуна типу 10ДКРН 90/230.

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						55
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. Горбов В.М., Шаповалов Ю.А., Ратушняк И.А. Главные двигатели современных транспортных судов: Учебное пособие. – Николаев: УГМТУ, 1999. 74 с.
3. Woodyard D. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, 2004. 914 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 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

					КРБ.142.4221.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		