

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.

« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Розрахунок головного суднового двигуна типу 6ДКРН 98/240
(MAN B&W 6K98ME-C7.1-ТІІ)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Ю. Л. Мошенцев

Здобувач освіти



Д. В. Власюк

Миколаїв 2024

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
Олексій ГОГОРЕНКО

« » 20 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Власюку Дмитру Володимировичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок головного суднового двигуна типу 6ДКРН 98/240
(MAN B&W 6K98ME-C7.1-TII)

2. Керівник роботи к.т.н., професор Мошенцев Ю. Л.,
(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 Потужність двигуна – 36120 кВт; частота обертання колінчатого валу – 104 хв⁻¹; ступінь стиску – 15; коефіцієнт надлишку повітря – 2,2; ступінь підвищення тиску в компресорі – 3,2

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна; моделювання робочого циклу; розрахунок та побудова індикаторної діаграми; кінематичний розрахунок КШМ; розрахунок і побудова діаграм динаміки; розрахунок відцентрового компресора системи наддуву; розрахунок і розробка принципів схем систем двигуна; організація охорони праці.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Поперечний переріз двигуна типу 6ДКРН 98/240;

Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ;

Турбокомпресор;

Принципові схеми систем двигуна.

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

Здобувач освіти

Керівник роботи

_____	_____
(підпис)	/Дмитро ВЛАСЮК/
	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/Юрій МОШЕНЦЕВ/
	(прізвище та ініціали)

Зміст

Вступ.....	5
1 Загальна конструкція та опис двигуна	6
1.1. Технічні характеристики двигуна	6
1.2. Опис конструкції основних елементів двигуна	7
1.5. Висновок по розділу.....	12
2 Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна.....	14
2.1. Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна	14
2.2. Розрахунок робочого циклу	17
2.3. Розрахунок і побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	25
2.4. Висновок по розділу.....	27
3 Перевірочні розрахунки кінематики та динаміки двигуна.....	28
3.1. Кінематичний розрахунок КШМ.....	28
3.2. Вибір та обґрунтування вихідних даних для динамічного розрахунку.....	31
3.3. Побудова силової схеми КШМ.....	32
3.4. Розрахунок та побудова діаграми діючих сил	32
3.5. Побудова діаграми сумарних зусиль та визначення середнього обертального моменту	37
3.6. Визначення погрішності розрахунку динаміки.....	38
3.7. Визначення маси та діаметру маховика.....	39
3.8. Перевірка врівноваженості двигуна графічним методом і методом за силами інерції першого порядку.....	42
3.9. Висновок по розділу.....	43
4 Розрахунок турбокомпресора для двигуна типу 6ДКРН 98/240.....	44
4.1. Визначення основних характеристик та параметрів компресора..	44
4.2. Обґрунтування вибору турбонагнітача.....	45
4.3. Розрахунок проточної частини компресора.....	48
4.4. Розробка загальної компоновки турбокомпресора.....	55

4.6. Висновок по розділу.....	59
5 Розрахунок і розробка принципових схем систем двигуна типу 6ДКРН 98/240	60
5.1. Паливна система.....	60
5.2. Система мащення двигуна.....	64
5.3. Система охолодження двигуна.....	69
5.4. Система пуску двигуна.....	72
5.5. Висновок по розділу.....	75
6 Розробка заходів з охорони праці та охорони навколишнього середовища	76
6.1. Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів в машинному відділенні.....	76
6.2. Охорона навколишнього середовища	83
6.3. Висновок по розділу.....	89
Висновок по роботі.....	90
Список використаної літератури	91

Вступ

Двигуни внутрішнього згоряння належать до найбільш розповсюдженого типу теплових двигунів, тобто таких двигунів, у котрих теплота яка виділяється при згорянні палива, перетворюється у механічну енергію.

Процеси спалювання палива, виділення теплоти та перетворення частки її у механічну роботу в двигунах внутрішнього згоряння проходять безпосередньо у середині двигуна. До таких двигунів належать поршневі та комбіновані двигуни, реактивні двигуни та газові турбіни.

Перед двигунобудуванням поставлені завдання: підвищення виробництва двигунів внутрішнього згоряння з підвищеними техніко-економічними показниками, розширення та прискорення розвитку виробництва потужних тракторів та вантажних автомобілів, а також двигунів для залізничного транспорту та морських суден. Одночасно з ним гостро стоїть питання про підвищення економічності та надійності ДВЗ. Однією з характерних особливостей розвитку двигунобудування є широке використання газотурбінного наддуву, що дозволяє значно поліпшити техніко-економічні показники двигунів.

На морському флоті ДВЗ є основним джерелом енергії для більшої частини суден з енергетичною установкою потужністю до 20 МВт. Широке розповсюдженню дизелів на судах пояснюється їхньою економічністю.

Високі показники економічності і низька емісія шкідливих речовин в оточуюче середовище стали причиною, щоб обрати сучасний двотактний двигун типу 6ДКРН 98/240 (MAN B&W 6K98ME-C7.1-ТІІ) в якості прототипу для кваліфікаційної роботи.

					КРБ.142.2227ст.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		5

1. Загальна конструкція та опис двигуна

1.1. Технічна характеристика двигуна

Двигун фірми MAN B&W 6K98ME-C7.1-ТІІ – двотактний двигун простої дії, реверсивний, крейцкопфний, з гідравлічною системою подачі палива, двома турбонагнітачами з наддувом при $p = const$ і двома охолоджувачами надувного повітря. Двигун 6K98ME-C7.1-ТІІ зображений на рис. 1.1.

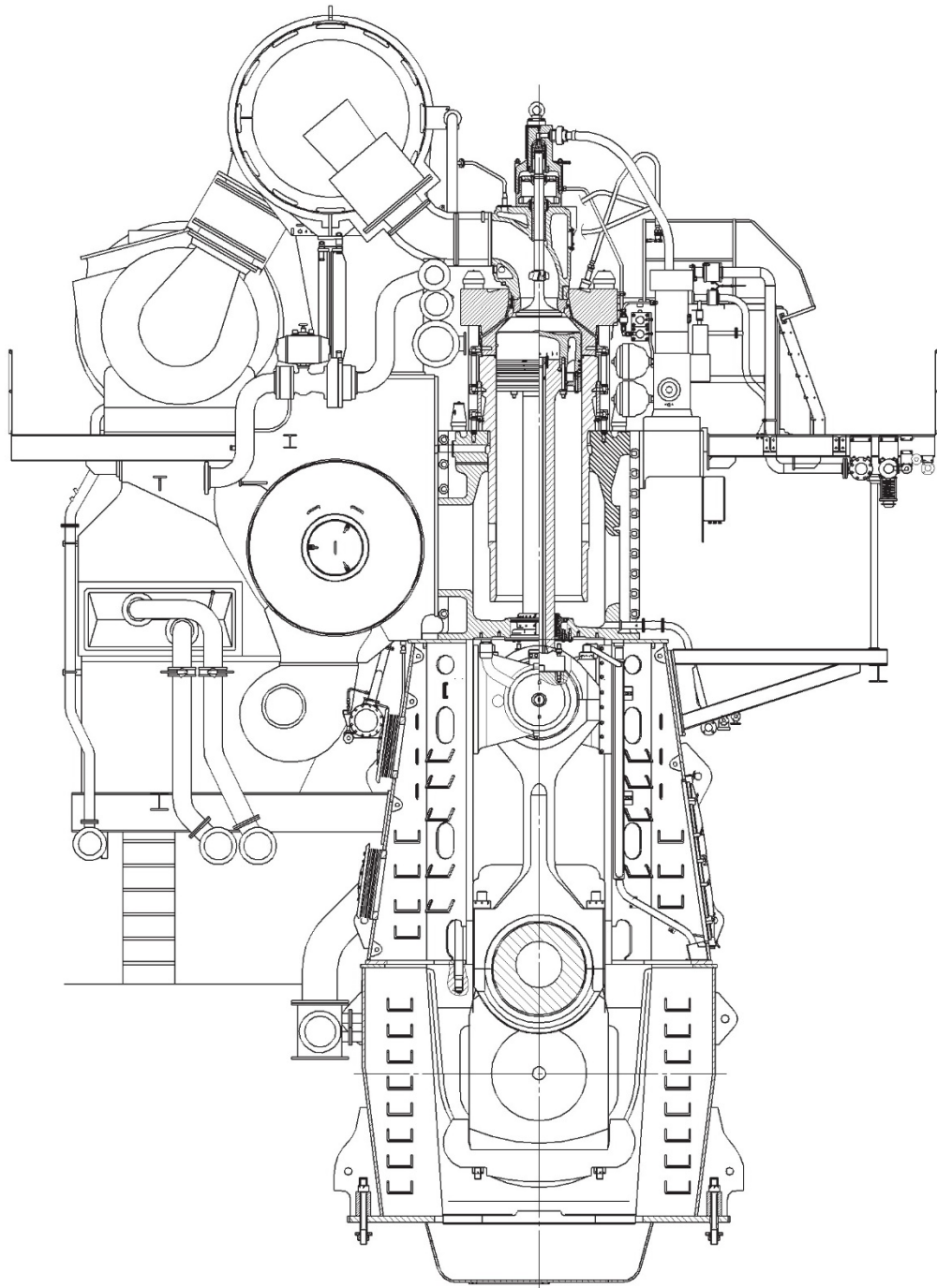


Рис. 1.1. Поперечний переріз двигуна 6K98ME-C7.1-ТІІ

					КРБ.142.2227ст.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

Головний двигун 6K98ME-C7.1-ТІІ, має підвищену циліндрову потужність при меншому числі обертів, але форсований по наддуву.

Основні технічні дані двигуна:

- число циліндрів	6;
- номінальна потужність	$N_{ен} = 36120$ кВт;
- частота обертання	$n = 104$ с ⁻¹ (об/хв);
- тиск наприкінці стиску	$p_c = 6,75...8$ МПа;
- максимальний тиск згоряння	$p_z = 9,5...11,5$ МПа;
- питома витрата палива	$b = 168...174$ г/(кВт·год);
- витрата циліндрового мастила	$G_m = 1884...2347$ кг/рік;
- питома витрата циліндрового мастила	$g_m = 0,65$ г/(кВт·год);
- витрата циркуляційного мастила	$G_{цм} = 289...361$ г/с.

1.2. Опис конструкції основних елементів двигуна

Фундаментна рама двигуна 6K98ME-C7.1-ТІІ виконана з упорним підшипником у кормовій частині; являє собою сталю зварну конструкцію з повздовжньою балкою з литими сталевими постелями для рамових підшипників. Рамові підшипники, тонкостінної конструкції, залиті білим металом. Для кріплення двигуна к фундаменту передбачаються довгі еластичні високоміцні болти з гідравлічною затяжкою. Рама виконується без ухилу при кріпленні на епоксидних клинах. Масляний піддон двигуна виконаний зі сталеві основи та приварюється до фундаментної рами.

Станина двигуна MAN Diesel 6K98ME-C7.1-ТІІ виконана по типу зварної конструкції. На стороні вихлопу розміщені запобіжні клапани на кожному циліндрі, на стороні розподілу - оглядові люки. Направляючі повзуни крейцкопфа приварені. Станина з'єднана з фундаментною рамою болтами. Станина, фундаментна рама та блоки циліндрів з'єднанні анкерними зв'язками.

Блок циліндрів виконаний з чавуну. Зі сторони розподілу блок циліндрів має кришки, для нагляду поршневих кілець, яка має отвори для входу продувального повітря зі сторони продувального колектору. Блок циліндрів має труби для підводу

					КРБ.142.2227ст.01.01.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

масла на охолодження поршня. На блоці кріпляться: повітряний ресивер, турбо-нагнітач, охолоджувач повітря і кронштейни для площадок. У нижній частині блока розміщений сальник штока поршня, який призначений для ущільнення: зі сторони картера, запобігає потрапляння масла у підпоршневу порожнину; зі сторони під поршневої порожнини, запобігаючи потраплянню повітря, газів, відпрацьованого циліндрового масла у картер.

Циліндрова втулка двигуна 6K98ME-C7.1-ТІІ виконана з чавунної відливки і встановлюється на блоці за допомогою фланця. У верхній частині маютьсвердлення, куди встановлюються трубки з ізоляцією або без. Розміщення охолоджувальних каналів, найменування або відсутності ізоляції трубок служать цілям підтримання температури втулки, при якій відсутня сірчиста корозія та одночасно не вище температури, при якій порушується режим змазки робочої поверхні.

Циліндрова кришка двигуна - масивна, стальна, єдина конструкція з просвердленими охолоджувальними каналами. У кришці встановлено вихлопний клапан, запобіжний та індикаторний кран. Кришка кріпиться до станини шпильками, гайки кріплення затягуються гідравлікою.

Шатун двигуна MAN Diesel 6K98ME-C7.1-ТІІ виконується кованим або литим, зі сталі і з'єднує крейцкопф та колінчастий вал за допомогою підшипників. Підшипники з'єднуються болтами, гайками яких затягуються гідравлікою. Крейцкопфний підшипник – тонкостінний, вкладиші покриті білим металом. Основне навантаження бере на себе нижній вкладиш. Мотильовий підшипник – тонкостінний, вкладиші покриті білим металом. Змащення підшипників здійснюється через отвори у крейцкопфі і у шатуні. У цілях економії висоти, шатун виконують відносно коротким.

Поршень складається з головки та тронка. Тронк поршня – чавунне лиття з бронзовим бандажем. Головка поршня виконана з високопробної сталі та має чотири кільцеві канавки, які покриті хромовим покриттям з двох сторін канавки. Верхнє поршневе кільце CPR типу (контролює підтримку тиску), три інші кільця мають косі замки. Верхнє поршневе кільце ширше, ніж інші.

					КРБ.142.2227ст.01.01.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Шток поршня - кований сталевий з обшліфованою та термічно обробленою поверхнею, для надання йому твердості і зносостійкості, що дозволяє збільшити питомий тиск ущільнюючих кілець сальника і довговічності при стиранні. Шток з'єднаний з крейцкопфом чотирма шпильками. Шток має центральний отвір, у якому знаходиться труба для підводу масла на охолодження поршня.

Крейцкопф – елемент, що забезпечую передачу потужності від штоку поршня до шатуна, і навпаки, у двигуні 6K98ME-C7.1-TH є кованим сталевим і з'єднується зі сталевими литими башмаками покритими білим металом. Поперечина крейцкопфа має телескопічну трубку для входу і виходу масла.

Колінчастий вал, напівсбірного типу, складається з кованих або литих сталевих колін. На задньому кінці колінчастого валу є упорний гребінь, для упорного підшипника. Кормовий фланець з'єднується з маховиком та проміжним валом за допомогою призонних болтів. У носовій частині двигуна під'єднується демпфер подовжніх коливань та фланець для відбору потужності на допоміжні механізми та на можливий валогенератор.

Упорний підшипник типу V&W-Michell знаходиться у задній частині двигуна і складається з упорного гребня, основи підшипника та упорних подушок з білого металу. Упорний вал складова частина колінчастого валу і змащується від системи циркуляційної змазки.

Мультиплікатор встановлюється у корпусі двигуна, для гідравлічних масляних насосів, у кормовій частині і обертаються за допомогою колінчастого валу, змащення мультиплікатора від системи змащення двигуна.

Реверсування двигуна здійснюється електронікою, зміною часу впорскування палива, активацією вихлопного клапану і пускових клапанів.

Передача обертання (валоповеротний пристрій). Обертове колесо зв'язане з упорним валом і обертає шестерню кінцевого валу передачі, який встановлений на фундаментній рамі. Передача обертається електричним двигуном, в якому присутній гальмівний пристрій. Блокування головного двигуна при пуску здійснюється, коли передача знаходиться у зачепленні. Введення та виведення з зачеплення здійснюється в ручну режимі, при аксіальному русі шестерні.

					КРБ.142.2227ст.01.01.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Демпфер повздовжніх коливань складається з поршня і збірного корпусу, розміщеного спереду рамового підшипника. Поршень демпфера виконаний у вигляді інтегрального гребня на рамовій шийці, а корпус розташовано на основі підшипника.

Система наддувочного повітря.

Повітря входить у турбонагнітач з машинного відділу через фільтр-глушник. Потім через наддувочну трубу, охолоджувач, ресивер, та через отвори у втулці циліндрів надходить до них під час фази газообміну.

Є три варіанти комплектації двигуна 6K98ME-C7.1-ТІІ турбонагнітачами. Це можуть бути турбонагнітачі фірми MAN Diesel, ABB або турбонагнітачі фірми Mitsubishi. На двигуні встановлено два турбонагнітачі.

Охолоджувач наддувочного повітря, масло-блочного типу, для кожного турбонагнітача призначений свій. У ньому повітря охолоджується забортною водою тиском 0,2...0,25 МПа або прісною водою тиском 0,45 МПа. Конструкція повітроохолоджувача виконана таким чином, що різниця між температурами наддувочного повітря і вхідної забортної води може досягати 12 °С.

Двигун має допоміжні повітрядуви, повітря від яких входить у двигун, не проходячи через охолоджувач наддувочного повітря. Між охолоджувачем і ресивером встановлюються незворотні клапани, які автоматично закриваються при непрацюючому повітрядуві. Повітрядувки починають працювати перед пуском двигуна для досягнення ефективного тиску, необхідного для нормальної початкової роботи машини.

Система гідравліки

Система гідравліки (HPS) встановлена у кормовій частині двигуна або в середній частині, у яких розміщено приводний відсік посередині двигуна (з великим числом циліндрів).

Гідравлічний циліндровий блок (HCU) один для кожного циліндра, встановлений на підтримуючій консолі спільно з блоком розподілення. Розподільчий блок з'єднується з кожним акумулятором і подає масло для можливості впорску-

					КРБ.142.2227ст.01.01.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вання палива в необхідний момент. Розподільчий блок забезпечує гідравлічну активацію паливного бустера і вихлопного клапана.

Двигун оснащено паливно масляним бустером для кожного циліндра, а впуску палива виконується при активації пропорційного клапана, який контролюється електронікою циліндрового контролюючого юніта.

Паливні і пускові клапана

Циліндрова кришка має три форсунки, пусковий клапан і індикаторний кран. Відкриття клапанів здійснюється за рахунок високого тиску бустера, а закриття пружиною. При зупинці двигуна паливо автоматично циркулює через клапан, золотник автоматично скидає паливо при несправностях клапанів.

Труби високого тиску мають спеціальні з'єднання і рукава для витримування високого тиску.

Механічний повітророзподільник, встановлюється на двигунах МС, має один соленоїдний клапан на кожний циліндр, який контролюється ССУЗ контрольною системою дизеля. Повільний поворот перед пуском запрограмований у програмі базової контрольної системи.

Пусковий клапан відкривається повітрям і закривається пружиною. Інтегральна контролююча система дизеля контролює роботу пускового клапана у часі.

Двигун обладнаний індикаторним краном, на який може встановлюватися датчики системи діагностування РМІ.

Випускний клапан складається з корпусу і штока клапана. Корпус клапана - чавуна відливка з каналами для охолодження. Корпус має у нижній частині охолоджувальне стальне днище замість встановлення сідла. Шток випускного клапана виконаний з жароміцного нікелевого сплаву (німоніку). Вихлопний клапан відкривається електронною гідравлічною системою, а закривається тиском повітря.

Робота вихлопного клапана контролюється пропорційним клапаном, який активує роботу паливної форсунки. Обертання клапана забезпечується, встановленим на штоку імперелером.

У верхній і нижній частині клапана, для забезпечення його м'якої роботи встановлені демпфери. Порожнини охолодження ущільнюються силіконовими кі-

					КРБ.142.2227ст.01.01.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

льцями, які змінюють через 1,5...2 тис. годин. Нижнє кільце змінене на розрізне, підпружинене, фторопластове для збільшення ресурсу до 3 тис. годин.

Робоча поверхня сидла має жароміцний нікелевий наплав, для ефективної протидії високотемпературній корозії.

Появи на сидлі плям прогару не рекомендується видаляти до тих пір, поки не з'являться наскрізні канавки. В останніх моделях фірма почала виробництво клапанів Duracel з наплавленням на посадочну поверхню жароміцного та жаростійкого хромонікелевого сплаву (інконель), який витримує високу температуру. Одночасно фірма перейшла на конструкцію сидел з двома камерами (W-подібна посадкова поверхня сидла).

Альфа-лубрикатор

Головні відмінності електронної подачі масла альфа-лубрикатором від механічного:

- контролює впорскування у часі;
- гнучке дозування, в залежності від режиму;
- постійний тиск впорскування;
- рівномірний розподіл на поверхні втулки;
- коротка подача у часі;
- менший час підготовки системи перед пуском двигуна.

Двигун обладнаний кронштейнами, площадками, леєрами. Площадки встановлені таким чином, щоб легко виконувати перевірки і спостереження. У районі кронштейнів проходять труби різних систем, що забезпечують роботу двигуна. Зі сторони випуску до кронштейнів кріпляться балки штормового кріплення двигуна.

1.3. Висновок по розділу

В цьому розділі була надана технічна характеристика двигуна, опис загальної конструкції та основних елементів. Двигун фірми MAN B&W марки 6K98ME-S7.1-ТІІ двотактний, малообертовий, рядний, шести циліндровий з двома відцентровим турбокомпресорами, з потужністю 36120 кВт при частоті обертання колі-

					КРБ.142.2227ст.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		12

нчастого валу 104 хв⁻¹. Застосовується як головний судновий двигун, призначений для роботи на гребний гвинт.

Крім того, двигун 6K98ME-C7.1-ТП обладнаний електронним контролем подачі палива, управлінням випускним клапаном і дозуванням циліндрового масла, що значно визначає на його економічну і ефективну роботу при дольових навантаженнях. Двигун 6K98ME-C7.1-ТП при цьому відповідає сучасним жорстким екологічним вимогам.

					КРБ.142.2227ст.01.01.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2. Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна

2.1. Вибір і обґрунтування основних даних для розрахунку робочого циклу

Дійсні процеси, що здійснюються в робочому циліндрі, в результаті складних взаємозв'язків між параметрами і фізичними явищами, а також через зміну об'єму циліндра дуже складні. Тому в розрахунках зазвичай вдаються до певних спрощень опису фізичних явищ, які дозволяють використовувати відомі положення технічної термодинаміки.

Зміна в процесах циклу залежить як від конструктивних особливостей двигуна, наприклад, дійсного ступеня стиснення, так і від параметрів в колекторах, які залежать від особливостей систем повітропостачання і газовідводу.

Розрахунок циклу зводиться до визначення параметрів в кінці певних процесів, починаючи з процесу наповнення; розрахунок параметрів, які характеризують цикл в цілому – індикаторних показників двигуна; побудова теоретичної індикаторної діаграми. Крім того, проводять розрахунок параметрів, які характеризують роботу двигуна в цілому – ефективних показників двигуна. Цикл розраховується для номінального режиму роботи двигуна.

Для розрахунку робочого циклу необхідно знати ряд параметрів, що виходять. Нижче приводиться зведення основних параметрів до розрахунку циклу.

Вибір кількості початкових даних залежить від прийнятої схеми розрахунку робочого циклу, а правильність прийнятих даних істинно впливає на точність кінцевих результатів розрахунку.

Ефективна потужність двигуна $N_e = 36120$ кВт;

Частота обертання колінчастого балу $n = 104$ хв⁻¹;

Очікувана питома ефективна витрата палива $g_e = 0,178$ кг/(кВт·год);

Діаметр циліндра $D_{\text{ц}} = 0,98$ м;

Хід поршня $S = 2,4$ м;

					КРБ.142.2227ст.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		14

Ступінь стиснення ε . При призначенні ступеня стиснення потрібно враховувати розміри циліндра ($D_{\text{ц}}$ та S) і спосіб сумішоутворення. Вибираємо $\varepsilon = 15$ відповідно до рекомендації.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Величина надлишку повітря в більшій мірі залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення, приймаємо $\alpha = 2,2$.

Коефіцієнт залишкових газів. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

Температура залишкових газів T_r . При виборі цієї величини потрібно орієнтуватися на такі значення $T_r = 600 \dots 900$ К. Більш низькі значення T_r приймаються для мало форсованих по робочому процесу двигунів або при більших значеннях коефіцієнта надлишку повітря. Приймаємо $T_r = 800$ К.

Температура навколишнього середовища T_0 . У всіх випадках потрібно приймати $T_0 = 313$ К (стандартні атмосферні умови) і лише в особливих випадках приймають температуру машинного відділення.

Тиск навколишнього середовища p_0 . У всіх випадках необхідно приймати $p_0 = 0,103$ МПа (стандартні атмосферні умови).

Відносна вологість повітря ϕ . У всіх випадках варто приймати $\phi = 50$ %, при якій гарантується заводом-виробником номінальна потужність двигуна.

Зміна температури повітря при переході з наддувочного колектора в циліндр ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 5$ К, як для ДВЗ з наддувом.

Коефіцієнт зміни тиску при переході повітря з наддувного колектора в циліндр, K_a . Для МОД приймаємо $K_a = 0,97$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці Z . Для МОД приймаємо $\zeta_z = 0,93$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці B . Для МОД приймаємо $\zeta_b = 0,95$.

Ступінь підвищення тиску в циліндрі λ . Приймаємо $\lambda = 1,3$ – для високо форсованих двигунів по робочому процесу.

Доля ходу поршня втраченого на продувку $\psi_{\text{п}}$. Приймаємо $\psi_{\text{п}} = 0,093$.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Приймаємо $\zeta = 0,98$.

Механічний ККД двигуна $\eta_{\text{м}} = 0,95$.

					КРБ.142.2227ст.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		15

Коефіцієнт тактності $z = 1$ для 2-х тактних двигунів;

Хімічний склад палива. В більшості випадків розрахунки ведуться на паливо середнього складу:

$C = 0,866$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,130$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірі;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню;

$W = 0$ кг – кількість води.

Розрахунок виконаний в середовищі MathCAD за програмою, яка була створена на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК. Алгоритм розрахунку приведений нижче на роздруківках програми.

					КРБ.142.2227ст.01.02.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2.2. Розрахунок робочого циклу

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 36120$
1.2 Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 104$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.103$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 313$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$P_k = 3.2$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.04$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.04$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.93$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.94$
1.10 Ступінь стиску	$\epsilon_{\text{сж}} = 15$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.3$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 5$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0.093$
1.14 Коефіцієнт скрутлення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.98$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.95$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.75$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ох.} = 0.004$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.96$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 800$
1.20 Масовий склад палива (кг/кг):	$C_{\text{сж}} = 0.866$ $H_{\text{сж}} = 0.13$ $S_{\text{сж}} = 0$ $O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 6$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.98$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 2.4$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 1$

1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.2$

1.27 Показник адіабати для повітря $k_B = 1.41$

1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.97$

1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.76$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot \Pi_k \quad P_k = 0.33$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 477.711$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 319.588$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 342.873$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.326$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.316$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_H) \quad \eta_H = 0.845$$

3. Розрахунок процесу стиску

3.1 Середня мольна ізорна теплоємність повітря, кДж/(моль*К)

$$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

3.2 Середня мольна ізорна теплоємність чистих продуктів згорання кДж/(моль*К)

$$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

3.3 Теплоємність суміші повітря та залишкових газів на ході стиску кДж/(моль*К)

$$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} - b_c \cdot T$$



$$b_c = 0.002519 \quad a_{vc} = 19.281$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.362$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 12.632$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 914.272$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.095$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0298$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0286$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.989$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.028$$

4.6 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z, кДж/(моль*К)

$$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$$

де $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0326$

$$L_0 = 0.495 \quad \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.066$$

$$a_{vz} = 19.82282$$

$$b_z = 0.00301$$

4.7 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b, кДж/(моль*К)

$$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$$

$$a_{vb} = 19.82848$$

$$b_b = 0.003017$$

					КРБ.142.2227ст.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		20

4.8 Максимальна температура згоряння, К
- знаходимо з наступного рівняння:



$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_{vz} + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_{vz} + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

звідки: $T_z = 1863.955$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 16.422$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

$$\rho = 1.613$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 9.301$$

5.3 Середній показник політропи розширення та температура в кінці процесу розширення, К. (знаходимо зі слідуючої системи рівнянь, методом послідовних наближень):

$$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$$



$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$$

$$n_2 = 1.289$$

$$T_b = 978.814$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

$$P_b = 0.927$$

					КРБ.142.2227ст.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		21

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

$$P'_i = 2.272$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$$

$$P_i = 2.019$$

6.3 Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$$

$$b_i = 0.169$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$$

$$\eta_i = 0.498$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 1.918$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

$$\eta_e = 0.473$$

7.3 Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$$

$$b_e = 0.1784$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$$

$$N_e = 36146.702$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$$

$$\Delta N = 0.074 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 58.722$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 60.513$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.313$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 767.45$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.122$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.644$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.375$$

8.7 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 3.216$$

8.8 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0.501 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.3. Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

Дані для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,362
Показник політропи розширення n_2	1,289
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	12,632
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	16,422
Ступінь попереднього розширення ρ	1,613
Ступінь стиснення ϵ	15

Таблиця 1

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	16,42	
1,00	12,63	16,42
1,61	6,59	16,42
2,28	4,11	10,50
2,95	2,89	7,54
3,62	2,19	5,79
4,29	1,74	4,65
4,96	1,43	3,86
5,63	1,20	3,28
6,30	1,03	2,84
6,97	0,90	2,49
7,64	0,79	2,21
8,31	0,71	1,99
8,98	0,64	1,80
9,65	0,58	1,64
10,31	0,53	1,50
10,98	0,48	1,39
11,65	0,45	1,28
12,32	0,41	1,19
12,99	0,38	1,12
13,66	0,36	1,05
14,33	0,34	0,98
15,00	0,32	0,93
15,00	0,32	0,32

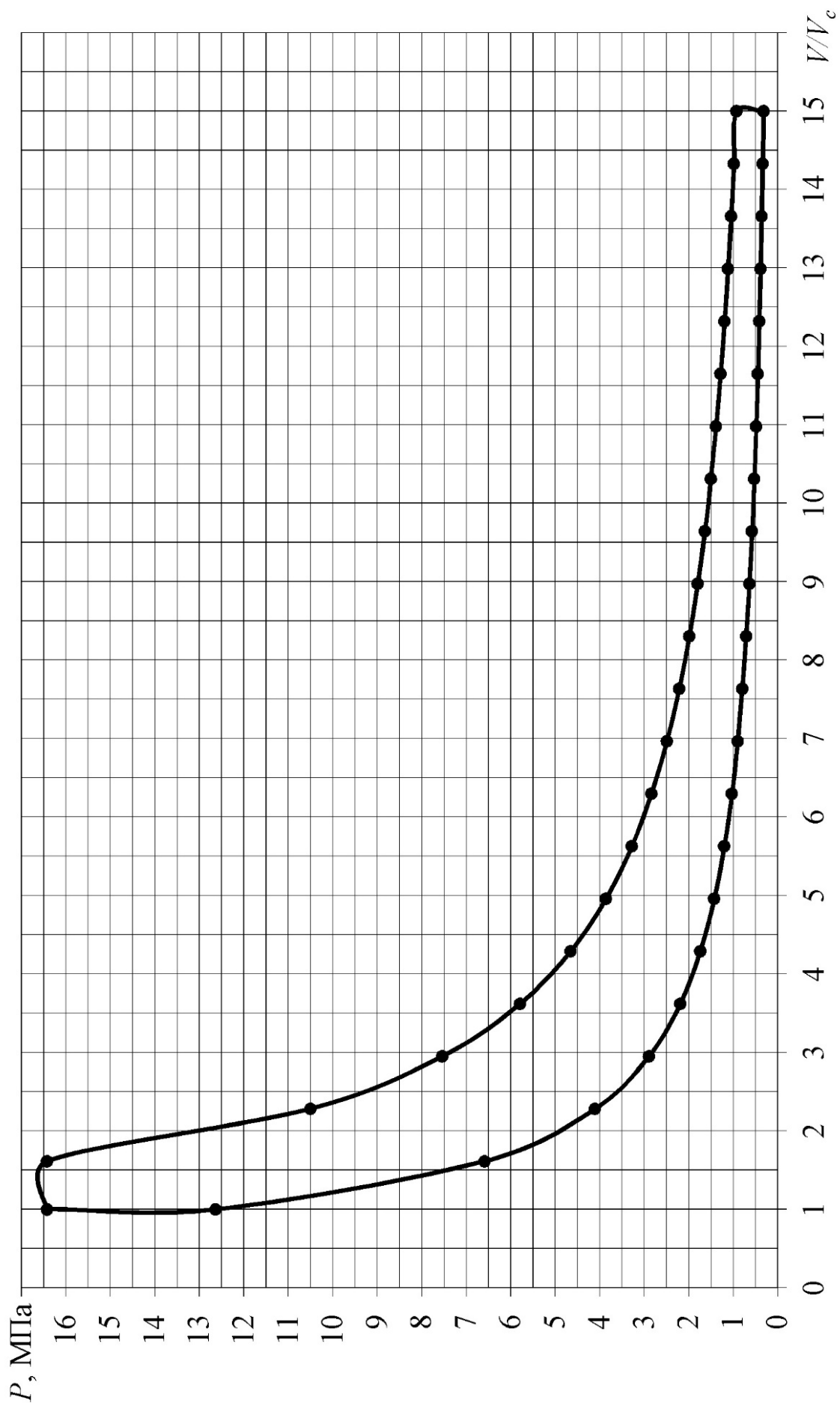


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу 6ДКРН 98/240

2.4. Висновок по розділу

В другому розділі був розрахований робочий процес двигуна та на основі цих розрахунків побудована теоретична індикаторна діаграма. Методика моделювання робочого циклу забезпечує достатню для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, який проходить в двигуні, описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Показник економічності двигуна (питома ефективна витрата пального) дорівнює 0,178 кг/(кВт·год). Можна зробити висновок, що за цим параметром двигун типу 6ДКРН 98/240 належить до двигунів з прогресивним показником економічності і має можливість конкурувати з іншими судновими двигунами приблизно такої ж потужності і розмірності.

					КРБ.142.2227ст.01.02.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3. Перевірочні розрахунки кінематики та динаміки двигуна

Динаміка ДВЗ – розділ механіки, в якому вивчається рух деталей кривошипно-шатунного механізму (КШМ) під дією тиску газу і сил інерції. Вона досліджує способи зменшення навантажень, що виникають при русі деталей КШМ; режими їх руху; урівноваження інерційних сил; кількість споживаної енергії і ККД механізмів; способи забезпечення заданого руху деталей. Надійність, довговічність і економічність сучасних двигунів внутрішнього згоряння залежить також від обраної схеми кривошипно-шатунного механізму, рівномірності ходу, врівноваженості, а також величини крутильних коливань колінчатих валів.

3.1. Кінематичний розрахунок КШМ

Кінематичний розрахунок кривошипно-шатунного механізму двигуна дозволяє визначити зміну шляху, швидкості, прискорення поршня в залежності від кута повороту кривошипа колінчастого валу.

Переміщення поршня визначається з виразу

$$S_{n\varphi} = R \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right],$$

де R – радіус кривошипа ($R = S_n / 2 = 2,4 / 2 = 1,2$), м;

λ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна, ($\lambda = R / l_{ш} = 0,34$), м.

Швидкість поршня – це похідна від шляху за часом. Отже, швидкість поршня дорівнює

$$C_{\varphi} = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right),$$

де ω – кутова швидкість кривошипа ($\omega = \pi \cdot n / 30 = 10,89$), рад/с.

Прискорення поршня є першою похідною швидкості поршня по часу

$$j_{\varphi} = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

На основі наведених формул визначимо зміну шляху, швидкості, прискорення поршня для різних значень кута повороту колінчастого валу двигуна. Результати розрахунку зведені в табл. 3.1.

Графічне представлення переміщення, швидкості і прискорення поршня представлені на рис. 3.1 – 3.3.

Таблиця 3.1. Результати кінематичного розрахунку

φ , град	$S_{n\varphi}$, м	C_{φ} , м/с	j_{φ} , м/с ²
0	0,0000	0,0000	176,31
15	0,0505	4,1313	166,90
30	0,1968	7,6695	140,20
45	0,4235	10,2758	100,54
60	0,7080	11,9289	54,03
75	1,0238	12,7973	7,25
90	1,3440	13,0624	-34,13
105	1,6449	12,7973	-66,35
120	1,9080	11,9289	-88,16
135	2,1205	10,2758	-100,54
150	2,2752	7,6695	-106,08
165	2,3688	4,1313	-107,79
180	2,4000	0,0000	-108,06
195	2,3688	-4,1313	-107,79
210	2,2752	-7,6695	-106,08
225	2,1205	-10,2758	-100,54
240	1,9080	-11,9289	-88,16
255	1,6449	-12,7973	-66,35
270	1,3440	-13,0624	-34,13
285	1,0238	-12,7973	7,25
300	0,7080	-11,9289	54,03
315	0,4235	-10,2758	100,54
330	0,1968	-7,6695	140,20
345	0,0505	-4,1313	166,90
360	0,0000	0,0000	176,31

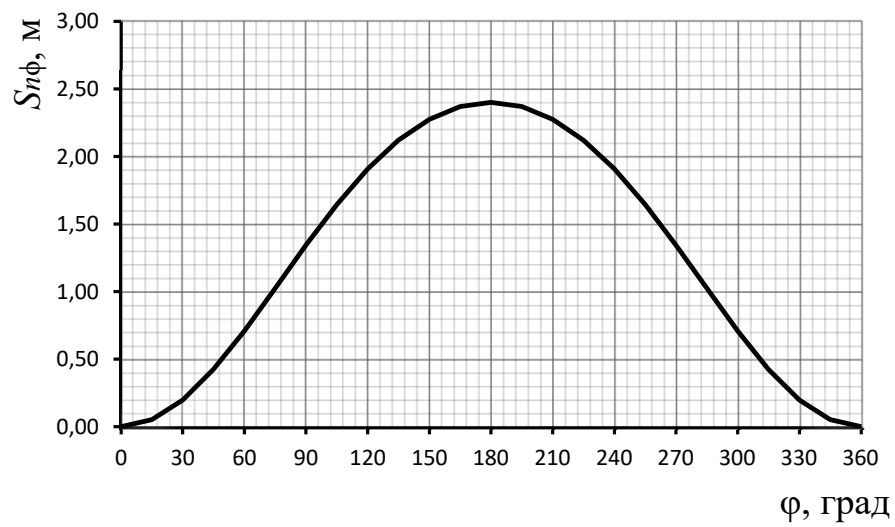


Рис. 3.1. Зміна переміщення поршня

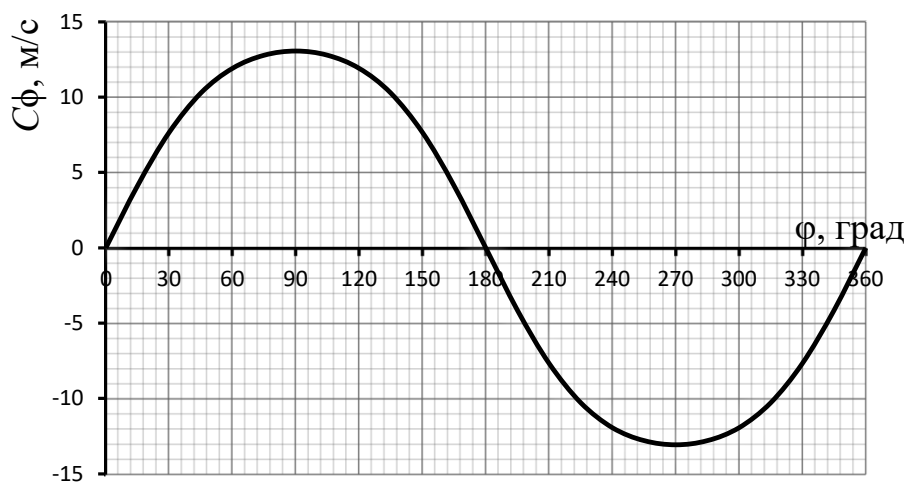


Рис. 3.2. Зміна швидкості поршня

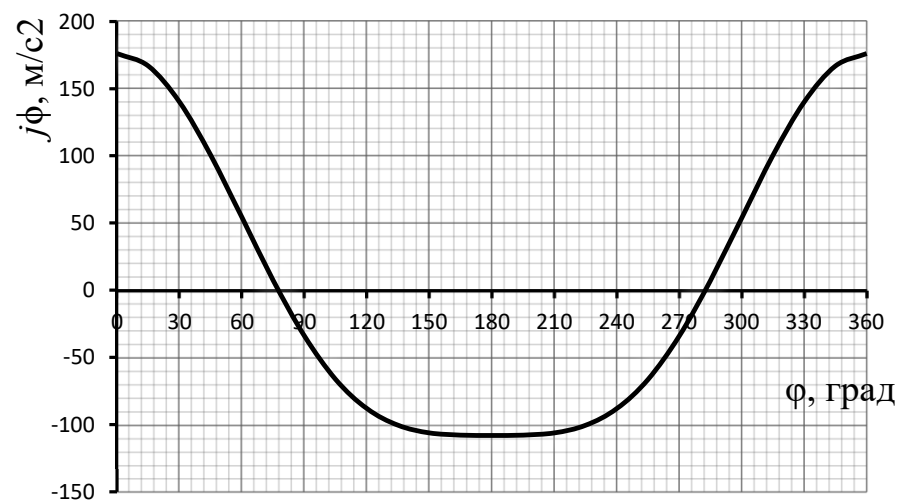


Рис. 3.3. Зміна прискорення поршня

Залежність ходу поршня від кута повороту колінчастого валу необхідна для визначення положення поршня в циліндрі, що важливо для оцінки поточного значення тиску на тактах стиску і розширення.

Значення швидкості поршня необхідно для розрахунку впускної системи. За середньої швидкості поршня визначають швидкість повітряного потоку в каналах впускної системи і втрати тиску в місцевих опорах, що необхідно для оцінки величини тиску свіжого заряду у кінці такту впуску.

Залежність прискорення поршня від кута повороту колінчастого валу необхідна для розрахунку сил інерції від поступально рухомих мас.

3.2. Вибір та обґрунтування вихідних даних для динамічного розрахунку

Таблиця 3.2. Вихідні данні для динамічного розрахунку

Величина	Значення
Крок розрахунку. Обертається в залежності від кута заклинки	$H = 15$ град.
Частота обертання колінчастого валу	$n = 104 \text{ хв}^{-1}$
Питома маса поступальних частин КШМ	$M_S = 409 \text{ кг/м}$
Радіус кривошипа. Половина ходу поршня	$R = 1,2 \text{ м}$
Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна	$\lambda_{\text{ш}} = 0,34$
Тиск сил тяжіння поступальних мас КШМ	$P_T = 0,101 \text{ МПа}$
Тиск на поршень з тильної сторони	$P_K = 0,326 \text{ МПа}$
Тиск кінця стиску (в точці c)	$P_C = 12,632 \text{ МПа}$
Максимальний тиск в циліндрі (в точці z)	$P_Z = 16,422 \text{ МПа}$
Степінь попереднього розширення	$P = 1,613 \text{ МПа}$
Показник політропи стиснення	$n_1 = 1,362$
Показник політропи розширення	$n_2 = 1,289$
Степінь стиску	$\varepsilon = 15$

Розрахунок виконаний на ПК за програмою, яка була створена на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК.

3.3. Побудова силової схеми КШМ

При роботі двигуна на КШМ діє сила тиску газів у циліндрі, сили інерції мас, що рухаються, сили ваги, сили тертя і сили корисного опору на колінчатому валу. Сили тертя в порівнянні з іншими силами невеликі і залежать від багатьох факторів, що не піддаються точному обліку (шорсткість поверхонь тертя, умови змащення, тепловий режим, зазори та ін.). Тому в динамічних розрахунках ними зневажають, а враховують механічний ККД двигуна. Сили ваги виникають у мало обертових двигунах. Визначають сили ваги по масах деталей з робочих креслень чи результатам зважування.

Результуючої всіх сил, що діють на поршень, є рушійна сила. Рушійна сила прикладена до центра приведення всіх мас механізму, що рухаються поступально. Для крейцкопфних двигунів крапкою приведення є центр головного підшипника.

У загальному випадку рушійна сила буде представляти алгебраїчну суму

$$P_{\text{ДВ}} = P_{\text{Г}} + P_{\text{С}} + P_{\text{ТР}} + P_{\text{ТП}} + P_{\text{В}}$$

де $P_{\text{Г}}$ – сила від тиску газів;

$P_{\text{С}}$ – сила інерції поступальних мас;

$P_{\text{В}}$ – сила ваги поступальних мас;

$P_{\text{ТП}}$ – сила тиску на поршень з тильної його сторони;

$P_{\text{ТР}}$ – сила тертя між втулкою і поршнем.

3.4. Розрахунок та побудова діаграми діючих сил

На рис. 3.4 представлена силова схема КШМ, де показання розкладання сил у центрі головного і центрі мотильового підшипників.

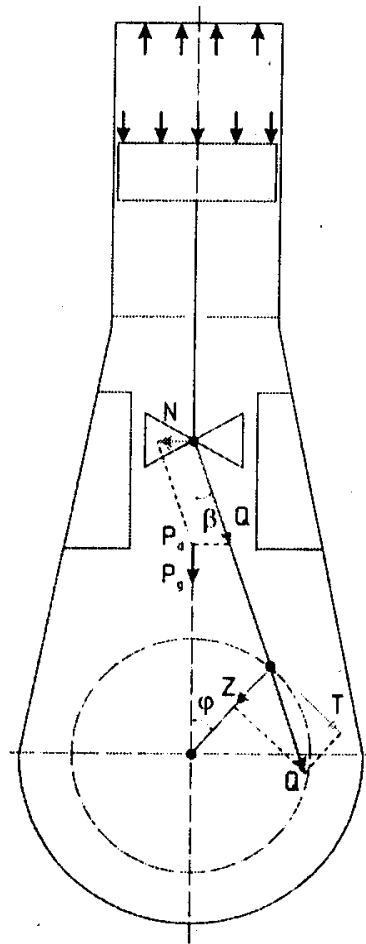


Рис. 3.4. Силовa схема КШМ

Найменування цих сил наступні:

N – нормальна сила, що діє перпендикулярно осі циліндра;

Q – сила, що діє уздовж осі шатуна;

Z – радіальна сила, що діє уздовж радіуса кривошипа;

T – дотична сила, що діє по дотичній до траєкторії центра мотильової шийки.

Розрахункові формули мають вид

$$N = P_{дв} \operatorname{tg}(\arcsin(\lambda \sin \varphi))$$

$$Q = \frac{P_{дв}}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

$$Z = \frac{P_{\text{дв}} \cos(\varphi + \arcsin(\lambda \sin \varphi))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

$$T = \frac{P_{\text{дв}} \sin(\varphi + \arcsin(\lambda \sin \varphi))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

Усі розрахункові формули, що приводяться, орієнтовані на машинний рахунок.

Розрахунок динаміки зроблений на ПК в середовищі Microsoft Office Excel. Результати розрахунку представлені в табл. 3.3.

За даними табл. 3.3 були побудовані діаграми P_r , P_j , $P_{\text{дв}}$, N , Z , T , які представлені на рис. 3.5 та 3.6.

Таблиця 3.3. Результати динамічного розрахунку

j°	P_r	P_j	$P_{\text{дв}}$	N	Z	T
0	0,1500	0,9566	1,1066	0,0000	-1,1066	0,0000
15	0,1500	0,9494	1,0994	-0,0598	-1,0775	-0,2268
30	0,1372	0,9216	1,0588	-0,1118	-0,9728	-0,4326
45	0,1502	0,8563	1,0064	-0,1511	-0,8185	-0,6048
60	0,1715	0,7326	0,9042	-0,1672	-0,5969	-0,6994
75	0,2061	0,5336	0,7397	-0,1532	-0,3395	-0,6749
90	0,2629	0,2543	0,5172	-0,1111	-0,1111	-0,5172
105	0,3603	-0,0932	0,2671	-0,0553	0,0157	-0,2723
120	0,5381	-0,4783	0,0598	-0,0111	0,0203	-0,0573
135	0,8864	-0,8563	0,0301	-0,0045	0,0181	-0,0245
150	1,5979	-1,1758	0,4220	-0,0446	0,3432	-0,2496
165	2,8626	-1,3899	1,4727	-0,0802	1,4018	-0,4586
180	5,7710	-1,4652	4,3058	0,0000	4,3058	0,0000
195	5,7710	-1,3899	4,3811	0,2385	4,1701	1,3643
210	4,7838	-1,1758	3,6080	0,3809	2,9341	2,1339
225	2,7054	-0,8563	1,8491	0,2777	1,1112	1,5039
240	1,6793	-0,4783	1,2010	0,2221	0,4081	1,1511
255	1,1478	-0,0932	1,0546	0,2185	0,0619	1,0752
270	0,8521	0,2543	1,1064	0,2377	-0,2377	1,1064
285	0,6774	0,5336	1,2111	0,2509	-0,5558	1,1049
300	0,5700	0,7326	1,3026	0,2409	-0,8599	1,0076
315	0,5029	0,8563	1,3592	0,2041	-1,1054	0,8168
330	0,4621	0,9216	1,3837	0,1461	-1,2713	0,5653
345	0,1470	0,9494	1,0964	0,0597	-1,0745	0,2261
360	0,1500	0,9566	1,1066	0,0000	-1,1066	0,0000

Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа.

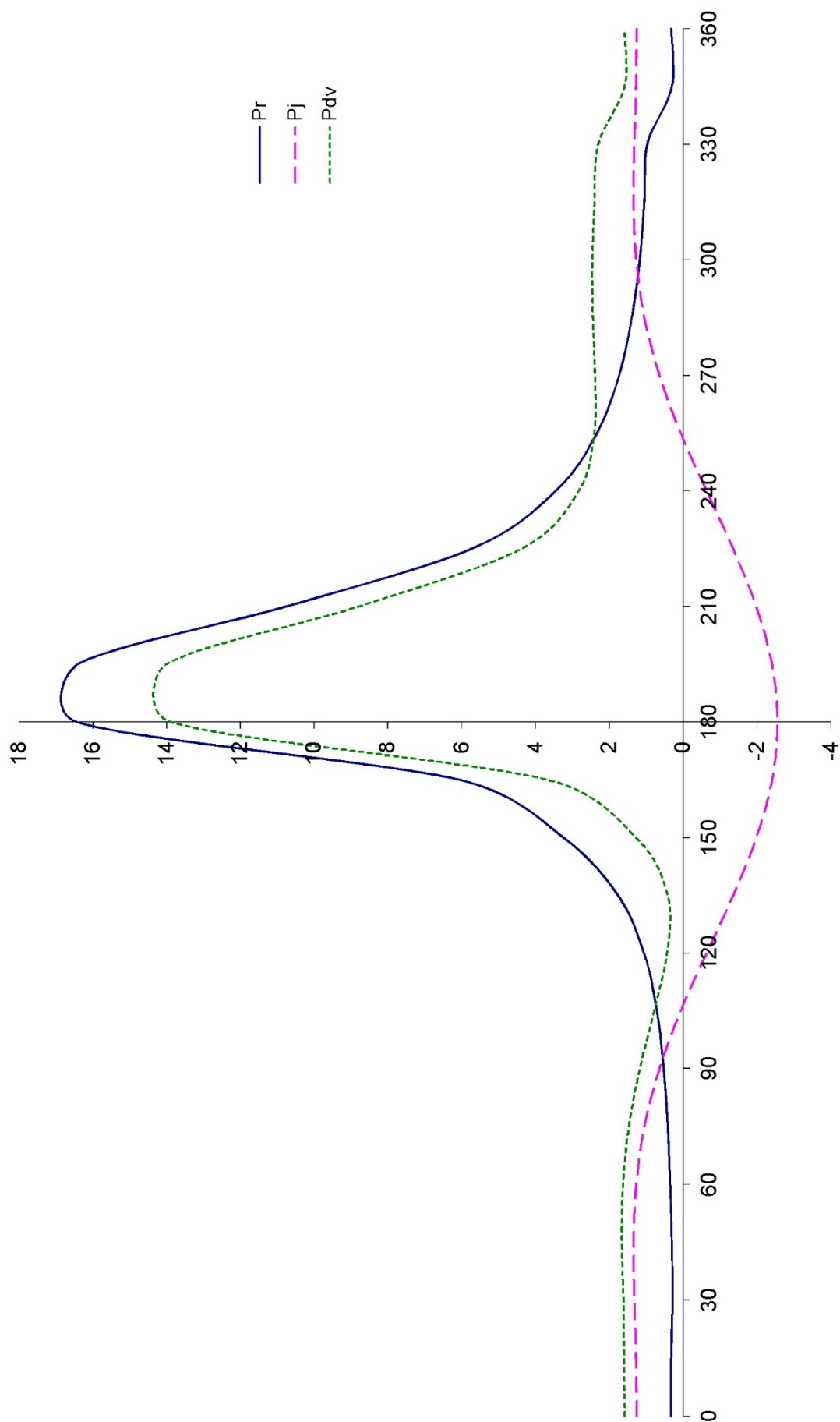


Рис. 3.5. Діаграми сил, що діють у КШМ

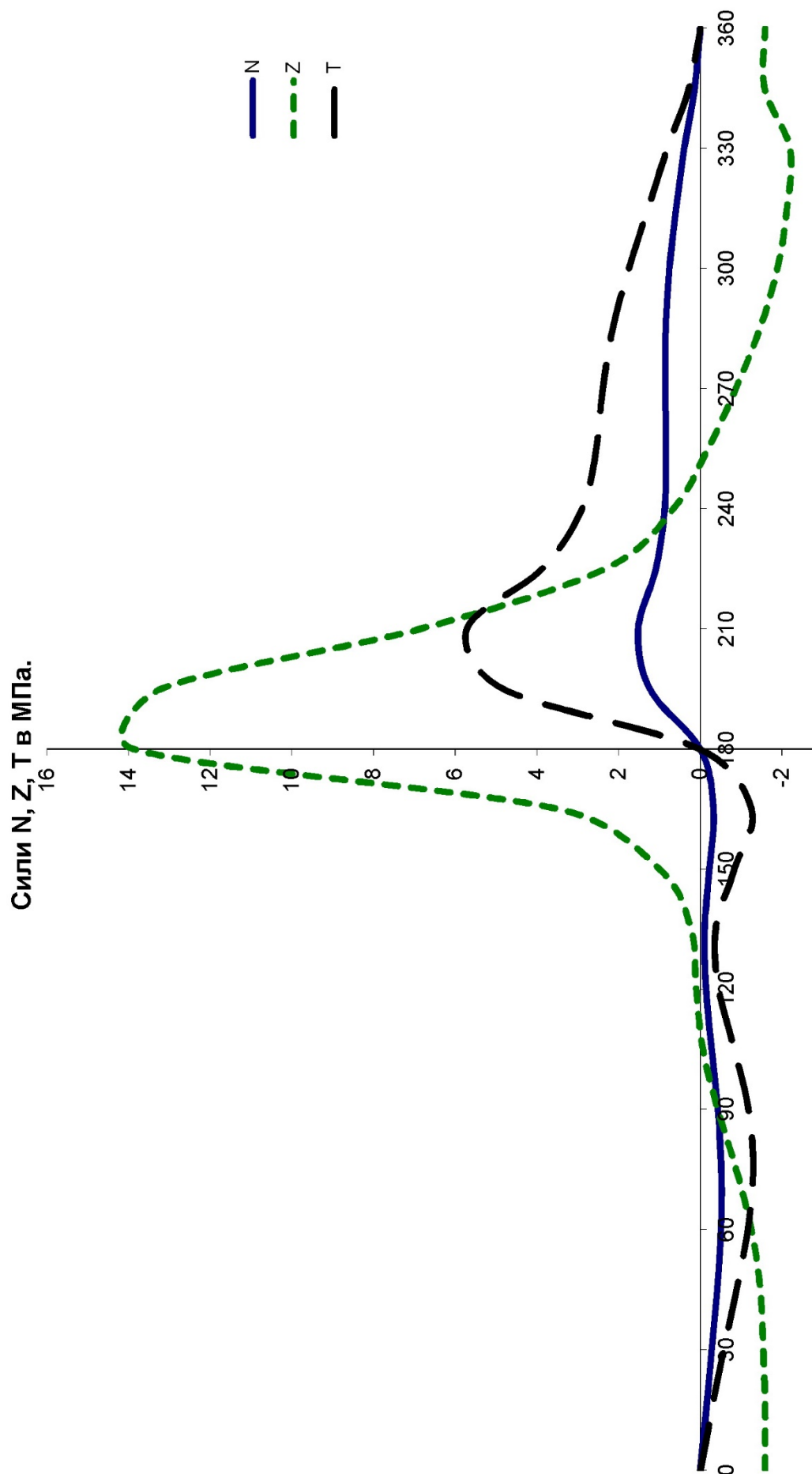


Рис. 3.6. Діаграми сил N, Z, T , що діють у КШМ

3.5. Побудова діаграми сумарних зусиль та визначення середнього обертового моменту

Діаграма сумарних дотичних сил є у деякому масштабі сумарний обертовий момент на вихідному фланці колінчастого валу дизеля.

Кут заклинки між кривошипами колінчастого валу є кутом на який перевіряється колінчастий вал між двома вершинами при роботі двигуна.

$$\alpha_{\text{закл}} = \frac{360}{z \cdot i}$$

де: $z = 1,0$ — коефіцієнт тактності;

$i = 6$ — число циліндрів.

$$\alpha_{\text{закл}} = \frac{360}{1,0 \cdot 6} = 60^\circ$$

Значення кожної ділянки заноситься у таблицю 4.10 у вигляді вертикальних стовбців у відповідності з порядком роботи циліндрів 1-5-3-4-2-6. після цього додаються по строкам значення дотичних сил усіх циліндрів, в останньому стовбці отримаємо значення сумарної дотичної сили.

На основі отриманих даних будується діаграма сумарної дотичної сили. Характер кривої сумарних дотичних сил залежить від тактності двигуна числа циліндрів та порядку їх роботи.

Таблиця 3.4. Розрахунок сумарних дотичних сил.

α° обертання колінчастого валу	Номер циліндра						ΣT , МПа
	1	2	3	4	5	6	
0	0.000	-2.111	0.383	5.064	2.693	1.386	7.334
10	-0.243	-2.003	-0.194	3.810	2.932	0.978	5.28
20	-0.505	-1.519	-1.108	2.587	2.924	0.618	2.997
30	-0.800	-0.821	-1.384	1.990	2.684	0.298	1.967
40	-1.135	-0.104	0.000	1.990	2.291	1.386	4.428
50	-1.497	-0.104	0.000	1.978	1.836	0.298	2.511
60	-1.847	0.377	2.830	2.305	2.693	0.000	6.358

Середнє значення сумарної дотичної ΣT_{cp} визначається за площиною під кривою сумарних тангенціальних сил $\Sigma T - f(a)$. Графічним методом визначили $\Sigma T_{cp} = 3,861 \text{ МПа}$.

3.6. Визначення погрішності розрахунку динаміки

Визначення погрішності розрахунку динаміки зводиться до порівняння величин, індикаторної потужності отриманої з діаграми сумарних дотичних сил та вихідної індикаторної потужності двигуна.

Розрахункова формула індикаторної потужності двигуна:

$$N_i' = \Sigma T_{cp} \cdot F_u \cdot R \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot 10^3$$

де: $\Sigma T_{cp} = 3,861 \text{ МПа}$ - середня сумарна дотична сила;

$F_u = \pi \cdot D_u^2 / 4$ – площа поперечного перерізу циліндра;

$R = 1,200$ – радіус кривошипу;

$n = 104 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертів колінчастого валу.

$$F_u = \frac{3,14 \cdot 0,98^2}{4} = 0,7539 \text{ м}^2$$

$$N_i' = 3,861 \cdot 0,7539 \cdot 1,2 \cdot \frac{3,14 \cdot 104}{30} \cdot 10^3 = 38022,14 \text{ кВт}$$

Дійсну індикаторну потужність визначаємо по формулі:

$$N_i = 13,1 \cdot P_i^I \cdot D_u^2 \cdot S \cdot n \cdot z \cdot i$$

де: $P_i^I = 2,272 \text{ МПа}$ — середній індикаторний тиск без урахування округлення індикаторної діаграми.

$$N_i = 13,1 \cdot 2,272 \cdot 0,98^2 \cdot 1,20 \cdot 104 \cdot 1 \cdot 6 = 38021,0 \text{ кВт}$$

Порівнюємо два результати потужності отримані різними методами та робимо висновок про правильність обчислення розрахунку динаміки.

$$\Delta = \left| \frac{N_i' - N_i}{N_i'} \right| \cdot 100\%$$

$$\Delta = \left| \frac{38021 - 38022,14}{38021} \right| \cdot 100\% = 0,003\%$$

Висновок: у нашому випадку Δ не перевищує 5%, відповідно розрахунок динаміки виконано вірно.

3.7. Визначення маси та діаметру маховика

Розрахунок маховика являє собою визначення махового моменту інерції, максимального діаметру обода маховика та його масу. Під маховим моментом маховика розуміють вигідну в практиці величину, яка дорівнює відношенню маси маховика на квадрат його зовнішнього діаметра (без ободу).

Визначення надлишкової роботи, яку виконує сумарний крутильний момент

Величину надлишкової роботи, яку виконує сумарний крутильний момент визначаємо за формулою:

$$L_{\text{изб}} = L'_{\text{изб}} \cdot \mu_T \cdot \mu_\alpha \cdot \frac{\pi}{180} \cdot F_\sigma \cdot R \cdot 10^6, \text{ кДж}$$

де: $L'_{\text{изб}}$ – площа згідно з надлишковою роботою, мм;

μ_T – масштаб діаграми сумарний та дотичних сил, МПа/мм;

μ_α – масштаб кута α , град/мм;

F_σ – площа циліндра, м²;

R – радіус кривошипа, м².

$$L_{\text{изб}} = 4364 \cdot 0,056 \cdot 0,25 \cdot (3,14 \cdot 180) \cdot 0,754 \cdot 1,20 \cdot 10^6 = 0,554 \text{ МДж};$$

Необхідне значення моменту інерції маховика:

$$I_A = \frac{91,2 \cdot L_{\text{изб}}}{\delta \cdot n^2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_D = 91,2 \cdot 554119 / 0,033 \cdot 91^2 = 184927,354 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

де: $\delta = 5\%$ – степінь нерівномірності оберту колінчатого валу приймаємо;

$n = 104 \text{ хв}^{-1}$ частота оберту колінчатого валу.

Враховуючи те, що механізм рухомості має момент інерції рівний половині потрібного, тоді необхідна величина моменту інерції маховика буде дорівнювати:

$$I_M = 0,5 \cdot I_A, \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

Таким чином:

$$I_M = 0,5 \cdot 184927,354 = 92463,677 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Діаметр ободу маховика визначається за формулою:

$$D_{M1} = \frac{60 \cdot [v]}{\pi \cdot n}, \text{ м};$$

де: $[v] = 60 \text{ м/с}$ – допустима лінійна швидкість на ободі маховика, м;

$$D_M = 60 \cdot 40 / 3,14 \cdot 104 = 8,4 \text{ м/с};$$

$$D_{M2} = 1,5 \cdot S;$$

$$D_{M2} = 1,5 \cdot 2,4 = 3,6 \text{ м};$$

Маховий момент маховика, кг:

$$M_M \cdot D_M^2 = 4 \cdot I_A;$$

звідки:

$$M_M = \frac{4 \cdot I_A}{D_M^2}$$

де D_M – діаметр маховика

$$M_M = 4 \cdot 92463,677 / 3,6^2 = 17555,200 \text{ кг}.$$

Визначення основних розмірів ободу маховика.

$$H = \sqrt{\frac{M_M}{\pi \cdot K_M \cdot D_M \cdot \rho}};$$

де M_M – маховий момент;

$$K_M = B/H;$$

D_m – діаметр ободу маховика;

ρ – щільність металу.

					КРБ.142.2227ст.01.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		40

$$H = \sqrt{\frac{17555,222}{3,14 \cdot 0,30 \cdot 3,6 \cdot 7800}} = 0,624 \text{ м}$$

Ширина маховика, м

$$B = 0,25 \cdot H,$$

$$B = 0,25 \cdot 0,624 = 0,156 \text{ м},$$

Маса ободу маховика:

$$M_M = \pi \cdot D_M \cdot B \cdot H \cdot \rho ;$$

де D_m – діаметр ободу маховика;

H – висота ободу;

B – ширина маховика;

ρ – щільність металу.

$$M_M = 3,14 \cdot 3,6 \cdot 0,156 \cdot 0,624 \cdot 7800 = 13335,072 \text{ кг};$$

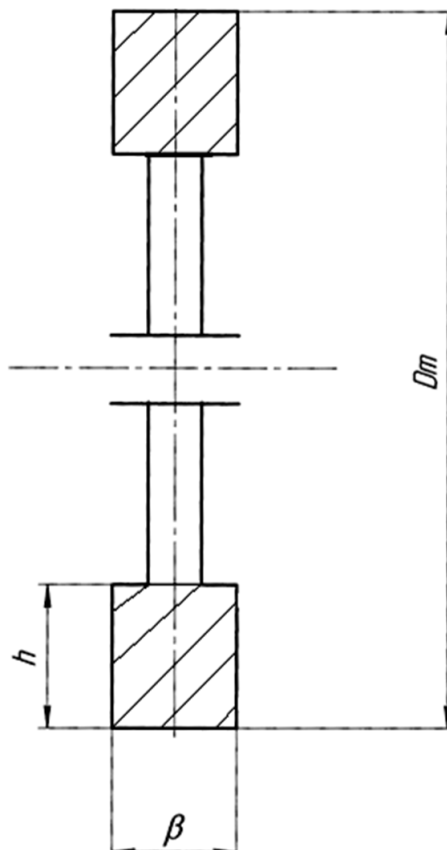


Рис. 3.7. Розрахункова схема маховика

3.8. Перевірка врівноваженості двигуна графічним методом і методом за силами інерції першого порядку

$$s = P^I_s + P^{II}_s$$

$$P^I_s = Ms \omega^2 R \cos \alpha$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30};$$

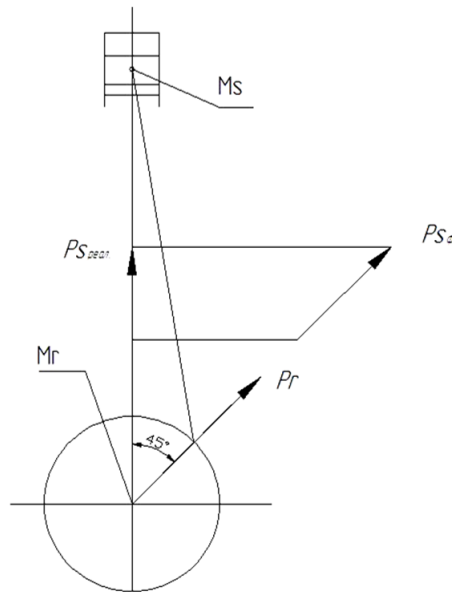


Рис. 3.8. Робота сил КШМ

За структурою модуль сили інерції I –го порядку, записується як відцентрова сила. В результаті

Отримаємо $P'_{sf} \cdot \cos \alpha$.

Для використання метода відцентрових сил, при перевірці врівноваженості ДВЗ за силами інерції I – го порядку, умовно переносимо цю силу до центру мотилевого підшипника. Відцентрова сила, що при цьому виникає, за формою запису є відцентровою. Але так як вона перенесена і не має проекції на горизонтальну вісь, така сила буде фіктивною. Саме це дає право на перевірку ДВЗ методом відцентрових сил.

Для двигунів в рівнокутним значенням заклинення поршнів, силовий многокутник відцентрових фіктивних сил завжди замикається, що й свідчить про врівноваженість двигуна (рис. 3.9, а).

Під час експлуатації двигуна можуть виникнути будь-які аварійні ситуації. Тому пропонується симулювати ситуацію, коли вийшли з ладу поршень і шток, та повністю демонтовані. Але до колінчастого валу все ще під'єднанні крейцкопф та шатун (рис. 3.9, б).

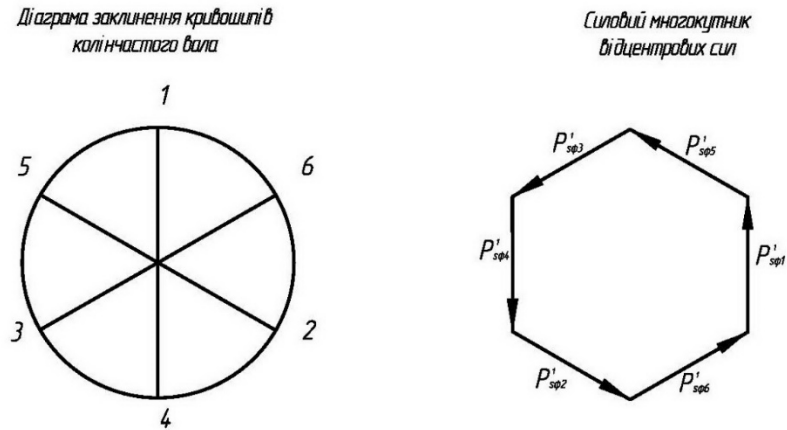


Рис. 3.9, а: Діаграма силового багатокутника відцентрових сил штатного двигуна

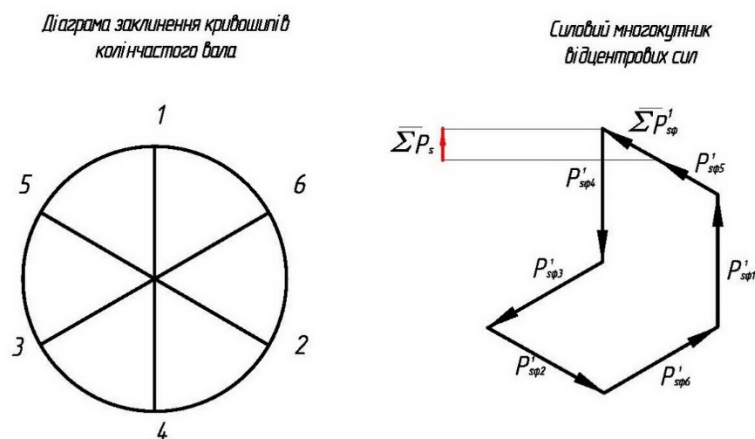


Рис. 3.9, б: Діаграма силового багатокутника відцентрових сил з демонтованим поршнем та штоком

3.9. Висновок по розділу

В даному розділі було розраховано кінематику і динаміку двигуна типу 6ДКРН 98/240, а саме сили які діють на деталі КШМ та побудовані діаграми дії цих сил та діаграми кінематики.

Представлені вище розрахунки по визначенню зусиль, що діють в кривошипно-шатунному механізмі під час роботи двигуна дають змогу вважати, що отримані значення діючих зусиль знаходяться в припустимих межах та повинні забезпечити надійну роботу двигуна протягом часу експлуатації.

4. Розрахунок турбокомпресора для двигуна типу 6ДКРН 98/240

Розділ включає етап вибору турбокомпресора (ТК) для точки L_1 поля робочих параметрів двигуна, яка визначає максимальну тривалу (номінальну) потужність N_e .

Оскільки газодинамічні процеси, які відбуваються у циліндрах дизеля, у турбіні і компресорі, взаємозалежні, МОД розглядається як єдина система, як комбінований двигун.

Основні дані, які необхідні для розрахунку, наводяться у попередніх розділах. На підставі розрахунків сумісної роботи дизеля і прийнятого турбокомпресора визначаються геометричні та енергетичні характеристики компресора і турбіни.

4.1. Визначення основних характеристик та параметрів компресора

Для розрахунку системи повітропостачання та її агрегатів необхідно визначити витрати повітря двигуном. Цей параметр разом із ступенем підвищення тиску повітря у компресорі є основними розрахунковими параметрами необхідними для вибору турбокомпресора.

Витрати повітря через компресор G_k , кг/с, які необхідні для наповнення і продувки двигуна, знаходяться згідно відомих умов визначення витрат повітря для згоряння заданої кількості палива і обчислюються за формулою:

$$G_k = \frac{g_e \cdot N_e \cdot L_0 \cdot \alpha \cdot \varphi_a}{3600}$$

де L_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива (для палива середнього складу $L_0 = 14,3$);

α – коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива;

φ_a – коефіцієнт продувки (двотактних – $\varphi_a = 1,25$)

$$G_k = \frac{0,1784 \cdot 36120 \cdot 14,3 \cdot 2,2 \cdot 1,04}{3600} = 58,56 \text{ кг/с}$$

Об'ємні витрати повітря через компресор, м³/с, обчислюються за формулою:

$$Q_k = \frac{G_k}{\rho_n}$$

де $\rho_n = 1,202 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря на вході компресора (при температурі ISO).

$$Q_k = \frac{58,56}{1,202} = 48,7 \text{ м}^3/\text{с}$$

Іншою важливою характеристикою компресора є ступінь підвищення тиску:

$$P_k = \frac{P_k}{P_0}$$

де P_k – тиск повітря після компресора, МПа;

$P_0 = 0,101 \text{ МПа}$ – тиск навколишнього середовища (ISO).

Тиск в повітряному ресивері визначається в розділі 2.

Далі за формулою обчислюється ступінь підвищення тиску:

$$P_k = \frac{0,33}{0,103} = 3,2.$$

4.2. Обґрунтування вибору турбокомпресора

Типорозмір турбокомпресора визначається потрібними об'ємними витратами повітря на двигун, прийнятою кількістю турбонагнітачів і ступенем підвищення тиску у компресорі, тобто форсуванням двигуна.

На підставі значень P_k та G_k (або Q_k) знаходиться точка у полі витрат (рис. 4.1, точка А). За основу типорозмірів турбокомпресорів, як відомо, обирають діаметр колеса компресора. Визначення типорозміру складається з букв та цифр. Букви ТСА означають, що турбокомпресор має осьову турбіну. Цифри визначають величину зовнішнього діаметра колеса компресора (D_k) у сантиметрах (значення приблизне, $\pm 6\%$). Діаметри коліс турбіни та компресора мають приблизно однаковий розмір. Якщо точка одночасно знаходиться у межах двох фігур, то допустиме застосування обох типорозмірів. При виборі одного з двох можливих ураховують особливості двигуна, для якого підбирають

					КРБ.142.2227ст.01.04.ПЗ	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ТК, а також можливості реалізації обраного типорозміру з найкращими результатами в умовах можливих обмежень.

Максимальні об'ємні видатки сучасних ТК обмежені значеннями $Q_k = 50 \dots 60 \text{ м}^3/\text{с}$. Таким чином, для забезпечення повітрям двигуна 6ДКРН 98/240 мінімальна необхідна кількість ТК повинна бути не менша 2-х, а об'ємні витрати кожного з компресорів повинні складати:

$$Q_{k1} = \frac{Q_k}{2} = \frac{48,7}{2} = 24,35 \text{ м}^3/\text{с}$$

По знайденим значенням ступеня підвищення тиску Π_k і об'ємної витрати компресора ($Q_k = 24,35 \text{ м}^3/\text{с}$), на полі робочих характеристик компресорів ТК серії ТСА знаходимо відповідну точку і визначаємо марку ТК. У даному випадку, це ТК марки ТСА77 (рис 4.2).

Технічні характеристики ТК ТСА77 для двотактних двигунів зведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1. Технічні характеристики турбокомпресора ТСА88

Параметр	Значення
Максимальна потужність	27 200 кВт
Максимальний ККД ТК	0,73
Максимальна частота обертання	14200 об/хв. $^{-1}$
Маса	9250 кг
Довжина	3205 мм
Висота	2367 мм
Ширина	2012 мм

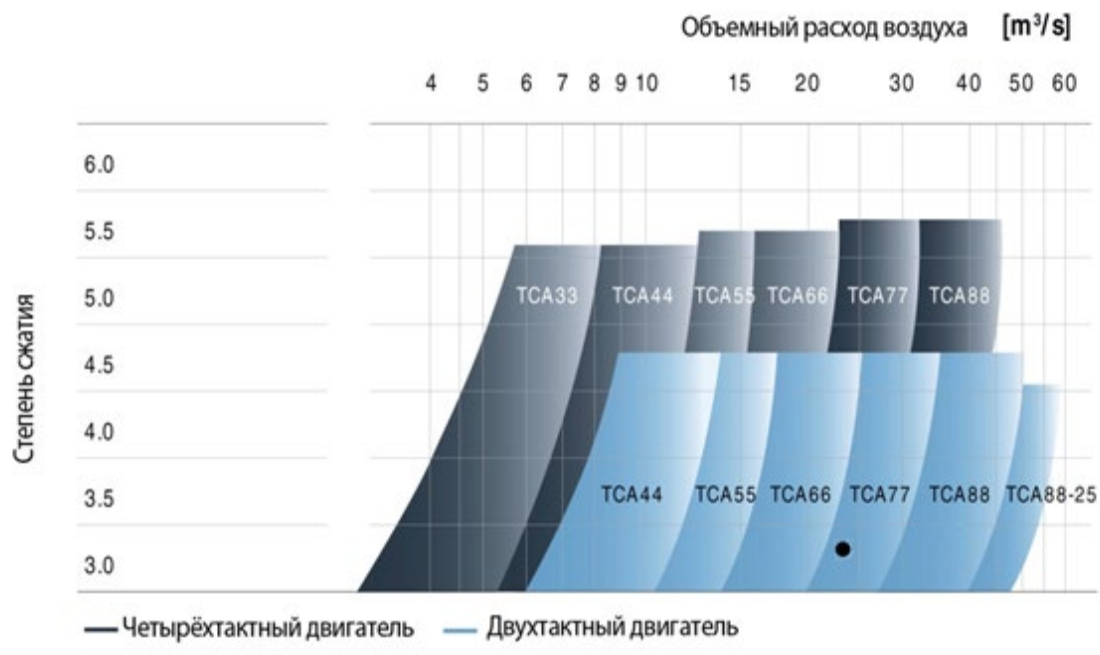


Рис. 4.1. Поле рабочих характеристик турбокомпрессоров ($P_K - Q_{K1}$) типа ТСА

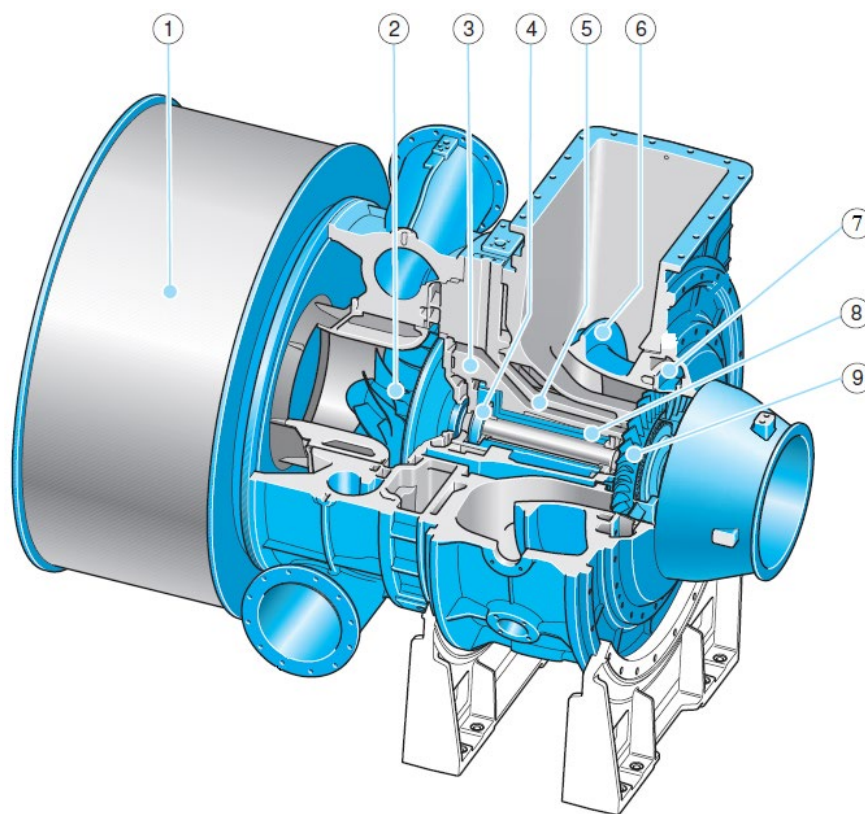


Рис. 4.2. Турбокомпрессор типа ТСА77

1 – глушник; 2 – компрессорное колесо; 3 – несучий корпус; 4 – опорно –упорный подшипник; 5 – удерживающая воздушная система; 6 – верхняя крышка выпускного диффузора; 7 – кольцо сопла; 8 – опорный подшипник; 9 – лопатки турбины

4.3. Розрахунок проточної частини компресора

Розрахунок турбокомпресора виконуємо в табличній формі і приводимо як роздруківку готової програми.

4.3.1 Вхідні розрахункові параметри

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Числові значення
1	Витрата (Розхід)	G , кг/с	Згідно розрахунку	24,35
2	Ступінь підвищення тиску	Π_k	Згідно розрахунку	3,2
3	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	Приймається	300
4	Температура після злушника	T_a , К	$T_a = T_0$	300
5	Тиск навколишнього середовища	P_0 , Па	Приймається	1000000
6	Тиск після злушника	P_a , Па	$P_0 - \Delta P_a$	99000
7	Діаметр колеса на вході	D_2 , м		0,770
8	Діаметр маточини колеса	D_0 , м	$(0,22 \dots 0,35) D_2$	0,238
9	Діаметр на виході з БЛД	D_3 , м	$(1,1 \dots 1,2) D_2$	1,056
10	Діаметр на виході з лопатного дифузора	D_4 , м	$(1,6 \dots 1,8) D_2$	1,320
11	Товщина лопаток на вході у колесо	δ_1 , м	0,3 ... 2 мм	0,001
12	Число лопаток колеса	Z_k	12 ... 23	20
13	Число лопаток дифузора	z_d	$z_d > Z_k$; $z_d = 17, 19, 23 \dots$	25
14	Товщина лопаток дифузора:			
	на вході на виході	δ_3 , м δ_4 , м	0,5 ... 8,0 мм 0,3 ... 2,0 мм	0,005 0,002
15	Коефіцієнт напору компресора	H_k	Приймається	1,5
16	Показник політропи на ділянці 0–1	n_1	1,35 ... 1,39	1,39
17	Політропний ККД на ділянці 1–2 (робоче колесо)	η_2	0,83 ... 0,92	0,92
18	Політропний ККД на ділянці 2–3 (щілинний або без лопатний дифузор)	η_3	0,6 ... 0,8	0,80
19	Коефіцієнт тертя у без лопатному дифузорі (БЛД)	$\lambda_{БЛД}$	0,075 ... 0,01	0,01
20	Політропний ККД на ділянці 3–4 (лопатний дифузор)	η_4	0,7 ... 0,85	0,85
21	Коефіцієнт дискових витрат	$\alpha_{ТВ}$	0,04 ... 0,08	0,04

22	Коефіцієнт втрат на ділянці 4-5 (за- витка)	ζ_5	0,2 ... 0,4	0,20
23	Коефіцієнт розходу ступеня компре- сора	ζ_m	0,2 ... 0,35	0,25
24	Коефіцієнт розходу робочого колеса	φ_{2r}	0,16 ... 0,22	0,20
25	Коефіцієнт відставання швидкості у лопатному дифузори	k_α	1,05 ... 1,07	1,05
26	Коефіцієнт зміни абсолютної швидко- сті у компресорі	A	0,5 ... 1,0	0,77
27	Кут атаки вхідної кромки ОСА	Π_+ , град	1 ... 10	1,0
28	Різниця кутів входу і виходу у лопа- тному дифузори	$\Delta\alpha$, град	12 ... 18	12,0
29	Кут атаки вхідної кромки лопатки ЛД	Π_+ , град	0 ... 5	1,0
30	Швидкість повітря перед фільтром	c_a , м/с	Приймається	30,0
31	Кут відхилення стінки ЛД	δ_m , град	Приймається	2,0

4.3.2 Попереднє визначення колової швидкості U_2

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Резуль- тат
1	Коефіцієнт на- пору	$\bar{H}_K$	[Мошенцев]	1,5	1,5
2	Аддіабатна ро- бота стиску в компресорі	L_{ad} , Дж/кг	$1004,5T_0(r_K^{0,286} - 1)$	$L_{ad} = 1004,5 \cdot 300(3,2^{0,286} - 1)$	124695,7
3	Колова швид- кість на діаме- три D_2	U_2 , м/с	$\sqrt{\frac{2L_{ad}}{\bar{H}_K}}$	$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 124695,786}{1,5}}$	407,750

4.3.3 Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Резуль- тат
1	Швидкість пе- ред колесом	c_1 , м/с	$\bar{c}_m U_2$	$c_1 = 0,25 \cdot 407,75$	101,938

2	Температура повітря перед колесом	T_1, K	$T_a - \frac{c_1^2 - c_a^2}{2C_p}$	$T_1 = 300 - \frac{101,938^2 - 30^2}{2010}$	295,278
3	Тиск перед колесом	P_1, Pa	$P_a \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n}{n-1}}$	$P_1 = 99 \cdot 10^3 \left(\frac{295,278}{300} \right)^{3,56}$	93557,5
4	Густина повітря перед колесом	$\rho_1, kg/m^3$	$\frac{P_1}{RT_1}$	$\rho_1 = \frac{93557,509}{287,2 \cdot 295,278}$	1,104
5	Площа на вході у колесо	f_1, m^2	$\frac{G}{\rho_1 c_1}$	$f_1 = \frac{44,26}{11,104 \cdot 101,938}$	0,0393
6	Зовнішній діаметр колеса на вході	D_H, m	$\sqrt{\frac{4f_1}{\pi} + D_0^2}$	$D_H = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0393 + 0,238^2}{3,14}}$	0,327
7	Середній квадратичний діаметр на вході в колесо	D_1, m	$\sqrt{\frac{D_H^2 + D_0^2}{2}}$	$D_1 = \sqrt{\frac{0,327^2 + 0,238^2}{2}}$	0,286

4.3.4 Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Коефіцієнт циркуляції	μ	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{Z_K \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{20 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,286}{0,77} \right)^2 \right]}}$	0,895
2	Кут входу потоку в колесо на діаметрі D_1	B_{11} град	$arctg \left(\frac{c_1 D_2}{u_2 D_1} \right)$	$arctg \left(\frac{101,938 \cdot 0,77}{407,750 \cdot 0,286} \right)$	37,6
3	Кут установки лопатки на діаметрі D_1	β_{1n} град	$\beta_{11} + i_1$	33,765+1	38,6
4	Коефіцієнт захарщення на вході у робоче колесо	τ_1 , град	$1 - \frac{\delta_1 Z_K}{\pi D_1 \sin \beta_{1n}}$	$\tau_1 = 1 - \frac{0,001 \cdot 20}{3,14 \cdot 0,286 \cdot 0,62}$	0,964

5	Швидкість повітря на вході з урахуванням захаращення лопатками ОСА	c'_1 , м/с	$\frac{c_1}{\tau_1}$	$c'_1 = \frac{101,938}{0,964}$	105,7
6	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення на діаметрі D1	β'_{11} , град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_1}\right)$	$\beta'_{11} = \arctg\left(\frac{105,745}{407,750} \cdot \frac{0,77}{0,286}\right)$	38,589
7	Кут входу потоку на діаметрі Dн	$\beta_{1н}$, град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_н}\right)$	$\beta_{1н} = \arctg\left(\frac{105,745}{407,750} \cdot \frac{0,77}{0,327}\right)$	34,912
8	Відносна швидкість потоку на діаметрі Dн	$w'_н$, м/с	$\frac{c'_1}{\sin \beta_{1н}}$	$w'_н = \frac{105,745}{\sin 34,912}$	184,7
9	Число λ_w на діаметрі Dн	λ_{hw}	$\frac{w'_н}{18,3\sqrt{T_a}}$	$\lambda_{hw} = \frac{184,766}{18,3\sqrt{300}}$	0,583
10	Температура повітря за колесом	T_2 , К	$T_1 + \frac{U_2^2}{2C_p}$ $\left[\frac{2(\mu + \alpha_{mb})}{-\mu^2 - \phi_{2r}^2 + \bar{c}_m^2} \right]$	$295,278 + \frac{407,75^2}{2010} \cdot \left[\frac{2(0,895 + 0,04)}{-0,895^2 - 0,2^2 + 0,25} \right]$	385,5
11	Визначення комплексу	$\frac{n_2}{n_2 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_2$	$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,92$	3,22
12	Тиск за колесом	P_2 , Па	$P_1 \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	$93557,509 \cdot \left(\frac{385,561}{295,278}\right)^{3,22}$	220878
13	Густина повітря	ρ_2 , кг/м ³	$\frac{P_2}{287,2 \cdot T_2}$	$\rho_2 = \frac{220878,942}{287,2 \cdot 385,561}$	2,003
14	Проекція абсолютної швидкості c2 на колову	c_{2u} , м/с	μU_2	$c_{2u} = 0,895 \cdot 407,75$	364,93
15	Меридіональна складова абсолютної швидкості	c_{2r} , м/с	$\phi_{2r} U_2$	$c_{2r} = 0,2 \cdot 407,75$	81,55
16	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса	c_2 , м/с	$\sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2}$	$c_2 = \sqrt{81,55^2 + 364,936^2}$	373,93
17	Число Маха для швидкості c2	M_{c_2}	$c_2 / \sqrt{kRT_2}$	$M_{c_2} = \frac{373,937}{\sqrt{1,4 \cdot 287,2 \cdot 385,561}}$	0,95

18	Кут потоку на виході з колеса	α_2 , град	$\arctg\left(\frac{c_{2r}}{c_{2u}}\right)$	$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{81,550}{364,936}\right)$	12,597
19	Ширина колеса на виході	b_2 , м	$\frac{G}{\pi \rho_2 c_{2r} D_2}$	$b_2 = \frac{44,26}{3,14 \cdot 2,003 \cdot 81,55 \cdot 0,77}$	0,098

4.3.5 Розрахунок та конструювання безлопатного дифузора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Швидкість на виході з БЛД у першому наближенні	$c_3^{(1)}$, м/с	$c_2 \frac{D_2}{D_3}$	$c_3^{(1)} = 373,937 \cdot \frac{0,77}{1,056}$	311,61
2	Температура повітря за БЛД	$T_3(1)$, К	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3(1) = 385,561 + \frac{373,937^2 - 311,614^2}{2010}$	406,81
3	Комплекс показника політропи у БЛД	k_{n_3}	$\frac{n_3}{n_3 - 1}$ $= \frac{k}{k - 1} n_3$	$k_{n_3} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,8$	2,8
4	Показник політропи у БЛД	n_3	$\frac{k_{n_3}}{k_{n_3} - 1}$	$n_3 = \frac{2,8}{2,8 - 1}$	1,56
5	Тиск за БЛД	P_3 , Па	$P_2 \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}$	$P_3 = 220878,942 \cdot \left(\frac{406,818}{385,561}\right)^{2,31}$	256496
6	Густина повітря за БЛД	ρ_3 , кг/м³	$\frac{P_3}{287 T_3}$	$\rho_3 = \frac{256496,315}{287,2 \cdot 406,8181}$	2,197
7	Ширина БЛД на виході	b_3 , м	$b_2 \cdot 0,77$	$b_3 = 0,098 \cdot 0,77$	0,075

8	Кут виходу потоку з Б/Д	α_3 , град	$\arctg \left[\frac{b_2 \rho_2}{b_3 \rho_3} \{tg \alpha_2 + \sqrt{1 + tg^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{Б/Д}}{b_3} (R_3 - R_2) \right] \times \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \frac{M_{c_2}^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right]$	$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{0,098 \cdot \frac{2,003}{0,075}}{\{tg 12,597 + \sqrt{1 + tg^2 112,597} \cdot \frac{0,01}{0,075} (0,528 - 0,385) \cdot 0,166 \cdot \left[1 + \frac{1,4-1}{1,56-1} \cdot \frac{0,95^2}{2} \right] \}} \right]$	15,712
9	Швидкість потоку на виході з Б/Д	$c_3(2)$, м/с	$\frac{G}{\pi D_3 b_3 \sin \alpha_3 \rho_3}$	$c_3(2) = \frac{44,26}{3,14 \cdot 1,056 \cdot 0,075 \cdot 0,22 \cdot 2,197}$	299,14
10	Температура повітря за дифузором	$T_3(2)$, К	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3(2) = 385,561 + \frac{373,937^2 - 311,614^2}{2010}$	410,6
11	Визначення числа Маха	M_{c_3}	$M_{c_3} = \frac{c_3}{\sqrt{kRT_3}}$	$M_{c_3} = \frac{299,140}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 410,608}}$	0,736

4.3.6 Розрахунок та конструювання лопатного дифузора компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Кут установки лопатки ЛД на вході	$\alpha_{3л}$, град	$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3$	$\alpha_{3л} = 15,712 + 1$	16,712
2	Кут установки лопатки ЛД на виході	$\alpha_{4л}$, град	$\alpha_{3л} + \Delta \alpha$	$\alpha_{4л} = 16,712 + 12$	28,712
3	Середній кут установки лопатки	$\alpha_{ср}$, град	$(\alpha_{3л} + \alpha_{4л})/2$	$\alpha_{ср} = (16,712 + 28,712)/2$	22,712
4	Кут потоку на виході з ЛД	α_4 , град	$\arcsin \frac{\sin \alpha_{4л}}{k_\alpha}$	$\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin 28,712}{1,05}$	27,22
5	Коефіцієнт захарашчення на вході з ЛД	τ_3	$1 - \frac{z_{л} \delta_3}{\pi D_3 \sin \alpha_{3л}}$	$\tau_3 = 1 - \frac{20 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 1,056 \cdot \sin 16,712}$	0,869

6	Коефіцієнт захаращення на виході з ЛД	τ_4	$1 - \frac{z_{\text{Л}} \delta_4}{\pi D_4 \sin \alpha_{4\text{Л}}}$	$\tau_4 = 1 - \frac{20 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 1,32 \cdot \sin 28,712}$	0,975
7	Ширина дифузора на виході	b_4 , м	$b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \operatorname{tg} \delta_m$	$b_4 = 0,075 + \frac{1,32 - 1,056}{2} \operatorname{tg} 2$	0,08
8	Дифузорність	f	$\frac{D_4 b_4 \tau_4 k_\alpha \sin \alpha_4}{D_3 b_3 \sin \alpha_3}$	$f = \frac{1,32 \cdot 0,08 \cdot 0,975 \cdot 0,46}{1,056 \cdot 0,075 \cdot 0,27}$	2,306
9	Кут розкриття Еквівалентного дифузора	δ , град	$2 \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_3}{D_3 z_{\text{Л}}}} \times \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \right)$	$\delta = 2 \arctg \left(\sqrt{\frac{0,075 \cdot 0,869 \cdot 0,29}{1,056 \cdot 20}} \times \frac{\sqrt{2,306-1}}{\frac{1,32}{1,056} - 1} \right)$	10,746

4.3.7 Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результати
1	Комплекси показника політропи в ЛД	k_{n_4}, k_{2n_4}	$k_{n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1}$ $k_{2n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1}{n_4 - 1}$	$k_{n_4} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,85$ $k_{n_4} = \frac{1}{1,5 - 1}$	$k_{n_4} = 2,975$ $k_{2n_4} = 2$
2	Температура повітря на виході з ЛД (перше наближення)	$T_4^{(1)}$, К	$T_4 = T_3$	$410,608 = 410,608$	410,6
3	Швидкість повітря на виході з ЛД	c_4 , м/с	$c_3 \frac{b_3 D_3 \sin \alpha_3}{b_4 D_4 \sin \alpha_4} \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4}}$	$c_4 = 299,14 \cdot \frac{0,075 \cdot 1,056 \cdot 0,27}{0,08 \cdot 1,32 \cdot 0,46} \cdot \left(\frac{410,608}{410,608} \right)^2$	132,79
4	Температура повітря на виході з ЛД	$T_4^{(2)}$, К	$T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2010}$	$T_4^{(2)} = 410,608 +$	446,35

				$\frac{299,140^2 - 132,79^2}{2010}$	
5	Тиск повітря за ЛД	$P_4, \text{Па}$	$P_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4-1}}$	$P_4 = 2,56 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{446,355}{410,608} \right)^2$	310001,506
6	Радіус дуги середньої лінії лопатки	$R_{\text{л}}, \text{м}$	$\frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{4\text{л}} - D_3 \cos \alpha_{3\text{л}})}$	$\frac{1,32^2 - 1,056^2}{4(1,32 \cdot 0,88 - 1,056 \cdot 0,88)}$	1,072
7	Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток	$R_{\text{ц}}, \text{м}$	$\sqrt{R_{\text{л}}^2 + R_3^2 - D_3 R_{\text{л}} \cos \alpha_{3\text{л}}}$	$\sqrt{11,072^2 + 0,528^2 - 1,056 \cdot 11,072 \cdot 0,88}$	0,586
8	Швидкість повітря на виході з компресора	$C_5, \text{м/с}$	$c_1 A$	$C_5 = 151,848 \cdot 0,77$	78,49
9	ККД завитки	η_5	$1 - \frac{\xi_5 c_4^2}{c_4^2 - c_5^2}$	$1 - \frac{0,2 \cdot 132,790^2}{132,790^2 - 78,492^2}$	0,693
10	Комплекс показника політропи у завитці	$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_5$	$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,693$	2,426
11	Температура повітря за завиткою	$T_5, \text{К}$	$T_5 = \frac{c_4^2 - c_5^2}{2010}$	$T_5 = \frac{132,790^2 - 78,492^2}{2010}$	452,063
12	Тиск повітря за завиткою	$P_5, \text{Па}$	$P_4 \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5-1}}$	$P_5 = 310001,506 \cdot \left(\frac{452,063}{446,355} \right)^{2,149}$	329095,3
13	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{\text{ад}}$	$\frac{T_0[(P_5/P_0)^{0,286} - 1]}{T_5 - T_0}$	$\eta_{\text{ад}} = \frac{300[3,391 - 1]}{452,063 - 300}$	0,825
14	Потужність привода компресора	$N_{\text{к}}, \text{кВт}$	$N_{\text{к}} = \frac{G \cdot L_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}} \cdot 1000}$	$N_{\text{к}} = \frac{44,26 \cdot 124695,786}{0,825 \cdot 1000}$	6689,74

4.4. Розробка загальної компоновки турбокомпресора

При компонуванні ТК обирається схема з консольним розташуванням коліс компресора та турбіни. Опорно-упорний підшипник розташовується зі сторони колеса компресора, а опорний – зі сторони диска турбіни. Підшипниковий вузол захищається від високих температур тепловими екранами, які виконуються у вигляді порожнин зі сторони турбіни.

Спроектований турбокомпресор маркується як ТСА77 в залежності від типу турбіни, діаметру колеса компресора та ступеня підвищення тиску. Він має радіальну турбіну. Зовнішні діаметри турбінного та компресорного колеса однакові.

За загальною схемою компоновки турбокомпресор належить до машин з консольним розташуванням коліс.

Остов турбокомпресора ТСА77 складається з трьох корпусів – це корпус компресора (див. рис. 4.2), середній корпус та корпус турбіни.

Корпус компресора слугує для утворення його проточної частини, в тому числі передньої частини каналу колеса, для створення каналів безлопаткового дифузору, лопаткового дифузору та завитки-повітрозбірника. Корпусні деталі компресора відлиті з алюмінієвого сплаву АЛ5.

Корпус турбіни слугує для створення робочого тракту турбіни та для відведення газів після їх роботи у турбіні.

Середній корпус турбіни слугує остовом в якому розміщений ротор турбокомпресора з підшипниками.

Корпуси компресора, турбіни та середній з'єднуються між собою болтами по посадках через колові розточки корпусів. Це забезпечує центрування усіх осьових отворів корпусів відносно вісі обертання ротору.

Турбокомпресор кріпиться на кронштейні за допомогою приливу в нижній частині середнього корпусу основної базової деталі конструкції.

Ротор. Рухомою частиною турбокомпресора є ротор. Він складається з валу та приєднаних до нього коліс компресора та турбіни. Ротор жорсткий з нержавіючої сталі 2Х13.

Складові ротору.

Колесо компресора з'єднується з ротором з допомогою посадки з натягом, а також закріплюється гайкою. Воно напіввідкритого типу з радіальними лопатками на виході (тип радіальна зірка). Колесо має осьовий вхід повітря з обертовим скеровуючим апаратом, який утворюється з осьових частин лопа-

ток. Задній диск колеса має один гребінець відносно великої товщини і використовується для зняття металу під час динамічного балансування ротору. Колесо зроблено з алюмінієвого сплаву АЛ4.

Колесо турбіни радіального типу з'єднано з ротором через зварювання. У зв'язку зі збільшенням температури газів перед турбіною рекомендовано замінити матеріал робочих лопаток колеса турбіни, які виготовлялись зі сталі ЄІ69, на жароміцний сплав типу ЄІ437Б або ВЖ36ЛЗ.

Підшипники. Ротор спирається на два опорних підшипники ковзання. Зі сторони компресора розміщений упорний підшипник. До підшипників по спеціальних каналах підводиться масло, яке після змащення відводиться також по каналах.

Вузли ущільнення.

Ущільнення з боку компресора перешкоджає тому, щоб аерозолі масла з порожнини підшипника потрапляли в компресор. Воно складається з двох пружних кілець типу поршневих (контактних). Кільця під час обертання ротора за рахунок своєї пружності притискаються до корпусної втулки і залишаються нерухомими.

Ущільнення з боку турбіни не допускає прориву гарячих газів, що мають надмірний тиск, з проміжку між сопловим апаратом і колесом турбіни в порожнину підшипника, а також запобігає попаданню масла з порожнини підшипника на нагріту частину валу, де воно може перетворюватися на кокс і заповнювати зазори, перешкоджаючи вільному обертанню ротора. Ущільнення утворене двома пружними кільцями.

Система змащення. Масло до підшипників підводиться з системи змащення двигуна через штуцери на корпусах підшипників.

При роботі турбокомпресора газу з двигуна внутрішнього згоряння надходять до газоприймальної завитки. З неї вони надходять до робочого колеса, де віддають свою енергію робочим лопаткам, що забезпечує обертання ротору з великою частотою. Після робочого колеса газу відходять у випускний трубопровід дизельної установки через канал газовідвідного корпусу і його фланець.

Колесо компресора, що обертається за рахунок енергії турбіни, забезпечує вплив лопаток на повітря, яке знаходиться у між лопаткових просторах. Під впливом лопаток повітря рухається по колу, під час якого виникає відцентрова сила, що примушує повітря рухатися по радіусу від центра обертання. Окружна та радіальна складові руху забезпечують спіральний рух часток повітря у колесі, під час якого вони отримують кінетичну енергію та вилітають зі сторони зовнішнього діаметру колеса. Витік часток повітря обумовлює зниження тиску на вході в колесу. Створюється різниця між збільшеним тиском навколишнього повітря та тиском у колесі, під впливом якого нове повітря безперервно надходить до колеса. Водночас з отриманням кінетичної енергії від лопаток частки повітря рухаються каналами колеса від менших площ перетинів каналів до більших. Цей рух забезпечує зниження швидкості руху повітря у відносній течії, а це забезпечує перетворення кінетичної енергії у потенційну (швидкість знижується, тиск підвищується). Таким чином за колесом у потоці повітря присутні приблизно рівною мірою кінетична енергія (пов'язана з високою, звичайно надзвуковою швидкістю) та потенційна енергія (пов'язана з підвищеним статичним тиском). Після колеса повітря надходить до щілинного дифузору. Цей канал утворюється стінками, які спершу створюють канал, який дещо звужується у повздовжньому перетині, а потім може незначно розширюватися. Рух часток повітря у цьому каналі відбувається майже по траєкторії логарифмічної спіралі. Рух часток повітря проходить від менших поперечних перетинів до більших, за рахунок чого відбувається зменшення швидкості та підвищення тиску. Основне призначення цього каналу - зменшення швидкості повітря до дозвукового рівня. Інакше на лопатках лопаткового дифузору виникнуть стрибки ущільнення, що дуже знизить ККД компресора, або викличе його помпаж. Друге призначення - вирівнювання епюри швидкостей перед лопатками лопаткового дифузору, яке необхідно з урахуванням їх нерухомого встановлення. Після безлопаткового дифузору повітря надходить до лопаткового. Лопатки призначені для скеровування траєкторії

руху часток повітря по більш круті траєкторії порівняно з траєкторією у безлопатковому просторі. Це забезпечує збільшення дифузорності каналу при зменшенні його довжини. При обранні належних кутів входу та виходу лопаток такий дифузор може підвищувати ККД компресора на розрахунковому режимі порівняно з конструкціями, які мають тільки безлопатковий дифузор. На виході з лопаткового дифузору повітря має приблизно розрахунковий кінцевий тиск (p_k) і припустиму швидкість, яка бажана на вході у повітряний ресивер двигуна. За звичай при проектуванні компресора не слід допускати значне перетворення енергії потоку у завитці через те, що вона має відносно низький ККД як перетворювач енергії. Тому вона спроектована як збірник повітря, у якому швидкість на вході та на виході приблизно рівні. Завитка зроблена спіральною, з наростаючою площею перетину за ходом повітря (починаючи з язика або з розподільчого ребра). Така конструкція забезпечує зниження можливого радіального зусилля на колесі за рахунок створення приблизно симетричного відносно осі обертання потоку в завитці, що забезпечує приблизно рівний тиск повітря по колу згідно з законом збереження енергії

4.5. Висновок по розділу

В даному розділі були визначені основні характеристики та параметри компресора агрегату наддуву двигуна типу 6ДКРН 98/240. За даними розрахунку були обрані два однакових турбокомпресора з відцентровими турбінами ТСА77, турбокомпресори забезпечує необхідну ступінь підвищення тиску $P_k = 3,2$ та сумарну витрату повітря $Q_k = 48,7 \text{ м}^3/\text{с}$. Передбачається, що два однакові турбокомпресора типу ТСА77 здатні будуть забезпечити двигун типу 6ДКРН 98/240 необхідною кількістю наддувного повітря на режимі номінальної потужності. В системі наддуву двигуна два турбокомпресора будуть встановлені паралельно один до одного по наддувному повітрю.

5. Розрахунок і розробка принципових схем систем двигуна типу 6ДКРН 98/240

5.1. Паливна система

Паливна система (рис. 5.1) призначена для прийому, зберігання, перекачування, очищення, підігріву й подачі палива до головних і допоміжних двигунів внутрішнього згоряння й парогенераторам, а також для передачі його на берег або на інші судна.

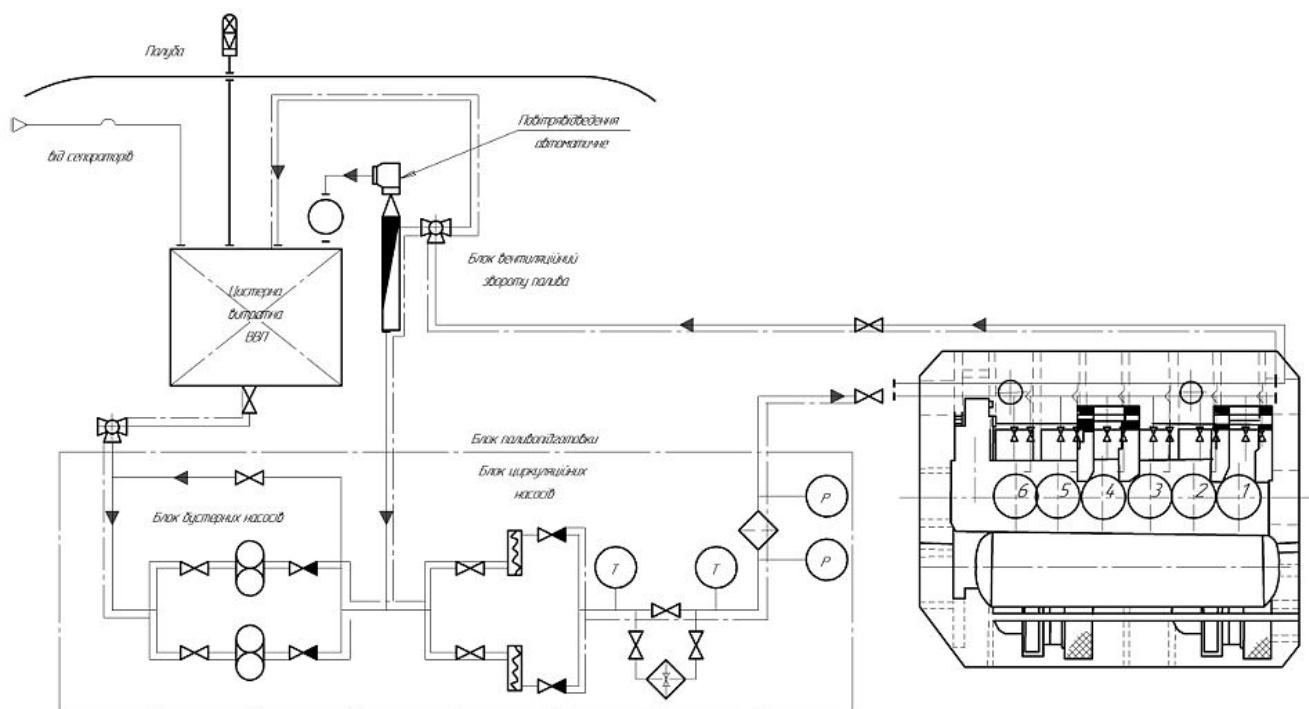


Рис. 5.1. Паливна система ГД MAN B&W 6K98ME-C7.1-ТІІ

Більшість дизелів транспортних теплоходів на основних режимах плавання працюють на важких сортах палива. При запуску ж, на перехідних режимах і перед зупинкою використовують легкі (малов'язкі) палива. Тому в складі СДУ необхідна наявність обох паливних систем, важкого та легкого палива, перша забезпечує також роботу допоміжного парогенератора, а друга – роботу допоміжних двигунів.

Видаткові цистерни розташовують на верхніх площадках машинного відділення. Запас палива в цих цистернах повинен забезпечити роботу головних двигунів протягом 8 годин. Для важкого палива цистерна має змішувач для

підігріву. Цистерна повинна також мати вентиляційну трубу, що виходить на палубу, трубу для переливу палива в одну із цистерн основного запасу на випадок переповнень й горловину для огляду й очищення.

Паливоперекачуючі насоси подають паливо у відстійні цистерни, звідки воно надходить до сепараторів, включених послідовно. Сепаратор працює як пурифікатор (із безперервним виділенням води) та як класифікатор. Очищення від води й механічних домішок паливо надходить у видаткову цистерну. Паливопідкачуючий насос через фільтр приймає паливо із цистерни і нагнітає його через підігрівник і фільтр до ПНВТ.

Пуск двигуна й робота при маневруванні здійснюються на дизельному паливі або на моторному паливі типу ДТ. Воно зберігається в цистерні. За допомогою роз'єднувальних клапанів можна переводити роботу двигуна на пусковому паливі.

При використанні високов'язких палив передбачається паровий підігрів палив у міждонних цистернах до 35...50 °С, електрообігрівання перед сепараторами до 85 °С, у видаткових цистернах до 45...50 °С. Після видаткових цистерн, у підігрівачі, паливо підігрівається до температури, при якій в'язкість його перед форсунками буде не вище 2,5 ВУ.

Надлишки палива від ПНВТ повертаються в цистерну. Повернення гарячого палива (80...85 °С) у спеціальну цистерну невеликого обсягу дозволяє підтримувати у видатковій цистерні (обсяг якої досягає 8...10 м³) порівняно невисоку температуру (40...50 °С) що сприяє зниженню температури в машинному відділенні.

Розрахунок елементів паливної системи

Розрахунок ПНВТ

Циклова вагова подача палива знаходиться по формулі

$$q_u = \frac{g_e \cdot N_e}{i \cdot 60 \cdot n \cdot z},$$

де: $g_e = 182$ г/(кВт·год) – питома ефективна витрата палива;

$N = 36120$ кВт – ефективна потужність двигуна;

					КРБ.142.2227ст.01.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		61

$i = 6$ – кількість робочих циліндрів двигуна;

$n = 104 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання колінчастого вола;

$z = 1$ – коефіцієнт тактності.

$$q_u = \frac{182 \cdot 36120}{6 \cdot 60 \cdot 104 \cdot 1} = 0,079 \text{ г / цикл}$$

Найбільша циклова подача палива:

$$q_{u \max} = (1,25 \dots 1,35) \cdot q_u$$

$$q_{u \max} = 1,3 \cdot 0,079 = 0,103 \text{ г / цикл}$$

Найменша циклова подача палива:

$$q_{u \min} = (0,10 \dots 0,15) \cdot q_u$$

$$q_{u \min} = 0,15 \cdot 0,079 = 0,0119 \text{ г / цикл}$$

Циклова об'ємна подача палива:

$$V_u = \frac{q_u}{\gamma_n}$$

де $\gamma_n = (0,85 \dots 0,90) / \text{см}^3$ – густина палива

$$V_u = \frac{0,079}{0,9} = 0,0878 \text{ см}^3 / \text{цикл}$$

Геометричний хід плунжеру:

$$h_z = \frac{c_m \cdot \varphi_z \cdot \varphi_o}{6 \cdot n} \cdot 10^3$$

де $c_m = 1,6 \text{ м/с}$ – середня швидкість плунжеру;

$\varphi_z = (0,85 \dots 0,75) \varphi_o$ – геометрична тривалість впорскування;

φ_o – дійсна тривалість впорскування.

$$h_z = \frac{1,6 \cdot 0,8 \cdot 30}{6 \cdot 2100} \cdot 10^2 = 0,305 \text{ см}$$

Повний хід плунжеру:

$$h_n \approx (2,5 \dots 3,0) \cdot h_z$$

$$h_n \approx 2,7 \cdot 0,305 = 0,823 \text{ см}$$

Діаметр плунжеру:

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{y \max}}{\Pi \cdot \gamma_n \cdot h_z \cdot \eta_v}},$$

де $\eta_v = 0,9$ – коефіцієнт подачі [6].

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,103}{3,14 \cdot 0,9 \cdot 0,823 \cdot 0,9}} = 0,197 \text{ см}$$

Розрахунок форсунки

Час впрыскування палива:

$$\tau = \frac{\varphi_d}{i \cdot n} c$$
$$\tau = \frac{30}{8 \cdot 104} = 0,00178 c$$

Сумарна площа перерізу усіх соплових отворів:

$$f_c = \frac{V_y}{v_n \cdot \tau \cdot 10^2},$$

де $v_n = 300$ м/с – середня умовна швидкість впрыскування.

$$f_c = \frac{0,011304}{300 \cdot 0,00178 \cdot 10^2} = 2,12 \cdot 10^{-4} \text{ см}^2$$

Діаметр соплового отвору:

$$d_c = 10 \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\Pi \cdot i_c}},$$

де $i_c = 5$ – кількість соплових отворів.

$$d_c = 10 \sqrt{\frac{4 \cdot 2,12 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 5}} = 0,107 \text{ мм}$$

Довжина соплового отвору:

$$l_c \geq (3 \dots 4) \cdot d_c$$
$$l_c = 3 \cdot 0,107 = 0,321 \text{ мм}$$

5.2. Система мащення двигуна

Призначення й склад системи. Система мащення (рис. 5.2) забезпечує подачу масла до тертьових поверхонь для змащення їхнього тертя, відводу теплоти, що виділяється при терті, а також для очищення поверхні тертя від продуктів зношування, нагару й інших сторонніх часток.

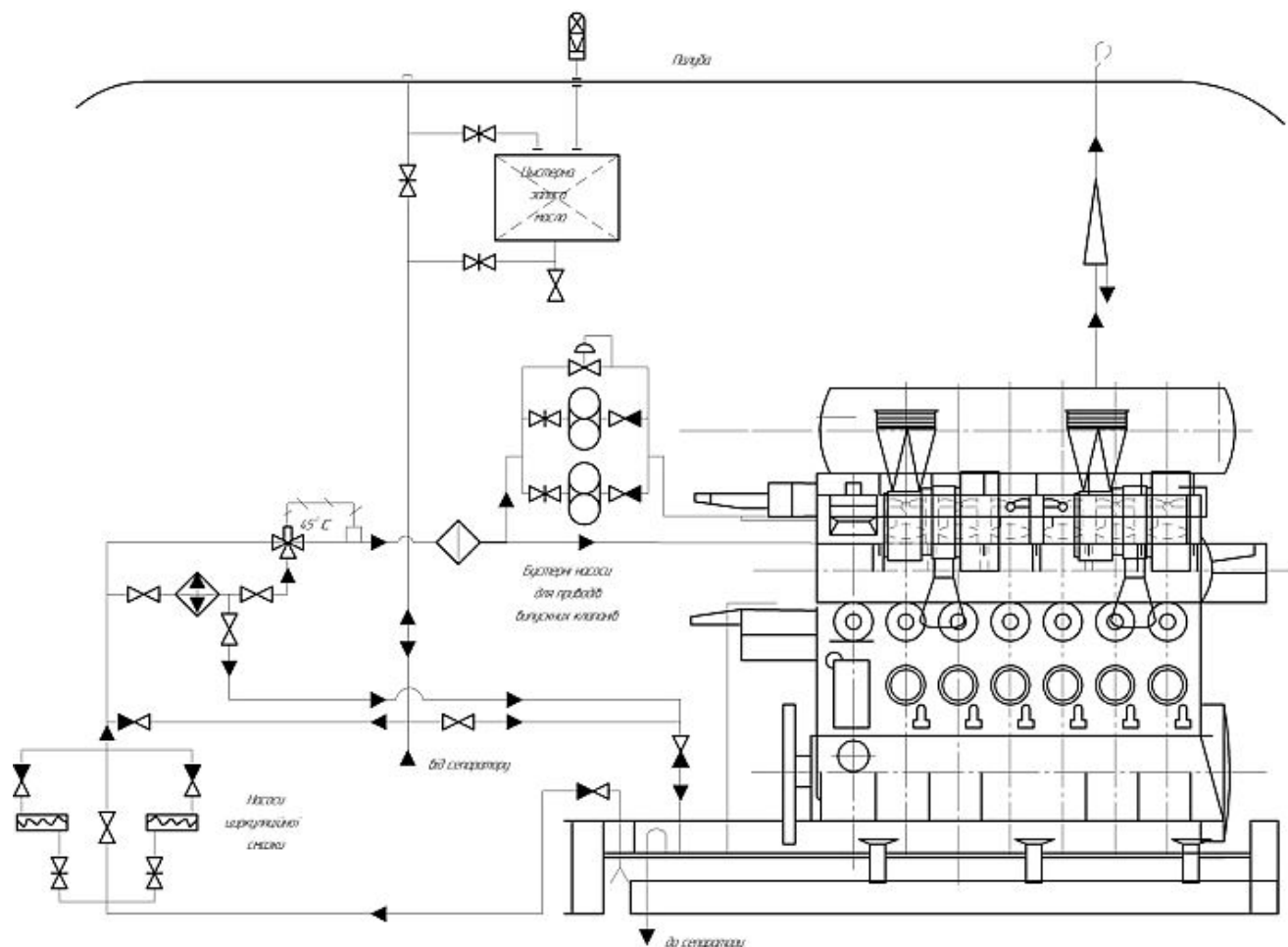


Рис. 5.2. Система мащення ГД MAN B&W 6K98ME-C7.1-TII

Оскільки масло часто використовується для гідроприводу і як охолодна рідина для відводу теплоти від інших деталей, наприклад від головки поршня, то поряд з першим "система мащення" широко використовується термін "масляна система". У першому випадку підкреслюється основна функція системи - змащення поверхонь, а в другому - від рідини без вказівки її призначення.

Система мащення містить у собі масляні фільтри, охолоджувачі масла, масляні цистерни, мастилопроводи. Масляні насоси служать для безпосередньої

Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата

або періодичної подачі певної кількості масла в нагнітальний трубопровід, масляні фільтри - для очищення масла від сторонніх включень (нагару, відкладень металевих часток). В охолоджувачах масло віддає теплоту, відведену ним від гарячих поверхонь деталей двигуна.

Масло перебуває в циркуляційній цистерні, розташованій нижче двигуна. Один з насосів (другий – резервний) через прийомний фільтр приймає масло із цистерни, подає через фільтр грубого очищення, терморегулятор й охолоджувач масла у магістраль.

Частина масла після фільтра грубого очищення надходить у фільтр тонкого очищення і повертається в цистерну. Масло, що стікає з поверхонь тертя в картер, зливається по трубі у цистерну. Це масло що відробило, має підвищену температуру, насичене парами, повітрям і газами, містить багато піни. У цистерні воно відстоюється, пари конденсуються, повітря й гази відокремлюються і йдуть по вентиляційній трубі.

Фільтр тонкого очищення на багатьох двигунах установлюється в системі не паралельно фільтру грубого очищення, а послідовно. У такому випадку він називається повноцінним.

Розрахунок елементів системи мащення.

Для визначення основних елементів системи мащення основною величиною є кількість масла, що прокачується через систему в одиницю часу, або так званий проток масла. Ця величина може бути визначена із кількості теплоти $Q_{тр}$, яка повинна бути відведена маслом від деталей в охолоджувач, і складає біля 1,5...4% від усієї кількості теплоти згоряння палива.

Кількість теплоти, виділеної за рахунок тертя в двигуні:

$$Q_{тр} = 3600 \cdot N_e \cdot \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot \alpha_{тр}$$

де $\eta_m = 0,96$ – механічний ККД двигуна;

$\alpha_{тр} = 0,43$ – частка теплоти тертя, яка сприймається маслом

$$Q_{mp} = 3600 \cdot 36120 \cdot \left(\frac{1}{0,96} - 1 \right) \cdot 0,43 = 11352 \text{ кДж / год}$$

Проток масла для відводу Q_{mp} :

$$W_1 = \frac{Q_{mp}}{\rho_m \cdot c_m \cdot \Delta T_m}$$

де $\rho_m = 900 \text{ кг/м}^3$ - щільність мастила;

$c_m = 1,98 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ –теплоємність мастила;

$\Delta t = 10^\circ\text{C}$ – різниця температур вхідного і вихідного мастила.

$$W_1 = \frac{11352}{1,98 \cdot 900 \cdot 10} = 0,637 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Кількість теплоти, прийнятою маслом при охолодженні поршнів:

$$Q_n = \alpha_n \cdot Q_e \cdot N_e \cdot Q_n^p$$

де $\alpha_n = 0,04 \dots 0,06$ – частка теплоти яка відводиться маслом при охолодженні поршнів (приймаємо $\alpha_n = 0,05$);

$Q_n^p = 39000 \text{ кДж/кг}$ – нижча теплота згоряння палива.

$$Q_n = 0,05 \cdot 0,182 \cdot 36120 \cdot 39000 = 85297,52 \text{ кДж / кг}$$

Проток масла через поршні:

$$W_2 = \frac{Q_n}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m}$$

де $\Delta t_m = 10^\circ\text{C}$ – перепад температури мастила;

$$W_2 = \frac{85297,52}{1,98 \cdot 900 \cdot 10} = 4,786 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Подача головного циркуляційного насоса:

$$W_{цн}^2 = k_w (W_1 + W_2),$$

де $k_w = 1,25$ – коефіцієнт запасу подачі.

$$W_{цн}^2 = 1,25 \cdot (0,673 + 4,786) = 6,78 \text{ м}^3 / \text{год}$$

					КРБ.142.2227ст.01.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		66

Площа фільтруючої поверхні фільтра грубої очистки:

$$F_{om} = k_3 \cdot \frac{Q_{mp} + Q_n}{k \cdot \Delta t_{cep}},$$

де $K_{жс} = 0,25$ - коефіцієнт живого перерізу;

$v_m = 0,03$ м/с - допустима швидкість мастила.

$$F_{\phi 20} = \frac{424,86}{3600 \cdot 0,03 \cdot 0,25} = 15,74 \text{ м}^2$$

Температурний напір:

$$\Delta t = \left(\frac{t_1^m + t_2^m}{2} \right) - \left(\frac{t_1^3 + t_2^3}{2} \right)$$

де $t_1^m = 67^\circ \text{C}$ - температура мастила на вході в охолоджувач;

$t_2^m = 60^\circ \text{C}$ - температура мастила на виході в охолоджувач;

$t_1^3 = 32^\circ \text{C}$ - температура води на вході в охолоджувач;

$t_2^3 = 40^\circ \text{C}$ - температура води на виході в охолоджувач;

$$\Delta t = \left(\frac{67 + 60}{2} \right) - \left(\frac{32 + 40}{2} \right) = 27,5^\circ \text{C}$$

Площа теплопередачі поверхні масло охолоджувача:

$$F_m = \frac{Q_{mp} + Q_n}{k \cdot \Delta t} \cdot K_3$$

де $k = 800$ кДж/(м² · год · К) - коефіцієнт теплопередачі;

$K_3 = 1,1$ - коефіцієнт забруднення холодильника.

$$F_m = \frac{1996531,2 + 4803237,6}{800 \cdot 27,5} \cdot 1,1 = 339,99 \text{ м}^2$$

Місткість цистерн циркуляційної системи мащення:

$$V_{\text{цм}} = \frac{W_{\text{цн}}}{z_{\text{ц}}} \cdot K_v$$

де $z_{\text{ц}} = 12$ – частота циркуляції масла в системі;

$K_v = 1,5$ - коефіцієнт, враховуючий збільшення об'єму мастила при нагріванні.

$$V_{\text{цм}} = \frac{424,86}{12} \cdot 1,5 = 53,11 \text{ м}^3$$

Кількість масла в стічно-циркуляційній цистерні:

$$V'_{\text{цц}} = \frac{W_{\text{цн}}}{z_{\text{ц}}}$$

$$V'_{\text{цц}} = \frac{424,86}{12} = 35,4 \text{ м}^3$$

Сумарна пропускна здатність сепараторів:

$$W_{\text{мс}} = \frac{V'_{\text{цц}}}{\tau_{\text{с}}} \cdot K$$

де $\tau_{\text{с}} = 18$ - час роботи сепаратора на добу;

$K = 2,5$ - рекомендована частота сепарації масла.

$$W_{\text{мс}} = \frac{35,4}{18} \cdot 2,5 = 4,92 \text{ м}^3$$

Площа теплопередачі поверхні підігрівача мастила перед сепаратором:

$$F_{\text{мс}} = \frac{W_{\text{мс}} \cdot \rho_{\text{м}} \cdot c_{\text{м}} \cdot (t_{2\text{с}} - t_{1\text{с}})}{n_{\text{с}} \cdot K \cdot \Delta t_{\text{с}}} \cdot K_3$$

де $t_{2\text{с}} = 90^\circ \text{C}$ - температура масла після підігрівача;

$t_{1\text{с}} = 67^\circ \text{C}$ - температура масла в стічно-циркуляційній цистерні;

$n_{\text{с}} = 1$ - кількість одночасно працюючих сепараторів;

$K_3 = 1,1$ - коефіцієнт враховуючий забруднення поверхні підігрівача;

$\Delta t_{\text{с}} = 81,5^\circ \text{C}$ - температурний напір.

$$F_{mc} = \frac{4,92 \cdot 900 \cdot 1,9 \cdot (90 - 67)}{1 \cdot 500 \cdot 81,5} \cdot 1,1 = 5,22 \text{ м}^2$$

5.3. Система охолодження двигуна

Система охолодження (рис. 5.3) використовується для охолодження деталей, що нагріваються від згоряння палива й від тертя, для відводу теплоти від робочих рідин (масла, палива, води) і наддувочного повітря, охолоджувати деталі двигуна необхідно по різних причинах:

кришку циліндра: для зниження температури вогневого днища й температурних напруг до значень, що забезпечують збереження механічних властивостей і тривалу міцність деталі;

втулку циліндра: для зниження температури дзеркала до значень, що забезпечують збереження масляної плівки;

поршень: для зниження температурних напруг і забезпечення правильної роботи поршневих кілець;

корпус турбіни турбокомпресора: для зменшення підігріву повітря в компресорі;

випускний колектор (його кожух): для запобігання опіків обслуговуючого персоналу й зменшення виділення теплоти в машинному відділенні судна.

Система охолодження складається з водяних насосів, охолоджувачів, розширювальної цистерни, терморегуляторів, трубопроводів. Водяні насоси забезпечують безперервний рух охолоджуючої води в системі.

Охолоджувачі призначені для відводу у воду надлишкової теплоти від охолоджуваних рідин і наддувочного повітря. Розширювальна цистерна (бачок) служить для компенсації змін обсягу води в системі внаслідок зміни її температури, для заповнення втрат води в системі через виток й випар, а також видалення із системи повітря й водяних пар. В одно контурній системі охолодження насос заборотної води через фільтр й усмоктувальну трубу приймає забортну воду й подає її в нагнітальну магістраль, прокачуючи через мастило-охолоджувач.

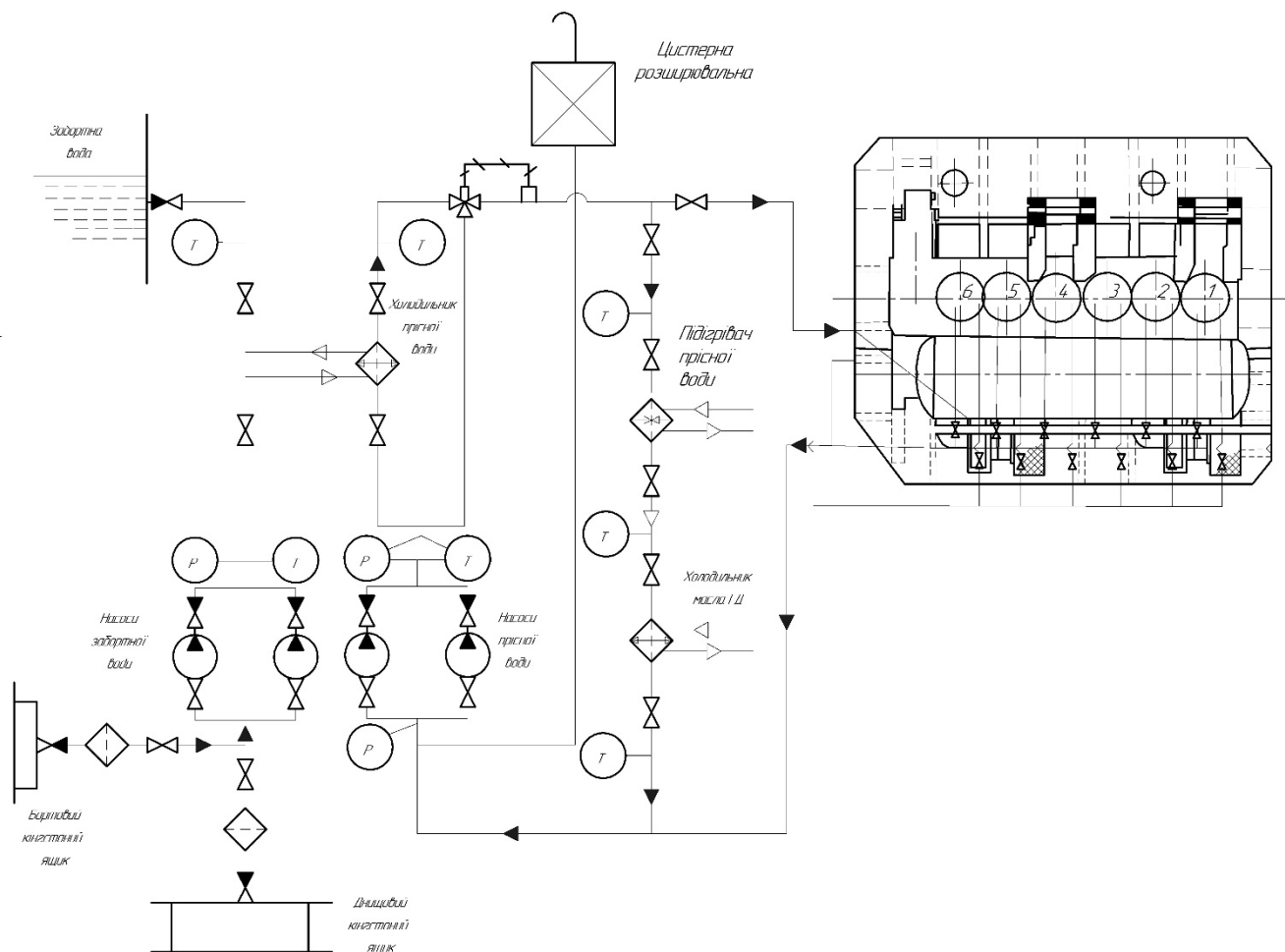


Рис. 5.3. Система охолодження ГД MAN B&W 6K98ME-C7.1-ТІІ

Після проходження через двигун вода, що нагрілася, зливається за борт. У двоконтурній системі охолодження насос прісної води нагнітає воду у двигун через магістраль. Вихідна гаряча вода по трубопроводу направляється в охолоджувач прісної води повертається до насоса.

Таким чином, система прісної води виявляється замкнутою й вода в цій системі циркулює безупинно. До цього замкнутого кільця підключені труби, що виходять на розширювальний бачок, у ньому завжди повинна бути вода. Труба підключається до усмоктувального патрубку насоса й служить для заповнення витоків води й компенсації зміни обсягу води в замкнутому контурі (при пуску й прогріві двигуна вода нагрівається й частина її виходить у бачок, при остиганні води після зупинки двигуна її обсяг зменшується й частина води з бачка надходить у циркуляційний контур.

Розрахунок елементів системи охолодження

Кількість теплоти, відведеної прісною водою від циліндрів головного двигуна:

Кількість теплоти, яка відводиться

$$Q_{онп} = 14,3 \cdot \Sigma \alpha \cdot g_e \cdot N_e \cdot c_{pn} \cdot \Delta t_{mn}$$

де: $\Sigma \alpha = 2,5$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря;

$c_{pn} = 1$ кДж/(кг·К) – середня масова ізобарна теплоємність повітря;

$\Delta t_{mn} = 10^\circ\text{C}$ – перепад температур.

$$Q_{онп} = 14,3 \cdot 2,5 \cdot 0,182 \cdot 36120 \cdot 1 \cdot 10 = 130140,2128 \text{ кДж / год}$$

Кількість заборотної води, необхідна для ОНП:

$$V_{эб} = \frac{Q_{онп}}{c_{эб} \cdot \Delta t_{эб} \cdot \rho_{эб}},$$

де: $c_{эб} = 4$ кДж/(кг·К) – теплоємність води;

$\Delta t_{эб} = 10^\circ\text{C}$ – перепад температур;

$\rho_{эб} = 1025$ кг/м³ – густина води.

$$V_{эб} = \frac{130140}{4 \cdot 10 \cdot 1025} = 0,320 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Поверхня теплообміну радіатора:

$$F_{охол} = \frac{Q_{онп}}{k \cdot \Delta t_{сер}},$$

де: $k = 1500$ кДж/(м²·год·К) – коефіцієнт теплопередачі;

$\Delta t_{сер}$ – температурний напір

$$\Delta t_{сер} = \frac{t_{2n} + t_{1n}}{2} - \frac{t_{2з} + t_{1з}}{2},$$

де: $t_{2n} = 85^\circ\text{C}$ – температура води перед радіатором;

$t_{2n} = 95^\circ\text{C}$ – температура води за радіатором.

$t_{1з} = 30^\circ\text{C}$ – температура повітря на вході в радіатор

$t_{2з} = 20^\circ\text{C}$ – температура повітря на виході з радіатора

$$\Delta t_{сер} = \frac{95 + 85}{2} - \frac{30 + 20}{2} = 65^{\circ} C$$

$$F_{охол} = 1,2 \cdot \frac{130140}{1500 \cdot 65} = 0,1620 м^2,$$

5.4. Система пуску двигуна

Пускова система стисненого повітря складається з наступних пристроїв: балонів стисненого повітря, трубопроводів високого тиску, головного пускового клапану, повітророзподільників, допоміжних компресорів і пускових клапанів робочих циліндрів. На рис. 5.4 зображена принципова схема системи стисненого повітря за допомогою компресорів з повітрязберігачем.

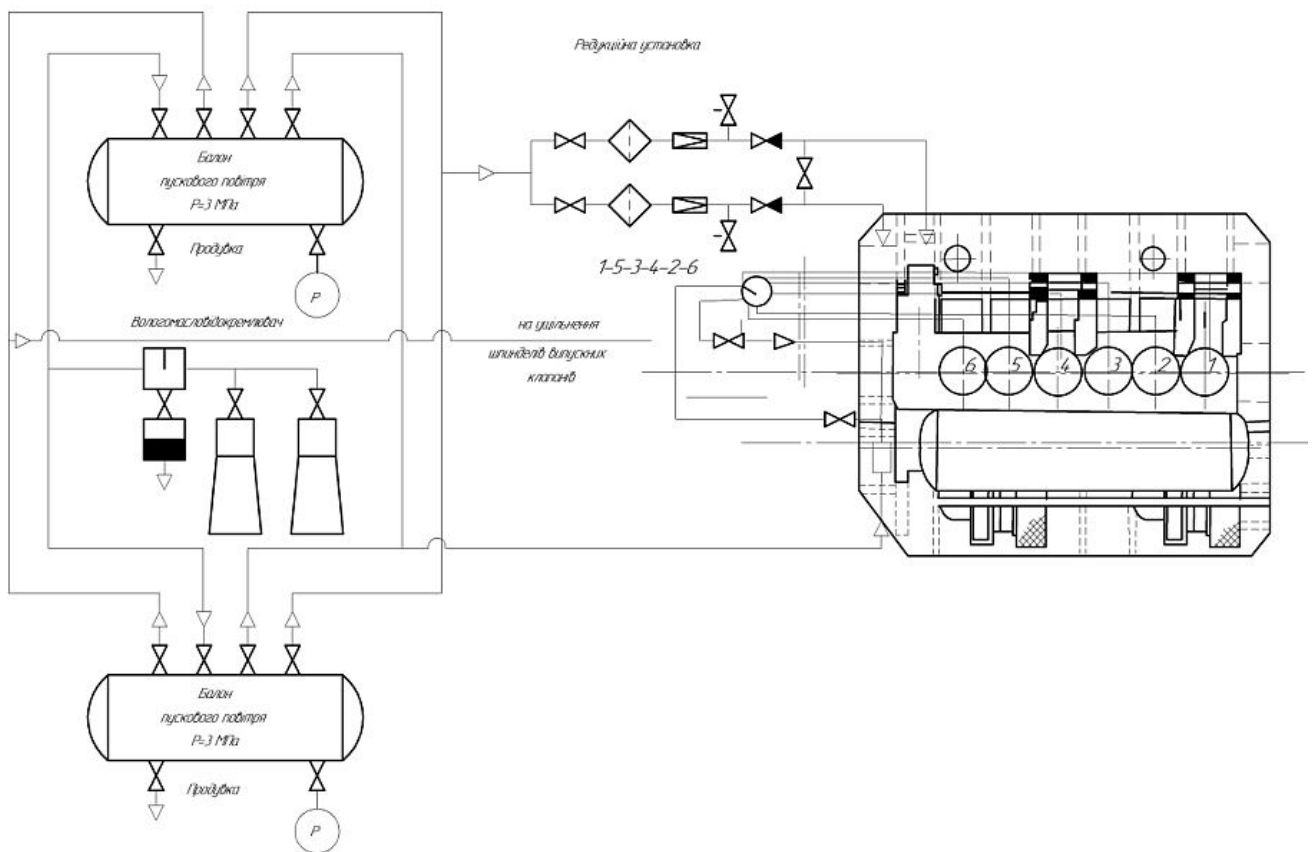


Рис. 5.4. Система пуску ГД MAN B&W 6K98ME-C7.1-TII

За правилами регістра енергетична установка повинна обладнатися не менш ніж двома головними компресорами й аварійними (первинними) дизель-компресором з ручним пуском. Кожен компресор повинен мати таку продуктивність, при якій один з балонів головного двигуна заповнюється повітрям

від тиску 0,5 МПа до робочого тиску 2,5...3,0 МПа не довше ніж протягом однієї години.

Ємність кожного повітрозберігача повинна бути достатньою для дванадцяти пусків реверсивного або шести пусків неревверсивного дизеля з холодного стану, без додавання повітря. Енергетична установка обладнується двома повітрозберігачами для головних дизелів і двома балонами для допоміжних. Між компресором і балонами встановлюють вологовідділювач, що відокремлює не тільки воду, але й масло, що потрапило в повітря в циліндрах компресора.

Робота пускової системи полягає в наступному. З балона пускового повітря, повітря надходить через безповоротний клапан до головного пускового клапана (ГПК), що розміщений на двигуні й керує подачею повітря до двигуна. Його робота може керуватися або з місцевого поста керування або із центрального. Після відкриття ГПК повітря одночасно надходить до повітророзподільника (ПР) (називається керуюче повітря) і до пускових клапанів (ПК) (називається силове повітря).

Повітророзподільник приводиться в рух від розподільного валу двигуна (або окремим електричним двигуном) й залежно від положення колінчатого валу подає керуюче повітря на той пусковий клапан циліндра, поршень якого перебуває в положенні такту «робочий хід». Керуюче повітря відкриває пусковий клапан циліндра й силове повітря діє на поршень, приводячи в обертання колінчатий вал. Не доходячи до половини ходу поршня подача пускового повітря в даний циліндр припиняється й починається подача в інший циліндр відповідно до порядку роботи циліндрів. Розподільник керує подачею пускового повітря відповідно до порядку їхньої роботи, забезпечуючи необхідну швидкість обертання колінчатого валу. При досягненні пускових обертів колінчатого валу подача пускового повітря припиняється й двигун переводиться в роботу на паливі.

Розрахунок елементів пускової системи

Необхідний запас пускового повітря для ГД:

$$V = [v_x + (z_n - 1) \cdot v_z] \cdot i \cdot \sum V_s \cdot 10^{-3} = [6 + (12 - 1) \cdot 2] \cdot 1 \cdot 7256 \cdot 10^{-3} = 203,17 \text{ м}^3$$

де $v_x = 6 \text{ л}$ - розхід повітря на пуск холодного двигуна;

$v_z = 2 \text{ л}$ - розхід повітря на пуск та реверс прогрітого двигуна;

$\sum V_s = V_s \cdot i_{\text{ц}} = 907 \cdot 8 = 7256 \text{ л}$ - сумарний робочий об'єм всіх циліндрів двигуна;

$i = 1$ - число двигунів;

$z_n = 12$ - число пусків двигуна.

Загальна місткість пускових балонів:

$$\sum V_{\delta} = \frac{V \cdot p_0}{p_p - p_{\min}} = \frac{203,17 \cdot 0,101}{3 - 1} = 10,3 \text{ м}^3$$

де $p_p = 30 \text{ МПа}$ - робочий тиск в балонах;

$p_{\min} = 1 \text{ МПа}$ - мінімальний пусковий тиск в балонах;

$p_0 = 0,101 \text{ МПа}$ - атмосферний тиск.

Сумарна подача повітря компресорами:

$$W_k = \frac{\sum V_{\delta} \cdot (p_p - p_0)}{\tau \cdot p_0} = \frac{10,3 \cdot (3 - 0,101)}{1 \cdot 0,101} = 295,64 \text{ м}^3 / 200$$

де $\tau = 1200$ - час роботи компресорів.

Потужність споживана багатоступеневим компресором:

$$N_k = 0,278 \cdot \frac{\varphi}{\eta_m} \cdot W_k \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_0}{T_0} \left\{ T_0 \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + T'_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \right\} =$$
$$= 0,278 \cdot \frac{1,1}{0,8} \cdot 295,64 \cdot \frac{1,3}{1,3-1} \cdot \frac{0,101}{293} \cdot \left\{ 293 \cdot \left[\left(\frac{0,545}{0,101} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} - 1 \right] + 324 \cdot \left[\left(\frac{3}{0,545} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} - 1 \right] \right\} = 49,95 \text{ кВт}$$

де $\varphi = 1,1$ - коефіцієнт враховуючий гідравлічні втрати між ступеннями;

					КРБ.142.2227ст.01.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		74

$\eta_m = 0,8$ – механічний ККД компресора;

$n = 1,3$ – середній показник політропи стиснення в ступені;

$T_0 = 293$ – температура навколишнього повітря;

$T'_1 = 324$ К – температура повітря після охолоджувача першого ступеня;

$p_0 = 0,101$ МПа – атмосферний тиск;

$P_1 = 0,545$ – ступінь підвищення тиску в першому ступені;

$P_2 = 3$ – ступінь підвищення тиску в другому ступені.

Кількість теплоті, відведеної забортною водою від охолоджувачів пускового повітря:

$$Q_{кв} = W_k \cdot c_p \cdot \rho_0 \cdot \sum \Delta t_i = 295,64 \cdot 1 \cdot 0,016 \cdot 200 = 946,05 \text{ кДж/год}$$

де $c_p = 1 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність повітря;

$\rho_0 = 0,016 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря;

$\sum \Delta t_i = 200$ К – сумарне зниження температури повітря в охолоджувачах.

Кількість теплоті, відведеної забортною водою від масла компресорів:

$$Q_{км} = 3600 \cdot N_k \cdot (1 - \eta_m) = 3600 \cdot 49,95 \cdot (1 - 0,2) = 143856 \text{ кДж/год}.$$

Загальна кількість теплоті, відведено забортною водою:

$$Q_k = Q_{кв} + Q_{км} = 946,05 + 143856 = 144802,05 \text{ кДж/год}.$$

5.5. Висновок по розділу

Розглянуто систему паливоподачі, масляну, охолодження і систему пуску стисненим повітрям двигуна MAN B&W 6K98ME-C7.1-ТІІ. Складені принципові схеми зазначених систем, визначені основні параметри елементів систем. Визначено конструктивні параметри елементів паливної системи, визначено кількість масла і охолоджуючої рідини у відповідних системах. Виконані розрахунки систем дозволяють оцінити обсяги, які необхідно передбачити в машинному відділенні судна для розміщення самих систем і їх елементів.

					КРБ.142.2227ст.01.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		75

6. Розробка заходів з охорони праці та охорони навколишнього середовища

Охорона праці – це система правових, соціально–економічних, організаційно–технічних, санітарно–гігієнічних і лікувально–профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

14 жовтня 1992 року, був опублікований і набрав сили, закон “Про охорону праці”. Даний закон визначає основні положення по реалізації конституційного права громадян на охорону їхнього життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, регулює при участі відповідних державних органів відносини між власниками підприємства, установи і організації, чи уповноваженим їх органам і працівникам, з питань безпеки, гігієни праці і виробничого середовища, установлює єдиний порядок охорони праці в Україні. Закон поширюється на всі організації, заснування і підприємства, незалежно від форм власності і видів їхньої діяльності, на всіх громадян, що працюють, а також, притягнуті до праці на цих підприємствах.

У даному розділі, представлені основні види небезпечних і шкідливих факторів, заходів, щодо їхнього усунення.

6.1. Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів в машинному відділенні

Для розробки ефективних заходів щодо охорони праці екіпажа судна в МКВ необхідно з'ясувати причини виникнення небезпечних і шкідливих факторів і їх величини. До потенційно небезпечних і шкідливих речовин у МКВ проєктованого судна відносяться: машини, що рухаються, і механізми, де незахищені рухливі елементи устаткування; судини й установки, що працюють під тиском; електроустаткування; пожежна безпека; шкідливі речовини; шум і вібрація; теплове випромінювання; висвітлення.

Машини, механізми, розташовані в МКВ, що рухаються частини яких викликають підвищену небезпеку в МКВ для обслуговуючого їхнього персоналу,

повинні бути надійно обгороджені. Тому, на судні передбачене огороження всіх елементів, що рухаються, кожухами, поручнями, стійками.

Усі площадки, люки, трапи, мають огороження висотою не менш 1100 мм і особливо відбійними бортами.

Механізми та устаткування необхідно кріпити на міцних і твердих фундаментах.

Ширина проходів прийнята 600 мм, на судні передбачено п'ять виходів з МКВ, по два з яких розташовані на різних бортах судна, на максимально можливій відстані один від другого, а п'ятий – це аварійний вихід через шахту валопроводу. Виходи з МКВ зрошувані. Настили у МКВ викладені з

рифленого матеріалу, а конструкція ґрат забезпечує можливість проходження повітря для вентиляції. Забезпечена гладкість і плавність зовнішніх контурів устаткування. Застосовані устрої, що блокують, закривають доступ у небезпечні зони, а також, сигналізація небезпечних ситуацій.

На сучасних суднах використовується стиснене повітря, водяна пара, що знаходиться в ємностях (балонах) і трубопроводах під тиском. Аварії ємностей, що знаходяться під тиском, можуть викликати серйозні руйнування. Причинами аварії можуть бути: відсутність чи несправність запобіжних клапанів редукторів, дефекти при виготовленні, монтаж і ремонт ємностей, зноси стінок ємностей.

Згідно Правил Морського Регістра, ємності, що працюють під тиском, повинні відповідати наступним вимогам:

- корпуса ємностей повинні мати надійні лапи для кріплення їх до фундаменту;
- кожна ємність повинна мати пристрій продування;
- отвори для люків повинні розташовуватися поза зварними швами;
- зварні шви ємностей повинні бути тільки стиковими;
- міцність фланців, болтів, стінок, зварних швів, повинна бути підтверджена розрахунком;

– падіння тиску при іспиті на міцність не повинне перевищувати 0,3...0,5% у площині на міцність сталевих балонів – складає:

$$P_{\text{ісп}} = 1,5P, \text{ при } P \leq 0,5 \text{ МПа};$$

$$P_{\text{ісп}} = 1,25P \text{ при } P \geq 0,5 \text{ МПа};$$

Балони, що працюють під тиском, встановлюють у місцях, де виключається скупчення людей.

Перед експлуатацією балону, він повинний бути технічно оглянутий інспектором Російського Морського Регістра судноплавства.

На суднах застосовують перемінний струм з параметрами: напруга 400 В, частотою 50 Гц. З метою забезпечення безпеки роботи екіпажу, передбачені наступні вимоги ПУЕ–84:

- площа перетину провідника, що заземляє, повинна бути не менше площі перетину кабелю живлення, але і не менше 15 мм, в електричних схемах напругою до 400В і потужністю суднової електростанції – 500 кВт;

- провідник, що заземлює, повинний мати опір не більш 40 Ом, в установках з напругою до 1000 В і опором провідників 0,5 Ом;

- опір ізоляції обмотки електронних трансформаторів щодо корпусу, при потужності машин до 100 кВт, напруга – до 500 В і температурі устаткування, близької до робочого, не повинно бути нижче 0,7 МОм;

- контроль індивідуальних засобів захисту від ураження електричним струмом і заземлення, проводиться щорічно, а контроль опору ізоляції – щомісячно. Крім того, на судні застосовуються захисні вимикачі, що за 0,1...0,2 секунди забезпечують автоматичне відключення, у випадку дотику людини до частин під напругою.

Умови забезпечення електробезпеки на суднах суворо регламентується. Номінальна напруга ланцюгів обмежена: 120 В для постійного струму і 380 В для змінного. Для освітлення приладів внутрішнього зв'язку та сигналізації передбачається напруга 220 В, для переносних електроінструментів увага приділяється заземленню. Заземлення на судах в електроустановках до 1000 В, виконуються

багатодротовим кабелем, перетином не менше 4 мм. Опір розтіканню у захисному устрої, що заземлює, повинен бути не більш ніж 4 Ом.

Регламентовані також, показники опору ізоляції:

- для фідерів живлення силових установок – 1 МОм;
- для фідерів живлення освітлювальних установок – 15 МОм;
- обмоток електромашин та трансформаторів – 5 МОм;
- пуско-регульованих пристроїв – 5 МОм.

Вказані справедливі для електроустановок з напругою до 1000 В.

В цілях електробезпеки один раз за півріччя, на судах виконується перевірка опору ізоляції і заземлення.

На суднах передбачаються діелектричні покриття, гумові килимки та доріжки.

Передбачаються також, засоби індивідуального захисту гумові рукавички, інструмент, з ізольованими ручками.

Пожежі в МКВ можуть виникнути при порушенні правил збереження ГСМ, несправностях газоходу, скупченні палива та масла, під настилом, вибухах, несправностях електроустаткування. Конструктивне рішення захисту від пожежі – застосування вогнестійких матеріалів і розподіл судна на протипожежні зони, наявність наступних систем і засобів пожежегасіння: об'ємно-хімічного і повітряно-пінного гасіння.

Технічні заходи щодо пожежної безпеки:

- установка сигналізації виявлення й оповіщення при пожежі ;
- передбачені два аварійних виходи з МКВ ;
- цистерни палива і масла обладнані повітряними трубами з запобіжними сітками і поплавковими камерами.

Виходи повітряних труб розташовані в місцях, що виключають скупчення нафтопродуктів, та їх парів. У МКВ по обох бортах встановлені шухляди з піском. Вогнегасники розташовані так, щоб з будь-якої точки приміщення до найближчого вогнегасника відстань не перевищувала 10м.

У результаті роботи ГД і ДГ, котлоагрегатів, механізмів обслуговування СЕУ, виділяються шкідливі і токсичні речовини: окис вуглецю, бензол, водень, та інше. Ступінь дії цих речовин залежить від їхньої концентрації, тривалості дії на організм, та їх токсичності.

Мікроклімат у МКВ визначається наступними параметрами: вологість, температура, рухливість повітря, тиск повітря, теплота, яка виділяється від нагрівання повітря, устаткування і механізмів.

Для підтримки мікроклімату в МКВ на судні передбачена система приточно-витяжної вентиляції й опалення.

Температура повітря в МКВ у літній час повинна бути не більше ніж, на 10 °С вище температури зовнішнього повітря, а зимою – не нижче 12 °С. Вологість у зимовий час повинна бути 40...60 %, у літній час, вологість повітря не нормується. Швидкість повітря у МКВ, в літній час, дорівнює 0,3...0,8 м/с, у зимовий час – 0,15...0,5 м/с.

У МКВ при роботі головного двигуна, дизель-генераторів, котлів, механізмів СЕУ, виділяються шкідливі і токсичні речовини. Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин регламентовані.

- окис вуглецю – 20 мг/м³;
- окис азоту – 5 мг/м³;
- бензол – 5 мг/м³;
- пари свинцю – 0,01 мг/м³.

Для підтримки гранично припустимих концентрацій шкідливих речовин у МКВ, використовується система вентиляції, тим самим, підтримується необхідний за санітарними правилами на морських судах, мікроклімат у МКВ.

Джерелами шуму і вібрації на судні є працюючі машини і механізми (двигуни, насоси, вентилятори, трубопроводи, реф. установки, кондиціонер, технологічне устаткування, рушії, звукові сигнали і т.п.)

Шум надає шкідливий вплив не тільки на органи слуху, але і на весь організм в цілому. Рівень шуму згідно норм не повинен перевищувати 116...80 дБ, в

діапазоні частот 63...800 Гц, для МКВ, обладнаними звукоізовльованими ЦПУ і 100...70 дБ у тому ж діапазоні частот для МКВ не обладнаними звукоізовльованими ЦПУ. Для зниження рівня шуму на суднах застосовують різні вигородки, та кожухи. Найбільш виправданими засобами проти шуму, є звукоізоляція.

Головним джерелом вібрації у МВ є двигуни, валопроводи і допоміжні механізми. Вібрацію викликають також хвилювання моря, та удари льоду об корпус судна. Вібрація може викликати порушення нормальної діяльності органів координацій, механічні ушкодження, навіть розрив внутрішніх органів. Безпосередній контакт людини з вібруючими поверхнями на суднах створює особливо несприятливі умови.

Для зниження вібрації застосовують амортизатори, віброгасящі і вібропоглинаючі матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується засобами індивідуального захисту.

Вплив вібрації визначається фізичним параметрами і тривалістю вібрації, частотним спектром. Гранично припустимі значення вібрації в МВ встановлюються відповідно до граничних спектрів рівнів середньоквадратичних значень віброшвидкості, або відповідних їм віброприскорень. Граничні спектри рівнів вібрації щодо ефективних рівнів коливальної швидкості $V_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ м/с і коливального прискорення $w_0 = 3 \cdot 10^{-2}$ м/с² наведені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1. Граничні спектри рівнів вібрації

Середньгеометричні частоти , Гц	2	4	8	16	32	63
Граничні рівні вібрації, дБ	106	98	95	93	93	92

Джерелами теплового випромінювання є нагріті поверхні машин, механізмів, устаткування, трубопроводів і т.п.

Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, 300...500 Вт/м³. Для захисту обслуговуючого персоналу від теплових випроміню-

вань, застосовують герметизацію і теплоізоляцію машин, механізмів, апаратів, трубопроводів.

Освітлення впливає на продуктивність праці, травматизм, професійні захворювання персоналу. Основні вимоги до освітлення в МКВ:

- освітленість не менше 75 лк для ламп накаливання і 115 лк для люмінесцентних ламп;
- аварійне освітлення – не менше 10 % основного;
- повинно бути мале аварійне і переносне освітлення;
- аварійне освітлення в МКВ повинне бути стійким до вібрації, вибухо- і пожежобезпечним;
- світильники встановлюють на висоті, що виключає сліпуче вплив на очі, арматура світильників заземлюється, аварійне освітлення в МКВ повинно бути не меншим 10% від основного, аварійне освітлення повинне бути стійким до вібрації, вибухів і пожежної безпеки, повинне бути передбачене мале аварійне і переносне освітлення.

Систематичний вплив електромагнітного поля на людину може призвести до змін у нервовій системі, головного болю, тощо. Для захисту від електромагнітних впливів, створюваних антенами, генераторами, розподільними щитами і застосовують різні екрани, що відбивають, або поглинають електромагнітне випромінювання, використання засобів індивідуального захисту – комбінезони і халати з металізованої тканини.

Рівні припустимого електромагнітного випромінювання визначені.

Нормовані параметрами в діапазоні частот 60...300 кГц, є напруженості E і H електромагнітного поля не повинна перевищувати значень, зазначених у табл. 6.2.

Таблиця 6.2 Гранично припустима напруженість електромагнітного поля

По електричній складовій		
f , МГц	0,06...3,00	50...300
E , В/м	3,0...30,0	30...50

По магнітній складовій		
f, МГц	0,06...1,5	30...50
H, А/м	5	0,3

Забруднення повітряного середовища запобігається герметизацією всіх технологічних процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих газів і пилу. Якщо повної герметизації досягти неможливо, передбачається комплекс спеціальних заходів. Наприклад, у МВ опресування форсунок і допоміжних дизелів роблять у герметичних спеціальних шафах. З основних забруднень, що можуть бути наявними у МВ – вуглеводні сірчаний і сірчистий ангідрид, СО і СО₂. Тривалий вплив запиленості і загазованості, які перевищують ПДК, може призвести до професійних захворювань, а значне перевищення – до гострих отруєнь.

Для забезпечення необхідних параметрів повітря на робочих місцях у МВ використовують потужну приточно-витяжну вентиляцію.

6.2. Охорона навколишнього середовища

Рядом нормативних документів передбачено створення комплексу механічних засобів і приборів контролю у відповідності з вимогами Конвенції по запобіганню забруднення моря з суден.

У липні 1969 році було передбачено “Угоду про співробітництво по запобіганню забруднення нафтою води Північного моря” Учасники: Бельгія, Данія і Швеція.

У 1972 році, в Осло, була підписана, (затверджена у 1974 році). Конвенція по запобіганню забруднення морів, шляхом збору шкідливих речовин в районах північно – східної Атлантики.

У 1974 році в Гельсінкі була прийнята “Конвенція по захисту морського середовища району Балтійського моря”.

У лютому 1976 році, в Барселоні, відбулася конференція представників прибережних держав Середземноморського регіону по захисту Середземного моря, яка прийняла три регіональних угоди: “Конвенцію по захисту Середземного

моря від забруднення”, протокол по запобіганню поховання відходів, протокол про співробітництво у боротьбі із забрудненням нафтою і іншими шкідливими речовинами.

29 січня 1976 році була прийнята постанова “Про заходи по запобіганню забруднення басейнів Чорного та Азовського морів”.

Успішне рішення питань охорони навколишнього середовища не може бути вирішене без тісного міжнародного співробітництва, досягнення діючих, строго контрольованих міжнародних угод. В даний час, діє єдиний міжнародний документ “Міжнародна конвенція по запобіганню забруднення з судів”, прийнятої в 1973 році, Міжнародної Морською організацією і Протокол 1978 року. Вище вказані документи являють собою єдиний документ, коротко названий Конвенція МАРПОЛ 73/78.

Існує можливість забруднення атмосфери в результаті викидів відпрацьованих газів і пару при роботі двигуна і допоміжних парогенераторів. Теплові викиди енергетичних установок у навколишнє середовище, являють собою :

- теплоту відпрацьованих газів і теплоту випромінювання нагрітих поверхонь;
- теплоту, передану забортній воді, від рідин, що охолоджують двигун, механізми і різні системи.

З метою зниження теплового забруднення атмосфери на судах, установлюють утилізаційні котли. Достоїнство утилізаційних парогенераторів полягає в тому, що знижують шум вихлопу і кількість часток димових газів, тому що більшість утилізаційних котлів обладнуються глушителями й іскрогасниками. Також, на ряді з установкою утилізаційних котлів, упроваджуються технології по поліпшенню процесу горіння низькосортних палив у ДВЗ і котлі.

Нафтовмістні води (НВ) – води, що містять залишки нафти, після мийки відкритих частин палуб і залишки палива і масла у виді протічок із трубопроводів і механізмів, мийки палуб у машинному відділенні.

Відповідно до вимог Міжнародної морської організації (ІМО), вміст нафтопродуктів у трюмних і л'яльних водах, які викидаються за борт, допускається не менш 15 мг/л. Миттєва інтенсивність скидання нафтопродуктів при русі судна 15 мг/л. Миттєва інтенсивність скидання не повинна перевищувати 60 літрів на одну милю. У ряді морів узагалі заборонений усякий викид нафтоутримуючих вод і відходів.

Вимоги Регістра по запобіганню забруднення нафтовмістними водами:

- кількість відстійних танків і цистерн;
- наявність нафтоводяного сепараторного устаткування з очисною здатністю до 15 мг/л;
- наявність швидкозапорної арматури, що забезпечує переключення потоку усмоктуваних вод у напрямку, “за борт” – “відстійний танк”, при підвищенні змісту нафти у воді більш 15 мг/л.

Для цілей додатку 1 Конвенції МАРПОЛ 73/78, кожне судно місткістю 400 рег.т і більше, нафтовий танкер місткістю 130 рег. т і більше, повинне мати на борту:

1. Фільтруюче устаткування, яке забезпечує очистку нафтовмістних вод до остатнього змісту нафти на скид за борт менше 15 мг/л.

2. Прибор контролю нафтового змісту на скиданні – (АСС – автоматична система сигналізації, або САЗРИУ – система автоматичного заміру, реєстрації і управління скидів: самописцем), забезпечує сигнал про перевищення 15 мг/л і команду на автоматичний запірний устрій.

3. Автоматичний запірний устрій – (зазвичай трьохходовий електропневмоклапан), який забезпечує припинення скиду за борт води зі складом нафти більше 15 мг/л (по сигналу прибору контролю) .

4. Танк для збору усіх нафтовмістних вод МКВ з автономною системою видачі на берег на обидва борти з міжнародними фланцями і пультом дистанційної зупинки насосів у районі цих фланців.

Використання інших систем для викиду за борт і здачі нафтовмістних вод на берег забороняється.

5. Танк для збору нафтових залишків і відходів (шлам, залишки від мийки фільтрів, мотористок і т.п.), з системою підігріву і трубопроводом видачі нафтових залишок на берег.

Трубопровід видачі нафтових залишків повинен бути автономним, не мають прямого з'єднання з бортовим отвором, не повинен мати з'єднання з осушувальною, або якоюсь іншою системою; він повинен бути устаткований шнековим насосом для перекачки високо в'язкого шламу.

При наявності на судні інсєнераторів – повинен бути трубопровід подачі шламу до нього і вузол підготовки шламу до спалювання; танк для змішування шламу з паливом, з підігрівом і вибучуванням, гомогенізатор.

6. Трубопровід переливу і переливна цистерна на бункерній системі, або вигородки (100...300 л) під повітряними трубами паливних і масляних танків.

7. Механічне герметичне закриття палубних шпигатів.

Методи очищення нафтовмістних вод

Відстоювання – найбільш простий спосіб очищення НВ, заснований на здатності часток нафтопродуктів спливати на поверхню води за рахунок різниці щільності. Цей спосіб дозволяє витягати з НВ, практично всі грубодисперстні частки нафтопродуктів.

Коалесценція – метод заснований на укрупненні часток нафтопродуктів, через проходження НВ, через коалісцируючі елементи. Частки нафтопродуктів при проходженні калісцируючих елементів, знижують свою швидкість і, осаджуючи в них, укрупнюються за рахунок чого, збільшується їхня маса і вони спливають на поверхню.

Флотація – витяг нафтопродуктів із НВ, пухирцями повітря. Частки нафтопродуктів з'єднуються з пухирцями повітря і спливають на поверхню.

Абсорбція – процес заснований на поглинанні елементарних часток нафтопродуктів, поверхнею абсорбційного матеріалу.

					КРБ.142.2227ст.01.06.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		86

Озонування – спосіб глибокого очищення, використовуваної для видалення з НВ, емульгованих і розчинених нафтопродуктів. Крім того, при озонуванні ,відбувається знезаражування і знебарвлення води, а також, насичення її киснем.

Біохімічне очищення – спосіб заснований на здатності мікроорганізмів у процесі своєї життєдіяльності , використовувати нафтопродукти для свого розвитку.

Основні характеристики методів очищення НВ приведені в табл. 6.3

Таблиця 6.3 Характеристики методів очищення НВ

Спосіб очищення	Концентрація нафтопродуктів, що допускається мг/л	Кінцева концентрація нафтопродуктів, мг/л
Відстоювання	1000	40...100
Флотація	200	20...60
Коалесценція	100	10...15
Абсорбція	100	1...5
Озонування	50	1...5
Біохімічний	100	1...10

Запобігання забруднення стічними водами.

При використанні води для питних і господарських нестатків на судні, накопичуються стічні води (СВ). Проблема видалення СВ виникла давно, але донедавна вона вирішувалася досить просто – скиданням СВ за борт, без обробки.

В даний час існують наступні контрольні показники, по яких можна прямо і побічно судити про ступінь забруднення СВ: БПК 5 – біохімічна потреба в кисні, у плинні 5 доби.

З підвищенням змісту органічних речовин у СВ, значення БПК – 5 зростає, що приводить до додаткових витрат кисню на окислювання органічних речовин і, отже, до зменшення змісту кисню у водоймі;

- ВВ – кількість зважених речовин, що містяться в 1 л СВ. Вище змісту ВВ, що скидаються у СВ, веде до замутнення води, що в підсумку приводить до порушення “харчового ланцюжка” водойму;

- “Колі” – індекс – кількість бактерій груп “колі” (кишкова паличка), що міститься в одному літрі СВ;

- РН – водневий показник, що характеризує кількість іонів водню в розчині;

- прозорість – дозволяє непрямым шляхом оцінювати ступінь забруднення СВ.

Відповідно до Конвенції МАРПОЛ – 73/78, у прибережній зоні шириною 12 морських миль, заборонене скидання стічних вод, якщо вони попередньо не очищені і не знезаражені в спеціальній судновій установці, до наступних параметрів:

БПК-5, мг/л 50;

ВВ, мг/л 100 + X;

“Колі” – індекс, шт. л 2500.

За межами 12 мильної зони, скидання СВ дозволене без попередньої обробки в будь-якому басейні, але при цьому, судно повинне рухатися зі швидкістю не менш 4 вузлів.

Судно може скидати здрібнені і знезаражені СВ , на відстані більш 4 морських миль, від найближчого берега, використовуючи систему, схвалену Регістром. Стік не повинний давати видимих твердих часток, що плавають, і не повинний викликати зміну кольору навколишньої води.

Запобігання забруднення сміттям

Конвенція МАРПОЛ 73/78, включає правила запобігання забруднення водойм сміттям із суден. При цьому, під терміном “сміття”, приймаються усі види харчових, побутових, чи експлуатаційних відходів, що утворюються в процесі нормальної експлуатації судна, за винятком речовин, перелік яких приведений в інших додатках Конвенції.

Конвенцією передбачені наступні обмеження по скиданню сміття з суден:

- забороняється скидання в море усіх видів пластмас, включаючи синтетичні троси, сітки, пластмасові мішки для сміття;

					КРБ.142.2227ст.01.06.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		88

- плавучий оббивний і пакувальний матеріал, можна скидати за межами 25 миль від берега;
- за межами 12-ти мильної зони, можна скидати сміття, пропущене через роздрібнювач, якщо шматки розмеленого сміття, не більш 25мм;
- в особливих районах забороняється скидати будь-які види сміття, крім харчових відходів, які можна скидати за межами 12-ти мильної зони.

6.3. Висновок по розділу

В даному розділі був проведений аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів в машинному відділенні судна. Розроблені заходи щодо усунення, або зниження до нормативних вимог цих факторів.

					КРБ.142.2227ст.01.06.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		89

Висновок по роботі

В даній кваліфікаційній роботі було розглянуто головний судновий двигун MAN B&W 6K98ME-C7.1-TII (6ДКРН 98/240), який відповідає сучасним нормам екологічної безпеки. У першому розділі кваліфікаційної роботи наведена загальна конструкцію двигуна та виконано його опис. У другому та третьому розділах виконано основні розрахунки по двигуну, а саме: розрахунок робочого процесу двигуна; розрахунок і побудова згорнутої та розгорнутої індикаторної діаграми; розрахунок динаміки двигуна з визначенням сил, які діють на деталі КШМ.

У четвертому розділі виконаний перевірочний розрахунок відцентрованого компресора для агрегату наддуву двигуна. Визначено необхідний розхід повітря і ступінь підвищення тиску, та на підстави цих параметрів виконано підбір турбокомпресору.

В п'ятому розділі було розроблено принципові схеми систем що обслуговують двигун та розраховані основні їх елементи.

В останньому розділі розглянуто теоретичні відомості з охорони праці, був проведений аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів в машинному відділенні судна. Розроблені заходи щодо усунення, або зниження до нормативних вимог цих факторів.

					КРБ.142.2227ст.01.ПЗ	Аркуш
						90
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Список використаної літератури

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
3. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO2 emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mandieselturbo.com/>.
4. Горбов В. М. Енциклопедія судової енергетики / В. М Горбов, В. П. Кот // Миколаїв: НУК – 2013 - 607 с.
5. Мошенцев Ю. Л. Розрахунок ступеня відцентрового наддувного компресора : навчальний посібник / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв : НУК, 2021. – 160 с.
6. Мандрус В. І. Гідравлічні та аеродинамічні машини (насоси, вентилятори, газодуви, компресори): Підручник. – Львів: “Магнолія плюс”, видавець В. М. Піча, 2004. – 340 с.
7. Уваров В. А. Методичні вказівки до самостійної роботи з дисципліни "Проектування систем судових енергетичних установок" / В. А. Уваров, В. О. Мисько, Р. Ю. Авдюнін, В. С. Хоменко. – Миколаїв: Торубара В. В., 2018. – 98 с.
8. Жидецький В. Ц. Основи охорони праці : Підручник / В. Ц. Жидецький. – Львів: Афіша, 2002. – 320 с.
9. Державний реєстр нормативних актів про охорону праці (Реєстр ДНА-ОП). Друга редакція [Текст] / К.: Держнагляд охорони праці України. Основа, 1998. – 240 с.

					КРБ.142.2227ст.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		91

10. Закон України «Про охорону праці» // Відомості Верховної Ради України, 1992, № 49, ст. 668.

11. Винокурова Л. Е. Основи охорони праці: Підручник для проф.-техн. навч. закладів / Л. Е. Винокурова, М. В. Васильчук, М. В. Гаман. – К. : Вікторія, 2001. – 192 с.

					КРБ.142.2227ст.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		92